

OPTIMIZAREA CURGERII CU ROTAȚIE LA INTRAREA ÎN TUBUL DE ASPIRAȚIE AL TURBINELOR HIDRAULICE

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

ing. Tiberiu Ciocan

Conducător științific:
Referenți științifici:

Prof.univ.dr.ing. Romeo Susan-Resiga
Prof.univ.dr.ing. Corneliu Bălan
C.S. 1 dr.ing. Sebastian Muntean
Prof.univ.dr.ing. Alexandru Baya

Ziua susținerii tezei: 18.02.2014

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 | 16. Inginerie și Management |

Universitatea *Politehnica* 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, 2014

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 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 elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Facultății de Mecanică, Departamentul M.M.U.T, Colectivul Mașini Hidraulice și Pneumatice din Universitatea Politehnică Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat Domnului Profesor Doctor Inginer Romeo SUSAN-RESIGA inițiatorul acestei teze, pentru îndrumarea și sprijinul acordat de-a lungul celor trei ani al stagiului doctoral. De asemenea doresc să mulțumesc colectivului din cadrul Centrului de Cercetări în Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe din care fac parte Prof. dr. ing. Romeo SUSAN-RESIGA, C.S.I Sebastian MUNTEAN și C.S.I Șandor BERNAD, pentru cooptarea în echipa de cercetare după finalizarea lucrării de diplomă. Mulțumesc domnului dr. Sebastian pentru disponibilitatea și sprijinul necondiționat de-a lungul acestei perioade, cât și a încurajărilor date într-o perioadă grea a vieții. Sincere mulțumiri colegilor: Alin, Costel, Puiu, Irina și Adi pentru îndrumările și sprijinul oferit.

Țin să amintesc suportul financiar pentru îndeplinirea tuturor obiectivelor din cadrul activității de cercetare. Teza de doctorat a fost realizată cu sprijin parțial din grantul strategic POSDRU/107/1.5/S/77265 (2010), Proiect ID77265 (2010), cofinanțat din Fondul Social European "Investește în oameni", în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltare Resurse Umane 2007-2013.

Pe parcursul tezei de doctorat suport a venit și din cadrul contractelor internaționale Nr.1/12.05.2011, respectiv, BCI 4-2012 încheiate cu Alstom Power Hydro, Grenoble, France. În cadrul acestor contracte, care s-au derulat în paralel cu teza de doctorat, metodologiile dezvoltate și implementate au fost aplicate și în cadrul cercetării doctorale întreprinse.

Totodată sprijinul a venit și din cadrul proiectului de cercetare exploratorie PCE 2012-4-0634 „Instabilități auto-induse ale curgerii cu rotație în turbinele hidraulice la regimuri departe de cel optim”, Director de proiect Romeo SUSAN-RESIGA.

Timișoara, Februarie 2014

Autorul



Ciocan, Tiberiu

Optimizarea curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr.146, Editura Politehnica, 2014, pagini 146, figuri 56, tabele 9.

ISSN:1842-4937

ISBN:978-606-554-769-8

Cuvinte cheie:

turbine hidraulice, tub de aspirație, modelarea matematică a curgerii, optimizarea curgerii, profile de viteză, simulare numerică 3D, proiectare inversă

Rezumat,

Scopul activității de cercetare din prezenta teză de doctorat este elaborarea unei metode de proiectare optimă a unui rotor de turbină hidraulică care să ofere performanțe bune pe un domeniu larg de exploatare al turbinei la cuplarea rotorului cu un tub de aspirație existent. Aceasta presupune parametrizarea curgerii cu rotație pe întreg domeniul de funcționare al turbinei. Parametrizarea profilelor de viteză de la intrarea în tubul de aspirație este efectuată utilizând un model matematic de calcul al curgerii aval de rotor. A fost utilizată ca și caz test, turbina hidraulică Francis GMM pentru care datele experimentale au fost disponibile. Cei doi coeficienți, media și panta vitezei axiale fără rotație, ce descriu geometria paletelor rotorice la bordul de fugă sunt utilizați într-un algoritm de optimizare pentru a identifica configurația optimă a vitezei axiale fără rotație. Mai exact, a configurației optime a paletajului rotoric la bordul de fugă, pentru care media ponderată a pierderilor relative de energie este minimă la cuplarea rotor – tub aspirație. Analiza hidrodinamică a tubului de aspirație confirmă identificarea profilelor de viteză optime, cât și identificarea punctului de funcționare la care pierderea relativă de energie este minimă. În final proiectarea noului rotor a fost efectuată utilizând metoda inversă de proiectare la punctul de funcționare pentru care pierderile relative de energie sunt minime.

Acknowledgments:

"Teza de doctorat a fost realizată cu sprijin parțial din grantul strategic POSDRU 107/1.5/S/77265, (2010), cofinanțat din Fondul Social European "Investește în oameni", în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltare Resurse Umane 2007-2013".

CUPRINS

Prefață.....	8
Nomenclator.....	12
1 INTRODUCERE	
1.1 Turbina hidraulică.....	15
1.1.1 Noțiuni de bază.....	16
1.1.2 Turbina Francis.....	17
1.1.2.1 Introducere.....	17
1.1.2.2 Principiu de funcționare al turbinei Francis.....	19
1.2 Tubul de aspirație.....	21
1.2.1 Principiu de funcționare.....	21
1.2.2 Tipuri de tuburi de aspirație.....	22
1.2.3 Hidrodinamica tubului de aspirație la regimuri variabile.....	23
1.3 Stadiul actual al proiectării turbinelor hidraulice.....	25
1.3.1 Proiectarea turbinelor hidraulice.....	25
1.3.1.1 Metodologiile clasice de proiectare.....	26
1.3.1.2 Tehnicile actuale de proiectare.....	27
1.3.2 Proiectare optimizată.....	27
1.4 Contextul tezei de doctorat.....	28
1.5 Obiectivele și conținutul tezei de doctorat.....	28
PARTEA I MODELAREA MATEMATICĂ ȘI SIMULAREA CURGERII CU ROTAȚIE ÎN AVALUL ROTORULUI TURBINEI HIDRAULICE	
2 MODELAREA MATEMATICĂ A CURGERII CU ROTAȚIE AVAL DE ROTORUL UNEI TURBINE HIDRAULICE	
2.1 Generalitățile privind modelarea matematică a curgerii cu rotație.....	31
2.2 Caz Test: Turbina Francis GAMM.....	32
2.2.1 Regimurile de operare.....	33
2.2.2 Componentele vitezei aval de rotor.....	34
2.3 Funcționarea turbinei hidraulice la regimuri variabile.....	35
2.3.1 Validarea modelului matematic cu date experimentale corespunzătoare altei turbine Francis.....	39
2.4 Cinematicii curgerii la ieșire din rotor.....	40
2.5 Model matematic pentru calculul curgerii cu rotație constrânsă aval de rotor.....	43
2.6 Validarea rezultatelor analitice cu date experimentale.....	45
2.7 Concluzii privind modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotor.....	47
3 METODOLOGIA DE SIMULARE NUMERICĂ ȘI ANALIZĂ A CURGERII 3D ÎN TUBUL DE ASPIRAȚIE INVESTIGAT	
3.1 Introducere.....	49
3.2 Domeniul de analiză.....	49
3.2.1 Condițiile pe frontieră.....	53
3.3 Ecuațiile care guvernează simularea curgerilor și modelul de turbulență utilizat.....	54

6 Cuprins

3.3.1 Ecuțiile curgerii pentru domeniul de analiză 3D al tubului de aspirație	54
3.3.2 Modelul de turbulență utilizat.....	55
3.4 Plaja de funcționare investigată.....	56
3.5 Analiza curgerii în tubul de aspirație.....	58
3.5.1 Decelerarea și neuniformitatea curgerii.....	58
PARTEA a IIa OPTIMIZAREA CURGERII CU ROTAȚIE LA INTRAREA ÎN TUBUL DE ASPIRAȚIE FUNCȚIE DE CRITERIUL ENERGETIC	
4 OPTIMIZAREA CURGERII CU ROTAȚIE	
4.1 Aspecte generale.....	62
4.2 Variabilele de control și funcția obiectiv.....	63
4.2.1 Funcția obiectiv.....	63
4.3 Metoda "Downhill simplex".....	66
4.2.1 Concept.....	66
4.2.2 Algoritm.....	67
4.2.3 Exemplu de aplicare a algoritmului DSM.....	68
4.4 Optimizarea curgerii cu rotație utilizând metoda "Downhill simplex".....	69
4.5 Concluzii.....	73
5 HIDRODINAMICA TUBULUI DE ASPIRAȚIE	
5.1 Analiza decelerării și neuniformității curgerii.....	75
5.1.1 Distribuția debitului la ieșirea din tubul de aspirație.....	80
5.2 Discuții	81
5.3 Concluzii	82
PARTEA a IIIa PROIECTAREA GEOMETRIEI ROTORULUI ȘI ANALIZA GEOMETRIEI	
6 PROIECTAREA CU METODA INVERSĂ A GEOMETRIEI ROTORICE	
6.1 Modelul matematic al curgerii nevâscose, staționare, axial simetrice cu rotație	87
6.1.1 Modelarea matematică a curgerii axial-simetrice a fluidului incompresibil în zona nepaletată.....	87
6.1.2 Curgerea axial-simetrică cu rotație în zona paletată a turbomașinilor	91
6.2 Aspecte generale privind proiectarea rotorarelor de turbomașini cu metoda inversă.....	97
6.3 Metodologia de proiectare inversă.....	99
6.3.1 Etapele de proiectare.....	99
6.3.1.1 Geometria meridiană a rotorului.....	100
6.3.1.2 Discretizarea domeniului de analiză.....	101
6.3.1.3 Distribuirea grosimii paletelor.....	101
6.3.1.4 Factorul de blocare.....	102
6.3.1.5 Mărimi caracteristice proiectării.....	102
6.3.1.6 Încărcarea paletelor.....	103
6.3.1.7 Stivuirea paletelor.....	104
6.3.1.8 Postprocesarea	104
6.3.2 Concluzii privind metodologia inversă de proiectare și analiza numerică a curgerii.....	106
6.4 Studiu de caz - proiectarea cu metoda inversă a geometriei rotorice.....	107

6.4.1 Etapele de proiectare.....	108
6.4.1.1 Geometria rotorului de turbină în plan meridian.....	108
6.4.1.2 Numărul de palete și grosimea paletei.....	109
6.4.1.3 Stivuirea paletei.....	109
6.4.1.4 Încărcarea paletei.....	109
6.4.1.5 Proiectarea paletei rotorice.....	111
6.5 Discuții.....	112
6.6 Concluzii.....	114
7 CONCLUZII, CONTRIBUȚII ȘI PERSPECTIVE	
7.1 Concluzii generale.....	117
7.2 Contribuții personale.....	120
7.3 Perspective.....	120
ANEXE	
A1 PROGRAM FORTRAN DE CALCUL AL DEPENDENȚEI $m_2(\varphi)$	121
A2 PROGRAM FORTRAN <i>TURBOSWIRL1D</i> PENTRU CALCULUL PROFILELOR DE VITEZĂ AVAL DE ROTORUL TURBINEI HIDRAULICE.....	125
Bibliografie	130

Prefața

Turbinele hidraulice moderne reprezintă o componentă esențială a sistemelor energetice, contribuind atât la producția de energie electrică cât și la menținerea stabilității prin adaptarea continuă a producției de energie la necesarul de consum.

Necesitatea unui efort susținut de cercetare fundamentală și dezvoltare tehnologică în domeniul turbinelor hidraulice este clar exemplificată de tematica inclusă în programul cadru European HORIZON2020 pentru perioada 2014-2020, în cadrul recentei competiții de proiecte lansată în decembrie 2013 pe direcția „Competitive Low-Carbon Energy” (H2020-LCE-2014-2015):

- H2020-LCE-2014-1 (Hydropower): *“Boosting peak power through sustainable hydropower – Existing hydropower stations need refurbishment and this opportunity should be used to modernise the power plants. Therefore, innovative and improved turbines or generators and related main equipment having a more robust design allowing operation in a wider range of heads and loads to increase power output, improve efficiency and dynamics should be developed.”*
- H2020-LCE-2015-1 (Hydropower): *“Increasing flexibility of hydropower – Hydropower is still amongst the largest sources of renewable energy. The challenge is however to make hydropower in the >100MW range available in a time as short as possible. New technologies need to be developed to increase ramping rates and to allow start-stop-cycles to reach up to 30 times per day depending on head and volume, while lifetime of components and respective life time prediction methods under heavy-duty operating conditions are considerably improved while avoiding adverse effects on downstream water courses”*

Este clar din aceste exemple că atât în plan European cât și național, re tehnologizarea centralelor hidroelectrice existente precum și proiectarea de noi hidroagregate trebuie să includă metode de optimizare și soluții tehnologice inovative care să răspundă noilor cerințe funcționale și economice. În particular, turbinele hidraulice de tip Francis trebuie să fie exploatate pe plajă de regimuri de funcționare mult mai largă decât cea prevăzută inițial, în condiții de eficiență și siguranță sporite, pentru a compensa eficient atât fluctuațiile de producere a energiei specifice surselor regenerabile din aeroenergetică, cât și variațiile de consum generate de liberalizarea pieței de energie și interconectarea sistemelor naționale.

Acestor provocări li se adresează teza de doctorat elaborată de Ing. Tiberiu CIOCAN, care și-a propus optimizarea proiectării rotorului turbinei, în particular a curgerii la ieșire din rotor, pentru a minimiza pierderile hidraulice din tubul de aspirație al turbinei pe o plajă largă de regimuri de funcționare, departe de regimul optim considerat la proiectare. Actualitatea temei abordate de doctorand este confirmată de proiectele de cercetare finanțate de ALSTOM Power Hydro, Franța, unul din liderii mondiali în producția de turbine hidraulice, derulate în perioada 2011-2013 în cadrul Universității Politehnica din Timișoara, având ca obiect exact tematica tezei, și la care doctorandul și-a adus o contribuție importantă ca membru al echipei de cercetare.

Primul capitol al tezei prezintă o introducere în problematica turbinelor hidraulice, prezentând clar și succint principiile de funcționare. Doctorandul își

focalizează atenția asupra tubului de aspirație, care corespunde porțiunii din traseul hidraulic al turbinei din aval de rotor, cu scopul conversiei excesului de presiune dinamică la ieșire din rotor în presiune statică, recuperând corespunzător excesul de energie cinetică care ar fi altfel disipată în lacul aval. Identifică explicit faptul că scăderea randamentului turbinei la regimuri diferite/depărtate de cel optim este practic asociată creșterii corespunzătoare a pierderilor din tubul de aspirație, și formulează problema optimizării curgerii cu rotație la ieșire din rotor astfel încât să se minimizeze pierderea hidraulică mediu ponderată în tubul de aspirație pe o plajă largă de regimuri de funcționare. Identificarea unei configurații optime a curgerii la ieșire din rotor se înscrie în paradigma modernă de proiectare a turbomașinilor, conform căreia mai întâi este optimizată curgerea și apoi sunt proiectate paletajele care realizează configurația dorită a câmpului hidrodinamic. Considerăm că acest capitol constituie un excelent exemplu de identificare, argumentare și formulare a problematicii tezei de doctorat.

Capitolul 2 este dedicat unei probleme fundamentale a hidrodinamicii turbomașinilor, corespunzătoare modelării curgerii axial-simetrice cu rotație. În particular, doctorandul abordează problema modelării curgerii cu rotație în aval de rotorul turbinei, cu determinarea profilului componentelor vitezei la regimuri de funcționare diferite, *fără a cunoaște geometria rotorului*, și implicit curgerea tridimensională în paletajele rotorice. Soluționarea acestei probleme permite optimizarea curgerii la ieșire din rotor înainte de a fi proiectat rotorul, în vederea realizării unui tandem optimizat rotor – tub de aspirație.

Astfel, sunt identificate cele două mărimi integrale care caracterizează curgerea aval de rotor, debitul volumic și fluxul de moment cinetic, și este prezentat modelul matematic ce corelează cele două mărimi cu regimul de funcționare al turbinei. Figurile 2.5 și 2.6 prezintă două exemple convingătoare de validare a modelului pentru turbine hidraulice Francis, pentru o plajă suficient de largă de debite turbinate, iar programul ce implementează algoritmul numeric corespunzător este prezentat în Anexa 1. Cinematica curentului relativ la ieșire din rotor este descrisă prin intermediul conceptului de viteză fără rotație. Doctorandul demonstrează că profilul acestei viteze ipotetice, de la coroană până la inel, rămâne practic nemodificat odată cu modificarea punctului de funcționare, conform Fig.2.8. Aceste ingrediente sunt înglobate apoi într-o formulare variațională pentru funcția de curent, care presupune minimizarea unei funcționale cu o constrângere integrală corespunzătoare valorii fluxului de moment cinetic. Capitolul 2 este încheiat de un tablou sinoptic al metodologiei de modelare a curgerii aval de rotor, evidențiindu-se explicit datele de intrare (coeficientul de debit, coeficientul de moment cinetic, profilul vitezei fără rotație, și coordonata radială a peretelui conului în secțiunea de analiză) și mărimile de ieșire (profilele componentelor axială, circumferențială și radială ale vitezei) pentru programul „turboswirl1D” prezentat în Anexa 2.

Capitolul 3 prezintă în detaliu metodologia de simulare numerică și analiză a curgerii în tubul de aspirație. Astfel, este prezentat domeniul tridimensional pentru un tub de aspirație, precum și un set de secțiuni transversale care permit analiza evoluției curgerii și a conversiei energiei cinetice în presiune statică. Sunt detaliate deasemenea condițiile la intrare și ieșire din domeniu, precum și modelul matematic al curgerii turbulente utilizat în programul expert FLUENT. În final, pentru analiza curgerii sunt introduse mărimile integrale corespunzătoare fluxurilor prin secțiunile transversale considerate, care permit o analiză riguroasă a performanțelor tubului de aspirație la diferite regimuri de funcționare ale turbinei.

Capitolul 4 prezintă metodologia de optimizare a curgerii la ieșire din rotorul turbinei, precum și un exemplu complet de aplicare a ei. Definirea corectă a

problemei de optimizare este una din contribuțiile principale ale doctorandului. Astfel, funcția obiectiv este definită ca media ponderată a pierderilor hidraulice în tubul de aspirație corespunzătoare unui set prestabilit de puncte de funcționare ale turbinei, definit de valorile coeficientului de debit și ale coeficientului de flux al momentului cinetic. Ponderile alese pentru fiecare punct de funcționare sunt în practică precizate de utilizatorul turbinei, în concordanță cu durata estimată de funcționare la fiecare regim. Pe de altă parte, mărimea optimizată este profilul curgerii fără rotație, descris în cazul de față prin doi parametri ce corespund unei aproximații liniare. Figura 4.2 prezintă clar tabloul sinoptic al procedurii de optimizare, în care evaluarea funcției obiectiv pentru valori date ale celor doi parametri precizați mai sus este clar corelată cu modelul descris și validat în Capitolul 2. Metoda aleasă pentru minimizarea funcției obiectiv este „downhill simplex”, prezentată în detaliu în §4.3. Algoritmii de optimizare a cărui schemă logică se regăsește în Figura 4.4 este aplicat pas cu pas pentru exemplul din Figura 4.5. Se demonstrează clar că pornind de la o configurație inițială, generată de metodele quasi-empirice de proiectare utilizate în prezent, se ajunge la o configurație optimizată a ieșirii din rotor (practic distribuția unghiului curgerii relative de la coroană până la inel). Diferențele între profilele de viteză corespunzătoare punctelor de funcționare analizate, pentru rotorul inițial și pentru cel optimizat, Figura 4.7, sunt evidente. Este clar că fără o asemenea metodologie sistematică de optimizare, proiectarea și corectarea empirică a geometriei paletelor rotorice este nu numai extrem de costisitoare, dar și ineficientă din punct de vedere al calității rezultatelor.

Evident, optimizarea curgerii la ieșire din rotor trebuie să se regăsească într-o mai bună funcționare a tubului de aspirație, acest aspect fiind investigat în Capitolul 5. Utilizând metodologia descrisă în Cap.3, doctorandul examinează în detaliu decelerarea curgerii în tubul de aspirație, respectiv evoluția pierderilor hidraulice, prezentând o convingătoare analiză comparativă în Figura 5.1. Este evidențiată decelerarea curgerii în cele trei segmente specifice tubului de aspirație (conul, cotul și difuzorul), diferențiindu-se componenta energiei cinetice provenită din viteza debitantă (normală pe secțiunile transversale) respectiv din mișcările secundare (viteza în planul secțiunii transversale). O asemenea analiză complexă reprezintă o premieră în literatura de specialitate, și permite o comparație relevantă între configurația de pornire și cea optimizată. În plus, Figura 5.4 arată clar diminuarea pierderilor hidraulice pentru tubul de aspirație analizat și translatarea punctului optim de funcționare al turbinei în conformitate cu ponderile precizate de beneficiar. O asemenea metodă sistematică de optimizare nu era disponibilă în literatura de specialitate sau în practica industrială de proiectare a turbinelor hidraulice, dar necesitatea ei era recunoscută de comunitatea de experți. Impactul ei benefic a fost explicit recunoscut la 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, 2012. În prezent, practica de proiectare se focalizează pe minimizarea pierderilor în tubul de aspirație doar la punctul nominal de proiectare, fără a lua în considerare (evident din lipsa capacității de predicție) comportamentul tubului de aspirație și implicit al turbinei departe de acest punct de proiectare. Mai mult, se constată adesea că regimul de randament maxim, determinat prin încercări pe model, este diferit de regimul de proiectare, tocmai pentru că nu este analizat tandemul rotor – tub de aspirație.

Configurația optimizată a curgerii la ieșire din rotor este utilă în practică doar dacă este posibilă proiectarea unor paletaje rotorice care să realizeze o asemenea curgere. Prin urmare, doctorandul prezintă în Capitolul 6 metodologia de proiectare inversă a rotorului, utilizând un program expert. Doctorandul dovedește o

bună cunoaștere a fundamentelor teoretice ale proiectării inverse, și detaliază etapele de proiectare pentru un rotor de turbină Francis care să realizeze configurația optimă de curgere la ieșire. Studiul de caz prezentat în §6.4 menține traseul meridian, respectiv proiecția meridiană a muchiiilor de intrare și ieșire ale paletei rotorice, dar introduce noile specificații de variație a încărcării paletei de la coroană până la inel, Figura 6.16. Rotorul astfel obținut diferă semnificativ de rotorul inițial, dar principalul merit al tezei este de a fi dezvoltat și aplicat o metodologie sistematică de optimizare a rotorului turbinei pentru un tub de aspirație existent. Astfel, rezultatele obținute în teză sunt extrem de valoroase pentru procesul de re tehnologizare a turbinelor hidraulice, a căror proiectare a fost efectuată acum câteva decenii, când nici măcar tehnicile de simulare numerică a curgerilor tridimensionale nu erau utilizate în practica industrială. Chiar și astăzi, când experimentul numeric și experimentul fizic pe model furnizează rezultate remarcabil de apropiate, este dificil de optimizat direct rotorul turbinei utilizând parametri geometrici care descriu paleta. Prezenta teză oferă o alternativă practică, suficient de simplă, robustă și eficientă pentru a fi inclusă în practica curentă de proiectare a turbinelor hidraulice.

Capitolul 7 sumarizează principalele concluzii desprinse din capitolele tezei, și subliniază contribuțiile personale ale doctorandului împreună cu câteva direcții de dezvoltare ale prezentului proiect. Este evident că auto-aprecierea doctorandului tinde totdeauna să prezinte într-un registru mai degrabă modest propriile rezultate. Cu toate acestea, contribuțiile d-lui ing. Tiberiu Ciocan sunt remarcabile, cu caracter de pionerat pe plan mondial, și am convingerea că în curând confirmarea valorii lor va veni nu numai prin citarea publicațiilor la care a contribuit cât mai ales prin adoptarea de către marii producători de turbine hidraulice în practica de proiectare a noilor turbine hidraulice.

Domnul ing. Tiberiu Ciocan a început programul doctoral în Oct. 2010, fiind admis doctorand cu frecvență, cu bursă la Universitatea Politehnică din Timișoara. Pe durata stagiului doctoral a parcurs cu succes programul de pregătire universitară avansată și a făcut parte din echipa de cercetare în două contracte de cercetare internaționale, respectiv un grant și un contract la nivel național.

Dezvoltarea și perfecționarea profesională a drd.ing. Tiberiu Ciocan este remarcabilă, începând cu perioada studenției și continuând cu programul de pregătire doctorală. Doctorandul a făcut progrese remarcabile însușindu-și cunoștințe avansate de hidrodinamica turbomașinilor, tehnici de modelare, simulare și analiză numerică a curgerii în turbine hidraulice, precum și metode de optimizare. Bun cunoscător al limbii engleze, a reușit performanța de a disemina rezultatele obținute în procesul de elaborare a tezei de doctorat prin publicarea a trei articole indexate Web of Science (ISI) și a două lucrări științifice prezentate la conferințe naționale.

Seriozitatea și constanța în activitatea de cercetare fac din dl.ing. Tiberiu Ciocan un membru de bază al colectivului Centrului de Cercetare pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe din cadrul Universității Politehnice din Timișoara, iar rezultatele obținute până în prezent îl recomandă fără rezerve pentru o carieră de cercetător științific.

Prof.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA
Universitatea Politehnica din Timișoara

NOMENCLATOR

Notății și abrevieri

<i>DTLOSS</i>	Media ponderată a pierderilor relative de energie din tubul de aspirație
<i>DSM</i>	Metoda "Downhill Simplex"
<i>NLE2TE</i>	Numarul de noduri de la bordul de atac la bordul de fugă pe o linie de curent
<i>XLE</i>	Punctual de inceput al variației liniare
<i>XTE</i>	Punctul de sfarsit al variației liniare
<i>SLO</i>	Panta
<i>LE</i>	Bordul de atac al paletii
<i>TE</i>	Bordul de fugă al paletii

Mărimi dimensionale

<i>A</i>	[m]	Anvergura paletii
<i>D</i>	[m]	Diametrul
<i>H</i>	[m]	Căderea turbinei
<i>M</i>	[Kg m ² /s ³]	Fluxul de momentul cinetic
<i>N</i>	[-]	Numărul de paletii
<i>P_h</i>	[W]	Puterea hidraulică
<i>R_{ref}</i>	[m]	Raza de referință de la ieșire din rotor
<i>R</i>	[m]	Raza curentă
<i>F</i>	[W]	Fluxul de energie
<i>ψ̃</i>	[Kg/s]	Funcția de curent
<i>E</i>	[J/Kg]	Energia specifică
<i>L</i>	[m]	Lungimea paletii
<i>∂(RV_u)/∂X</i>	[m/s]	Variația momentului cinetic
<i>P⁺</i>	[Pa]	Presiunea pe suprafața paletii cu suprapresiune (intradusul paletii)
<i>P⁻</i>	[Pa]	Presiunea pe suprafața paletii cu depresiune (extradusul paletii)
<i>V</i>	[m/s]	Viteza
<i>V_{ref}</i>	[m/s]	Viteza de referință
<i>W</i>	[m/s]	Viteza relativă
<i>U</i>	[m/s]	Viteza de transport
<i>V_m</i>	[m/s]	Viteza meridionala
<i>Q</i>	[m ³ /s]	Debitul
<i>S</i>	[m]	Coordonata curbilinie

n_s	$[\text{min}^{-1}]$	Turația specifică
ω	$[\text{s}^{-1}]$	Viteza unghiulară
β	$[\text{°}]$	Unghiul curgerii relative
α	$[\text{°}]$	Unghiul curgerii absolute
g	$[\text{m/s}^2]$	accelerația gravitațională
ρ	$[\text{Kg/m}^3]$	Densitatea

Mărimi adimensionale

φ	[-]	Coeficientul de debit (debitul adimensional)
ψ	[-]	Coeficientul de energie
m	[-]	Fluxul de moment cinetic adimensional
v	[-]	Viteza adimensională
r	[-]	Raza curentă adimensională
η	[-]	Randamentul mașinii hidraulice
$\partial(rv_u)/\partial x$	[-]	Încărcarea paletii
x	[-]	Coordonata meridiană
v_z	[-]	Viteza axială adimensională
v_θ	[-]	Viteza tangențială adimensională
v_r	[-]	Viteza radială adimensională
w_x	[-]	Proiecția vitezei relative pe direcție axială adimensională
w_y	[-]	Proiecția vitezei relative pe direcție tangențială adimensională

Indici

* $_{sf}$	axială fără rotație
* $_{ave}$	media profilului vitezei axiale fără rotație
* $_{slo}$	panta profilului vitezei axiale fără rotație
* $_{01}$	Marime normalizată
* $_{w}$	la perete
* $_{kin}$	cinetic
* $_{kin}^n$	cinetic pe direcția normalei
* $_{kin}^t$	cinetic pe direcția transversală
* $_{mbl}$	meridional pe paletă
* $_{m\ paleta}$	meridională de-a lungul liniilor de curent în plan meridian
* $_{TE}$	Bord de fuga al paletii
* $_{LE}$	Bord de atac al paletii
* $_{b}$	Butuc

14 Nomenclator

$*_p$	Periferie
$*_x$	Proiecția pe direcția axială
$*_y$	Proiecția pe direcția tangentială
$*_1$	Secțiunea amonte de rotor
$*_2$	Secțiunea aval de rotor
$*_{in}$	intrare rotor
$*_{out}$	ieșire rotor
$\vec{*}$	Vector
$\bar{*}$	Valoare medie
$\vec{*}^+$	pe intrados
$\vec{*}^-$	pe extradados

1. INTRODUCERE

Turbomașinile, sunt mașini la care transferul energetic are loc loc între un rotor dotat cu palete, complet scufundat în fluid, și un curent continuu de fluid între intrarea și ieșirea din mașină.

După mai mult de un secol, proiectarea turbomașinilor a rămas o sarcină complexă în domeniul ingineriei. Proiectarea acestora necesită combinarea diverselor discipline din inginerie precum dinamica fluidelor, inginerie mecanică și economie. În ultimele decenii, o creștere tot mai mare a performanțelor turbomașinilor a fost percepută. Sunt așteptate randamente mai mari pe plaje largi de funcționare pentru turbinele hidraulice. Satisfacerea acestor așteptări (cereri), vin din detalii minore de proiectare, respectiv, înțelegerea mai bună a dinamicii fluidelor. În momentul de față sunt depuse eforturi mari în această direcție, pentru a înțelege mai bine fizica din spatele fenomenelor. Drept urmare, inginerii au dezvoltat și încorporat în mod progresiv de-a lungul timpului noi tehnologii pentru îmbunătățirea ciclului de proiectare și analiză a turbinelor hidraulice. Tradițional aceste îmbunătățiri au fost efectuate de către specialiști. În prezent, datorită evoluției și integrării instrumentelor CFD, CAD, FEM, etc., în procesul de proiectare și analiză a turbinelor hidraulice, permit atingerea acestor obiective mai eficient.

În general de cele mai multe ori în inginerie cea mai bună soluție este găsită în urma unui proces multidisciplinar și iterativ. Capabilitățile computerelor din ziua de azi ne permit automatizarea acestor procese, iar tendința este de integrare a diferitelor discipline într-o singură și automatizată metodă de optimizare. La ora actuală, sunt depuse eforturi mari în această direcție, de dezvoltare a diferitelor proceduri de optimizare a turbinelor hidraulice. Dar, complexitatea problemelor cât și resursele limitate de calcul încă reprezintă un obstacol spre îndeplinirea acestor obiective. Drept urmare, procedurile actuale de optimizare necesită simplificări în diferite stadii ale procesului de optimizare.

Cercetarea întreprinsă în această teză de doctorat este plasată în acest context. Munca depusă în această direcție este concentrată spre introducerea și aplicarea unei noi metode de parametrizare a curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație a unei turbine hidraulice. Această metodă permite parametrizarea curgerii cu rotație utilizând un număr mic de parametrii, ce apoi pot fi implementați într-o metodă de optimizare.

1.1 Turbina hidraulică

Turbina hidraulică este o mașină de forță care transformă energia hidraulică a apei, rezultată din diferența de nivel dintre amonte și aval, în energie stereo-mecanică la arborele turbinei cu ajutorul unui rotor prevăzut cu palete.

Cerințele de energie ale societății industriale, alături de reducerea rezervelor de combustibil fosil, dar și de normele ecologice, vor conduce într-un ritm alert la valorificarea potențialului energiei hidraulice. Termenul de potențial este utilizabil în cazul resurselor regenerabile de energie primară ca energia eoliană, solară, hidraulică. Potențialul tehnic amenajabil reprezintă energia produsă sau puterea tuturor centralelor ce pot fi realizate pe cursurile de apă al unui teritoriu. Valorificarea energiei cursurilor de apă se face în centrale hidroelectrice, care sunt un ansamblu de construcții ce transformă energia hidraulică în energie electrică [2]. Echipamentele mecanice principale din cadrul centralelor hidraulice sunt

reprezentate de hidroagregatele ce cuprind ansamblul turbină hidraulică și generator electric. România dispune de un potențial tehnic amenajabil de circa 40000 MWh/an din care amenajat sunt peste 6000 MW. [79] Ponderea energiei hidro reprezintă numai 20% din producția mondială, respectiv 16% din producția de energie europeană, iar România dispune de 31% . Cu toate acestea, energia hidro rămâne o componentă cheie în administrarea necesarului de energie. Deși sau realizat pași importanți la nivel mondial, potențialul hidroenergetic are un grad de utilizare de numai 18%, deci o uriașă rezervă de energie hidraulică așteaptă să fie valorificată.

1.1.1 Noțiuni de bază

Apariția turbinelor hidraulice a reprezentat un pas mare înainte, datorită utilizării adecvate a energiei hidraulice disponibile. În cazul morilor de apă, rotirea era obținută din greutatea apei ce acționa pe cupele acestora. În cazul turbinelor hidraulice apa intra la un anumit unghi, respectiv, la o anumită viteză și este deviată într-o anumită direcție de către paletetele rotorului. În consecință, viteza de rotație și randamentul acestora au crescut drastic. Acest lucru a permis reducerea mărimii întregii mașini, respectiv, costurile asociate acestora.

Un alt progres a fost introducerea a principiului reacțiunii, permițând creșterea randamentului și mai mult. Încă de atunci, modelele furnizau randamente ridicate prin recuperarea de energie. Cu toate acestea, problema încă este departe de a fi rezolvată, iar noi tehnologii sunt dezvoltate și introduse progresiv pentru a îmbunătăți proiectarea acestora și creșterea randamentului.

Turbina hidraulică prezintă o tehnologie simplă și sigură, cu randament ridicat, cu o durată de funcționare îndelungată. Astfel, în funcție de construcția turbinei și a rotorului, precum și de poziția acestuia față de curentul de apă, în figura 1. 1 sunt reprezentate tipurile de turbine, iar în tabelul 1 sunt date domeniile de funcționare a principalelor tipuri de turbine hidraulice utilizate la nivel global.

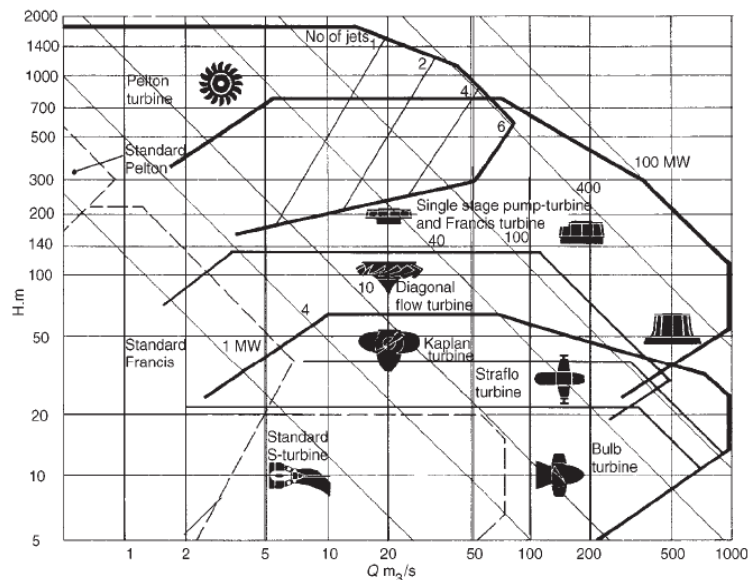


Fig. 1. 1 Diagrama Q vs. H în care se prezintă domeniile de funcționare ale diferitelor tipuri de turbine hidraulice [38].

Tabel 1 Domeniile de funcționare ale principalelor tipuri de turbine hidraulice din fig. 1. 1 [38].

Turbina	Pelton	Francis	Kaplan
Căderea (m)	100-1770	11-750	6-70
Puterea (MW)	500	800	300
Randament (%)	90	95	94

Turbinele hidraulice pot fi clasificate după ecuația ce descrie energie hidraulică specifică la arborele turbinei E_t :

$$E_t \cong gH_1 - gH_2 \pm h_r \quad (1.1)$$

unde gH_i este energia totală de la intrare, respectiv, ieșire din mașină, iar h_r sunt pierderile asociate componentelor rotative a mașinii. Ecuația (1. 1) se poate scrie mai în detaliu conform:

$$E_t \cong \left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2} \right)_1 - \left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2} \right)_2 \pm h_r \cong [gz]_2^1 + \left[\frac{p}{\rho} \right]_2^1 + \left[\frac{v^2}{2} \right]_2^1 \pm h_r \quad (1.2)$$

Grupând astfel termeni, turbinele pot fi clasificate după cum urmează:

- Turbine cu reacțiune: la care rotorul este complet scufundat în apă, utilizând principiul reacțiunii, ce constă în accelerarea apei cauzată de creșterea presiunii în zona paletetă. Aici o parte din energia potențială este transformată în energie cinetică. Acest principiu permite creșterea randamentului, care a fost îmbunătățit și mai mult prin utilizarea tubului de aspirație. Principalele turbine cu reacțiune sunt: Francis, Kaplan, Bulb.
- Turbine de impuls (cu acțiune): acest tip de turbine a fost dezvoltat în secolul XIX. Acestea utilizează jetul de apă furnizat de injectoare (duze), neavând rotorul scufundat în apă. Principalele tipuri de turbine de impuls sunt: Pelton și Turgo.

Această clasificare oferă o primă impresie a diversității posibilelor configurații a turbinelor hidraulice. O asemenea diversitate a formelor, face imposibilă definirea generală metode de proiectare care să acopere toate cazurile. În consecință, lucrarea de față este concentrată pe îmbunătățirea turbinelor hidraulice Francis. Succesul acestor turbine este mare datorită randamentelor mari și a plăjei foarte mari de aplicabilitate, dovada fiind numărul foarte mare de mașini instalate la nivel global. Deși concluziile sunt legate de turbinele Francis, acestea pot fi transportate și către alte configurații ale turbinelor cu reacțiune.

1.1.2 Turbina Francis

1.1.2.1 Introducere

A fost inventată în secolul XIX de inginerul american J. B. Francis. În prezent, domeniul de utilizare a acestora este foarte vast. Este caracteristică domeniului de căderi mijlocii și mari $H = 11 - 750$ m și o plajă foarte largă a debitelor de câțiva m^3/s și sute de m^3/s . Puterea obținută variază în intervalul (0.5...980) MW, iar randamentele optime au valori foarte ridicate. Puterile pe unitate au tendința să crească până către 1000 MW. Randamentele maxime pot trece peste 95%, maximul atins fiind de 95,6%, însă într-un domeniu restrâns de puteri. Cum funcționarea sistemelor electroenergetice impune tot mai mult un randament mediu ponderat cât mai ridicat, se caută soluții de extindere a

funcționării la randamente bune într-un domeniu cât mai larg de puteri, chiar în detrimentul scăderii valorii randamentului maxim.

Turbinele Francis sunt de tipul radial – axial, curentul având intrarea în rotor radială și ieșirea axială. Spre deosebire de rotorul de tip Kaplan, rotorul Francis are paletele fixe, fiind compus dintr-o coroană și un inel între care se află un număr de palete torsionate spațial. Debitul de funcționare este adus de conducta forțată la camera spirală, care asigură repartiția uniformă a apei pe periferia statorului, aparatului director și mai apoi rotorului. În interiorul camerei spirale are loc transformarea parțială a energiei potențiale a apei în energie cinetică.

Parametrii fundamentali ai turbinelor hidraulice sunt: debitul Q [m^3/s], căderea H [m.col. H_2O], puterea P [kW], turația n [rot/min], randamentul η [-], înălțimea geometrică de aspirație h_s [m.col. H_2O], coeficientul de cavitație σ .

Traseul hidraulic al turbinei Francis este redat în exemplul din figura 1. 2.

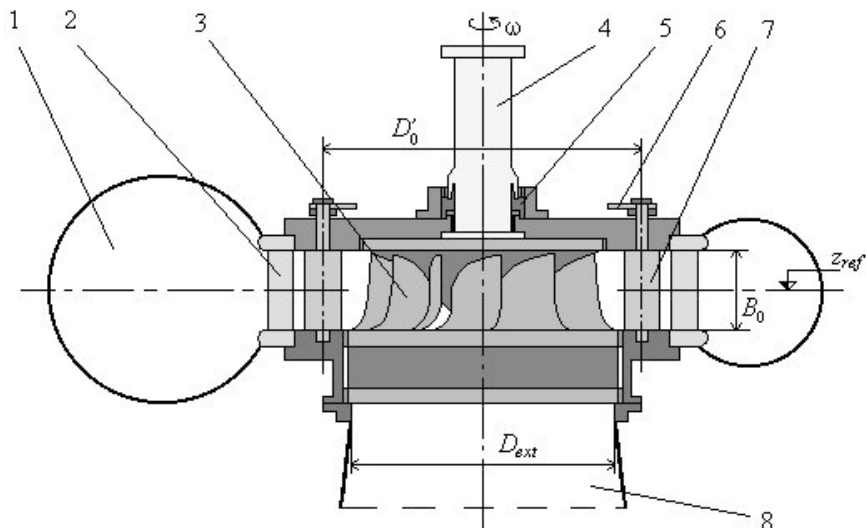


Fig. 1. 2 Turbina Francis: (1) cameră spirală metalică; (2) stator; (3) rotor; (4) arbore vertical; (5) lagăr radial; (6) mecanism de acționare a aparatului director; (7) aparat director; (8) con tub aspirație [39]

Acesta cuprinde următoarele elemente: *camera spirală* (1), alimentată din *conducta forțată* a amenajării hidroelectrice; camera spirală are secțiune circulară și este confecționată prin sudarea unor virole metalice; *statorul* (2) cu pale fixe, care imprimă apei o mișcare elicoidală, respectiv care rigidizează camera spirală; *aparatul director* (7) ale cărui pale sunt reglate cu ajutorul mecanismului de acționare (6), asigurând variația debitului între valoarea zero (aparat director complet închis) și valoarea maximă (aparat director complet deschis); pozițiile paletelor directoroare și mărimile care le caracterizează sunt detaliate în figura 1.2; *rotorul* (3) cu un număr mare de pale fixe, dublu curbate; respectiv *conul tubului de aspirație* (8), care dirijează apa către *bazinul de refulare* din aval.

În funcție de poziția arborelui turbinei, acestea pot fi: turbine Francis cu arbore vertical, respectiv, turbine Francis cu arbore orizontal.

Dintre centralele hidroelectrice dotate cu turbine Francis cu arbore vertical, menționăm următoarele:

- *CHE Itaipú*, o centrală binațională pe fluviul Paraná, la granița dintre Brazilia și Paraguay, echipată cu 18 turbine Francis (PIF între anii 1984 și 1991). Puterea unei turbine este de 700 MW, deci puterea instalată în centrală este

de 12600 MW, ceea ce constituie recordul mondial de putere instalată într-o CHE. Căderea netă este de 118,4 m, iar debitul nominal pe grup este de 645 m³/s. În 2000, producția de energie anuală a *CHE Itaipú* a depășit 93,4 TWh, asigurând 95% din consumul energetic din Paraguay și 24% din consumul energetic din Brazilia. Puterea instalată în *CHE Itaipú* va fi mărită la 14000 MW, după punerea în funcțiune a două noi hidroagregate, a căror construcție a început în 2001.

- *CHE Three Gorges*, pe fluviul Yangtze din China. Three Gorges este cea mai mare amenajare hidroenergetică din lume. Construcția sa a început în 1993 și va fi finalizată în 2009. Barajul a fost deja construit²¹. Au fost construite două clădiri ale acestei imense hidrocentrale, către malurile fluviului, de-o parte și de alta a fronturilor deversante (de 484 m lungime) din centrul fluviului. *CHE Three Gorges* a fost echipată în 2009 cu 26 de turbine Francis. Puterea unei turbine este de 700 MW. Diametrul exterior al rotorului este de 10 m, iar greutatea acestuia de 450 tone. Producția de energie a început în 2003, cu 11 hidroagregate funcționale. Puterea instalată în centrală în anul 2006 a fost de 9800 MW (cu 14 turbine în funcțiune), însă puterea instalată a atins valoarea de 18200 MW în 2009, când toate cele 26 de turbine au fost funcționale, ceea ce a constituit următorul record mondial de putere instalată într-o CHE. Producția medie de energie anuală a se estimează la valoarea de 84,7 TWh.

Dintre centralele hidroelectrice din România dotate cu turbine Francis cu arbore vertical, cele mai importante sunt:

- *CHE Gâlceag* pe râul Sebeș, o centrală echipată cu 2 turbine Francis, puse în funcțiune în 1980. Puterea unei turbine este de 75 MW, fiind astfel cea mai mare turbină Francis din România. Puterea instalată în centrală este de 150 MW, iar debitul instalat este de 45,6 m³/s. Căderea brută este de 465 m.
- *CHE Vidraru* pe râul Argeș, echipată cu 4 turbine Francis puse în funcțiune în 1966. Puterea unei turbine este de 55 MW, deci puterea instalată în centrală este de 220 MW, iar debitul instalat este de 90 m³/s; căderea brută este de 324 m.
- *CHE Brădișor*, pe cursul inferior al râului Lotru, este o centrală subterană, echipată cu 2 turbine Francis (cu diametrul rotorului de 2 m), puse în funcțiune în 1982. Puterea instalată în centrală este de 115 MW (adică 57,5 MW pe fiecare grup), iar debitul instalat de 110 m³/s. Căderea brută este de 152 m, căderea nominală este de 128,5 m, iar turația de sincronism este de 375 rpm.

Cea mai mare centrală hidroelectrică echipată cu turbine Francis cu arbore orizontal este CHE Hornberg din Germania, echipată cu 4 turbine (diametrul rotorului de 1,7 m). Puterea unei turbine este de 262 MW, deci puterea instalată în centrală este de 1048 MW. Căderea netă este de 652 m.

Calitățile principale ale acestor turbine constă în:

- randament bun;
- construcție simplă;
- robustă;
- stabilitate mai mare la funcționare.

1.1.2.2 Principiul de funcționare al turbinei Francis

Scopul turbinei hidrolice este de a extrage energia de la fluid și aceasta se realizează cu ajutorul unui subsansamblu în mișcare de rotație, denumit *rotor*. Rotorul turbinei Francis prezintă o formă care obligă apa să treacă printre

palete, ca printr-un canal prismatic, în care viteza se schimbă ca mărime și direcție, simultan cu variația presiunii.

Transmiterea energiei de la apă la rotorul turbinei are loc prin interacțiunea de curent și suprafețele paletelor rotorice. Datorită interacțiunii dintre fluid și palete apare o forță ce se exercită pe palete, cuplul creat de această forță în raport cu axa mașinii pune în mișcare rotorul, obținându-se putere stereomecanică. Energia este preluată de paletelile rotorului turbinei, curentul având intrarea radială în rotor și axială la ieșire.

Curgerea în rotorul turbinelor este complexă din cauza formei spațiale a canalelor dintre paletelile rotorului, care sunt străbătute de vâna fluidă. Datorită construcției turbinei și a rotorului, precum și de poziția acestuia față de curentul de apă, turbinele hidraulice Francis fac parte din grupa turbinelor cu vână forțată la care rotorul este complet scufundat și este atacat uniform și pe toată periferia de curentul de apă.

Pentru analizarea ei, se consideră două sisteme de referință:

- unul inerțial, considerat fix, cu axa „z” așezată coliniar cu axa de rotație;
- unul mobil - rotitor, solidar cu rotorul, care are axa de rotație „z”, așezată la fel cu cel fix.
 - mișcarea fluidului raportată la sistemul inerțial este mișcarea absolută și va fi caracterizată de viteza absolută „V”;
 - mișcarea fluidului prin rotor, raportată la sistemul neinertial, este mișcarea relativă, caracterizată de viteza relativă „W”;
 - viteza de transport este viteza tangențială din planul rotorului care este constantă în timp la o rază „r”.

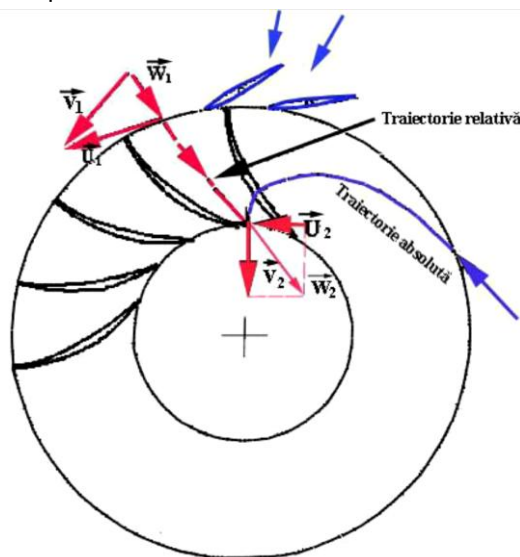


Fig. 1. 3 Cinematica curentului prin rotorul turbinei Francis [2]

În figura 1. 3 este reprezentată schema cinematică a curentului prin rotorul turbinei Francis. Conform acesteia particula fluidă intrată în rotor cedează o parte din energia sa prin interacțiunea cu paletelile rotorului, și parcurge o traiectorie relativă (față de sistemul de referință mobil) și o traiectorie absolută (față de sistemul fix). În cadrul transferului energetic din turbină, energia mecanică poate proveni din transformarea parțială a energiei cinetice și potențiale a fluidului, sau numai din transformarea energiei cinetice.

1.2 Tubul de aspirație

Eficiența turbinelor hidraulice este semnificativ afectată de performanța tubului de aspirație. În special la turbinele de cădere mică și debite mari, ajungându-se până la pierderi mai mari de 50%. Principala caracteristică a tubului de aspirație este de a recupera o parte din energia cinetică de la ieșire din rotor și de a o transforma în energie potențială cu pierderi hidraulice cât mai mici. Cea de-a doua caracteristică a sa este de a recupera înălțimea de aspirație, dacă aceasta este pozitivă, adică utilizarea tubului de aspirație permite instalarea turbinei peste nivelul aval, fără a se pierde partea corespunzătoare din cădere. În ciuda progresului tehnologic, din perspectiva curgerii cu rotație în tubul de aspirație, aceasta încă a rămas dificil de descris corect, datorită interacțiunilor complexe dintre nestăționaritatea, turbulența, separarea, curgeriilor secundare, apariția vârtejului funie, etc..

1.2.1 Principiu de funcționare

Principiul care stă la baza curgerii în tubul de aspirație se poate exprima cu ajutorul ecuației Bernoulli între secțiunea de la intrare, respectiv secțiunea de la ieșire.

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} - z_2 + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_l \quad (1.3)$$

unde p este presiunea absolută, z înălțimea geometrică de aspirație, α factor de corecție a energiei cinetice, V viteza și h_l pierderile hidraulice în tubul de aspirație. Presiunea absolută p în secțiunea de ieșire se poate exprima ca $p_2/\rho g = z_2 + p_{atm}/\rho g$, unde p_{atm} este presiunea atmosferică. Dacă se presupune că înălțimea de instalare a turbinei H_s este aproximativ egală cu z_1 atunci ecuația (1. 2) se reduce la:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \left(H_s + \left(\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_l \right) \right) \quad (1.4)$$

O interpretare a ec. (1. 4) este că tubul de aspirație generează o zonă de depresiune sub rotor, ce poate fi utilizată de turbină. Această zonă de depresiune, constă din doi termeni: căderea de presiune statică H_s , respectiv, căderea de presiune dinamică $\alpha_1 V_1^2/2g - \alpha_2 V_2^2/2g + h_l$. Primul termen este independent de debitul turbinat, în schimb al 2-lea termen crește odată cu debitul. Al 2-lea termen se poate îmbunătăți prin lărgirea conului și/sau prin mărirea lungimi tubului de aspirație. Totuși, în ambele variante pierderile vor crește, astfel un tub de aspirație eficient va avea un difuzor și o lungime optimă, pentru care reducerea de presiune va fi maximizată.

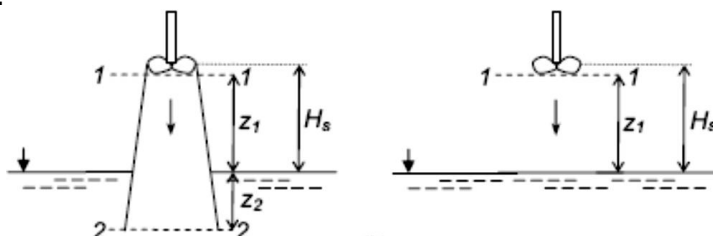


Fig. 1. 4 Principiul hidraulic al tubului de aspirație. a. cu tub de aspirație, b. fără tub de aspirație. [69]

1.2.2 Tipuri de tuburi de aspirație

Primul tub de aspirație a fost construit în jurul anului 1840 și a avut forma unui cilindru drept. Scopul a fost de-a putea plasa turbina deasupra nivelului aval fără a pierde din cădere. Mai târziu, au fost introduse și utilizate tuburile de aspirație care aveau forma unui con drept, fig. 1. 5a, pentru a îmbunătăți randamentul turbinei în special a celor de cădere mică. Ani mai târziu, au apărut tipuri de tuburi de aspirație asemănătoare celor din fig. 1. 5a, cu diferența că în mijlocul tubului se găsea un con ce avea rolul de-a elimina zonele de stagnare ce apăreau de obicei în acea zonă, fig. 1. 5b. Ambele tipuri de tuburi de aspirație a permis recuperarea foarte bună a energiei cinetice de la ieșire din rotor la puncte de funcționare departe de cel optim, datorită raportului ariilor intrare-ieșire a tubului de aspirație. Totuși, până ce nu au apărut tuburile de aspirație cotate dezvoltate de Kaplan, nu se puteau instala rotoare cu diametrul de referință mai mare de 2.5 m. Odată cu apariția tuburilor de aspirație cotate sau cu cot, s-au putut instala rotoare cu diametrul de referință de până la 10 m. Dezavantajul acestora în comparație cu primele două este că performanțele turbinei scad mai mult la puncte de funcționare departe de cel optim.

În general, tuburile de aspirație cotate sunt compuse după cum se poate observa în fig. 1. 5c, din trei componente: conul de la intrare, cotul și difuzorul de ieșire.

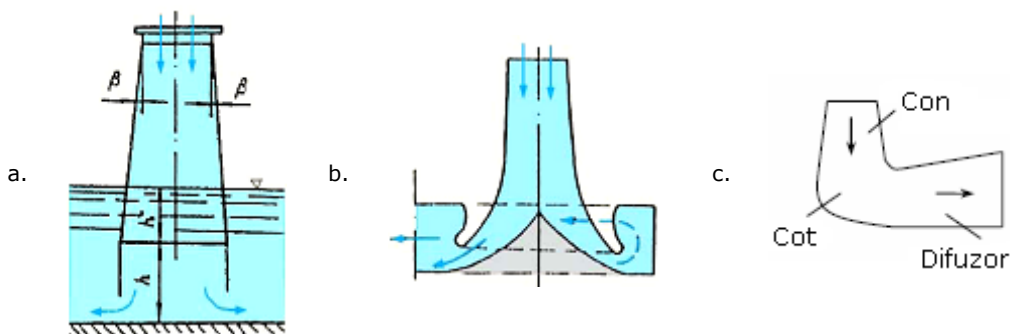


Fig. 1. 5 Tipuri de tuburi de aspirație. a. Con drept, b. hidrocon (Moody), c. curbat

În conul de intrare, care în general este un con drept, curgerea este decelerată, iar presiunea crește. Desprinderea fluidului de pereții conului tubului de aspirație conduce la scăderea drastică a performanțelor turbinei și pot cauza fluctuații severe de presiune ce pot afecta structura turbinei.

În cot, curgerea cu rotație intră vertical și iese orizontal din acesta, rezultând o variație mare a presiuni de-a lungul acestuia. Această variație a presiuni duce la creșterea riscului de apariție a separării fluidului în con. Drept urmare, de obicei se mențin constante ariile secțiunilor transversale sau chiar se reduc, de-a lungul cotului. Tranziția de la arie circulară la arie rectangulară în cotul tubului de aspirație, simplifică procesul de construcție dar complică caracteristicile curgerii cu rotație.

În difuzor, fluidul este din nou paralel cu pereți acestuia diminuând variațiile de presiune, în principal datorită creșterii presiuni, îmbunătățind astfel randamentul turbinei.

Tubul de aspirație luat în considerare în cercetarea doctorală de față, este un tub curbat cu: con, cot și difuzor. În particular, difuzorul tubului de aspirație investigat are și un picior de sprijin, împărțind tubul în două.

1.2.3 Hidrodinamica tubului de aspirație la regimuri variabile

În ultimele decenii pe piața de energie, datorită politicii de încurajare a guvernelor spre energia regenerabilă, sa ajuns în ultimii ani la o creștere foarte mare a conectării la rețea a energiilor eoliene și solare, ce au indus de foarte multe ori fluctuații de putere peste limita ce poate fi controlată. Pe de altă parte consumatorii se așteaptă să aibă la discreție oricând doresc, mai multă sau mai puțină putere în rețea, cu alte cuvinte, este nevoie de o rețea flexibilă.

Datorită răspunsului și intrării rapide în sistemul rețelei de energie, turbinele hidraulice sunt frecvent utilizate pentru aducerea în parametri stabili a acestuia. Pentru turbinele hidraulice înseamnă, operarea acestora pe o plajă largă de funcționare departe de punctul de randament maxim, instabilitatea curgerii cu rotație în tubul de aspirație, desprinderi ale fluidului de pe peretele conului tubului de aspirație afectând și transformarea energiei cinetice reziduale în presiune statică, operarea o perioadă mai îndelungată decât a fost prevăzut la debite departe de cel nominal pentru care a fost proiectată turbina, etc.. Toate problemele enumerate duc la pierderi energetice mari în tubul de aspirație, caracterizate prin scăderea producției de energie și creșterea costurilor de funcționare a turbinei.

Curgerea cu rotație generată aval de rotorul unei turbine hidraulice a fost intens investigată atât experimental [78] cât și teoretic [75-76], cu scopul de-a elucida fizica fenomenului.

Zhang și alții [136], au analizat numeric curgerea cu rotație în cele trei segmente ale tubului de aspirație: con, cot și ieșirea din tubul de aspirație pentru o turbină Francis. S-a observat că la sarcină parțială, în con, curgerea este instabilă datorită vârtejului funie. Vârtejul funie reprezintă totodată principala sursă a fluctuațiilor de frecvență joasă. Odată cu funcționarea la sarcină parțială apariția componentei tangențiale este inevitabilă, iar cheia eliminării vârtejului funie este de a suprima zona de recirculare. În cot se continuă zona de recirculare de la intrarea în con, care evoluează într-o mișcare haotică.

Avellan [8] prezintă pentru prima dată investigații numerice cât și experimentale asupra curgerii în cotul tubului de aspirație în cadrul proiectului FLINDT. Principalul obiectiv al acestui proiect este de a investiga curgerea în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice la mai multe regimuri de funcționare, pentru o mai bună înțelegere a curgerii 3D cu rotație. Simularea 3D nestaționară validată cu datele experimentale din FLINDT l-a condus pe Mauri și alții [71] să concluzioneze că scăderea bruscă a coeficientului de recuperare a presiunii în tubul de aspirație în apropierea punctului de randament maxim, poate fi asociată cu separarea Werlé-Legendre. Susan-Resiga și alții [110] propune o nouă reprezentare analitică în avalul rotorului Francis din FLINDT, care se află într-o bună corelare cu datele experimentale ale profilelor de viteză axială și tangențială. Modelul lor este parametrizat doar cu coeficientul de debit cu o valoare între $\pm 10\%$ din debitul de la punctul de randament maxim.

Ciocan și alții [29], au investigat atât numeric cât și experimental, curgerea cu rotație pe modelul de turbină în cadrul proiectului FLINDT. Pe acest model au fost efectuate măsurători ale profilelor de viteze cu LDV, măsurători ale câmpului de viteză cu PIV și măsurători ale pulsațiilor de presiune pe peretele conului tubului de aspirație. Paralel cu investigarea experimentală au fost realizate simulări 3D nestaționare, pentru a le putea compara cu datele experimentale. Pentru investigarea câmpului de viteză cu PIV, s-au folosit două camere de o rezoluție ridicată. Folosind cele două camere s-a determinat simultan atât câmpul de viteză meridional cât și cel tangențial. În măsurarea profilelor de viteză de-a lungul unei axe s-a utilizat un LDV 2D. Cele două profile de viteze au fost măsurate la intrarea și la ieșirea din tubul de aspirație. Analiza pulsațiilor de presiune s-a realizat cu

ajutorul a opt traductori de presiune nestaționari. Pentru fiecare achiziție au fost măsurate 16384 probe într-un timp prestabilit astfel încât să nu influențeze timpul de răspuns al traductorului. Simularea numerică 3D nestaționară a fost efectuată cu programul de calcul ANSYS-CFX cu un model de turbulență *k-epsilon*. Astfel condițiile la limită, au presupus ca profilele de la ieșire din camera spirală să fie impuse la intrare în stator, iar profilele de la ieșire din stator se vor utiliza ca și condiție de intrare în aparatul director. Din compararea frecvenței de rotație a vârtejului funie dintre calcul și experiment s-a ajuns la concluzia că frecvența rezultată din calcul este cu aproximativ 13% mai mare decât cea măsurată. Din analiza pulsațiilor de presiune pe con calculat și măsurat rezultă o mare asemănare atât la intrare în con cât și pe generatoarea conului unde au fost montați traductorii. Aceste comparații dintre partea experimentală și cea de calcul a fost realizată pentru prima dată, iar erorile obținute de 13% în frecvența vârtejului și 3% în amplitudinile pulsațiilor de presiune pot fi considerate foarte bune.

Susan-Resiga și alții [103], a propus o metodă analitică de reprezentare a profilelor radiale a componentelor axiale și tangențiale a vitezei, aval de rotorul unei turbine Francis pe o plajă de funcționare de $\pm 10\%$ față de punctual optim de funcționare, la cădere constantă. Această metodă empirică extinsă mai departe pe conul tubului de aspirație [107], nu reușește să prezică configurarea curgerii cu rotație pe întreaga plajă de funcționare, în special la debit parțial unde vârtejul elicoidal [57] este foarte dezvoltat datorită instabilității curgerii decelerate cu rotație ce are loc în conul tubului de aspirație. Cu toate acestea curgerii cu rotație la debit parțial în conul tubului de aspirație a fost calculată prin folosirea unui model axial-simetric de curgere turbulentă cu rotație [108]. Înțelegerea mai bine a particularităților curgerii cu rotație la ieșirea din rotor / intrarea în tubul de aspirație este cheia în dezvoltarea de noi tehnici de control al curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis, un exemplu foarte bun fiind metoda cu injecție de apă din coroana rotorului [109] de-a lungul axei mașinii, cu scopul eliminării vârtejului elicoidal și fluctuațiilor de presiune asociate acestuia.

Prin măsurători efectuate experimental se poate determina comportamentul global al unui tub de aspirație, dar detaliile hidrodinamice rămân greu de distins. Drept urmare se folosesc simularile numerice pentru a analiza curgerea dintr-un tub de aspirație, cu scopul de-a înțelege mai bine fizica fenomenului. Dar, simulând curgerea (3D nestaționară și turbulentă) pe întreg domeniul turbinei (intrare cameră spirală – ieșire tub de aspirație), necesită o memorie de calcul foarte mare, chiar și pentru computerele din ziua de azi. De aceea va trebui folosită o tehnică de simulare simplificată pentru a obține rezultate utile atunci când se analizează hidrodinamica tubului de aspirație, folosind resursele de calcul existente.

Cheia acestei strategii sunt condițiile de intrare din tubul de aspirație. Göde și alții [47], a investigat hidrodinamica tubului de aspirație a unei turbine cu palete rotorice fixe la debit parțial, cu scopul de a găsi niște corelații între condițiile de intrare și structura vârtejului din tubul de aspirație. De asemenea și Galvan și alții [40], a remarcat că încă este o provocare în a găsi distribuția optimă a curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație, cu scopul de a obține cele mai bune performanțe ale turbinei pe o plajă largă de funcționare.

O problemă importantă care influențează major curgerea cu rotație la ieșirea din rotor, cât și pierderile hidraulice din tubul de aspirație este geometria paletei rotorice la bordul de fugă. În consecință, este esențial să estimăm corect pierderile hidraulice și recuperarea de presiune în tubul de aspirație, încă din proiectarea preliminară a unui nou rotor de turbină. Drept urmare, Susan-Resiga, et al. [104] a dezvoltat un model matematic care permite calculul curgerii cu rotație la ieșirea din rotor pentru întreaga gamă de operare a unei turbine Francis și a arătat că acest model este capabil să surprindă principalele caracteristici a curgerii.

Pentru a investiga coeficientul de pierdere pentru fiecare componentă a traseului hidraulic unei turbine Francis, funcție de debitul de funcționare, V_u și alții [132] efectuează o analiză numerică 3D la o turație specifică constantă. Pentru rotor, aparat director și camera spirală se observă că acest coeficient de pierdere are o valoare aproximativ constantă la toate debitele de funcționare, variind cu maximum 10%, fig. 1. 6.).

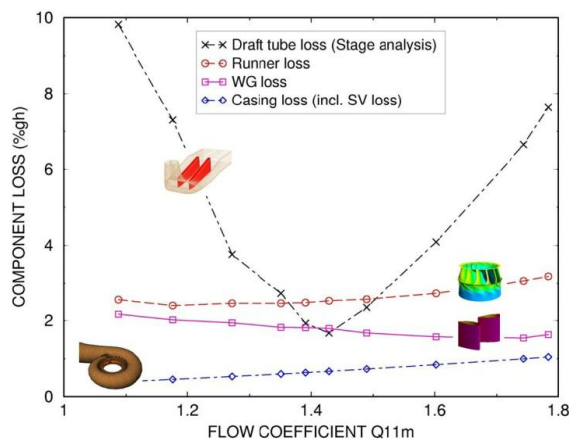


Fig. 1. 6. Variația pierderilor funcție de debit pentru fiecare componentă a unei turbine hidraulice de tip Francis, [125]

Pentru tubul de aspirație se observă că valorile coeficientului de pierdere funcție de debit variază cel mai mult cu aproximativ 90%. Variația acestui coeficient se datorează necorelării *curgerii cu rotație livrată de rotor la intrarea în tubul de aspirație*. Prin urmare este extrem de importantă optimizarea curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație cât și proiectarea cât mai bună a rotorului, astfel încât la cuplarea rotor - tub aspirație, turbina să funcționeze cu pierderi minime de energie.

1.3 Stadiul actual al proiectării turbinelor hidraulice Francis

1.3.1 Proiectarea turbinelor hidraulice

În domeniul turbomașiniilor, proiectarea acestora încă a rămas o sarcină complexă, combinând discipline multiple din inginerie precum dinamica fluidelor, inginerie mecanică și economie. După toată experiența acumulată de către specialiștii din domeniu în decursul mai multor decenii, încă nu există o tehnică unică de-a proiecta o turbină hidraulică care să ofere la ieșire din rotor / intrare în tubul de aspirație al acesteia, aceea curgere dorită cu pierderi minime de energie pe o plajă largă de funcționare.

Majoritatea procedurilor de proiectare folosite în industrie sunt parțial cunoscute. Ceea ce diferă de la o companie la alta este "know-how" acumulat de fiecare în parte, ceea ce determină dezvoltarea propriilor metodologii de proiectare și optimizare. Chiar și în cadrul utilizării celor mai avansate tehnici (programe) de proiectare / simulare a curgerii, care ne pot oferi o mulțime de informații valoroase, singura care decide relevanța și validitatea informațiilor este experiența proiectantului.

O turbină hidraulică este proiectată conform specificațiilor inițiale, obținute în situ, unde mașina va fi instalată. Condițiile de operare exprimate ca și energie specifică E , debit Q și turație n , sunt de obicei parametrii inițiali de dimensionare preliminară a mașinii și de alegere a posibilei configurații (radial, axial, radial-axial, etc.). După cum este reprezentat în figura 1. 7, la momentul actual există 2 metode de abordare pentru proiectarea unui rotor de turbină hidraulică: Metoda directă, ce corespunde metodelor clasice de proiectare, respectiv Metoda inversă, specifică tehnicilor actuale de proiectare. Metoda inversă diferă de metoda directă prin faptul că întâi are loc calculul și optimizarea curgerii apoi proiectarea geometriei paletei care să realizeze aceea curgere cu pierderi minime de energie. Dar, indiferent de metodologiile utilizate, clasice sau actuale, proiectarea turbinelor hidraulice este bună doar dacă este susținută de către performanțele hidraulice și de structură.

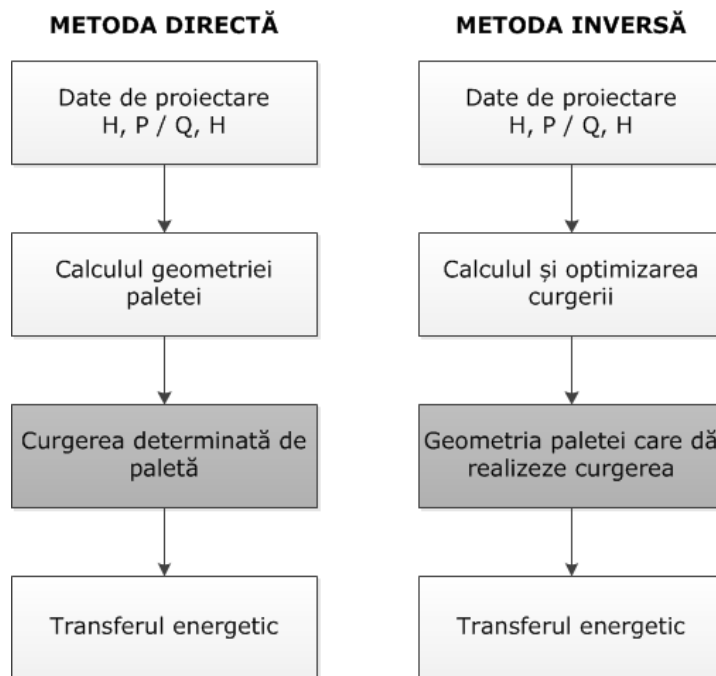


Fig. 1. 7 Principiul de proiectare corespunzător celor 2 metode

1.3.1.1 Metodologiile clasice de proiectare

Metodologiile clasice sunt considerate acele tehnici de proiectare dezvoltate în principiu din experimente. Forma finală a rotorului turbinei fiind strâns legată de vizualizarea curgerii în jurul diferitelor profile și validate pe stande experimentale, mai exact, întâi s-a proiectat rotorul apoi sa analizat curgerea, iar rezultatele finale (dorite) au fost obținute print-un proces de încercare și eroare. Din punct de vedere geometric, metodologiile tradiționale au utilizat desene tehnice de mână și seturi de date pentru definirea geometriei. Dar această reprezentare limitată și cumva ambiguu, a fost de obicei sursa neînțelegeri a geometriei finale și a fabricării sale. Descrieri mai amănunțite ale acestor metodologii clasice sa pot găsi în [1], [13], [21], [50], [122].

1.3.1.2 Tehniciile actuale de proiectare

Relativ recent, dezvoltarea codurilor CFD și a creșterii puterii de calcul a permis precizarea performanțelor unei turbine hidraulice și reducerea testelor pe standuri experimentale, tehnicile CFD [33], [54], [86], [98] devenind astfel un instrument standard în proiectarea turbinelor hidraulice.

Tehniciile actuale s-au dezvoltat și îmbunătățit odată cu progresul tehnologic în domeniul calculatoarelor. Aceste noi tehnici de proiectare tind să depășească dificultățile și constrângerile metodelor clasice, fiind mai flexibile și precise decât acestea, deși majoritatea dintre ele sunt strâns legate de tehnicile clasice de proiectare. Majoritatea tehnicilor noi de proiectare se bazează pe proiectarea inversă, originalitatea acestei metode constă în inversarea tehnicilor clasice. Pornind de la proiectarea curgerii dorite la ieșirea din rotor / intrarea în tubul de aspirație, care va duce în final la geometria paletajului rotoric care va livra aceea curgere dorită. În decursul ultimelor decenii noile tehnici de proiectare bazate pe proiectarea inversă au fost dezvoltate și extinse spre aplicații 3D [32], [45-46], [56], [85], [113], [128], [30] și [37] fiind aplicații ale metodei inverse pe turbine hidraulice. De asemenea mai există și pachete de softuri comerciale ce furnizează instrumente de proiectare ce se bazează pe proiectarea inversă [141-142].

1.3.2 Proiectare optimizată

Metodele tradiționale de îmbunătățire a proiectării rotoarelor sunt descrise ca un proces iterativ bazat pe proiectarea inițială și anterioară. Procesul tradițional este strâns legat de gândirea subiectivă a proiectantului și de ipotezele sale, neluând în considerare alte posibile soluții. În consecință, forma finală se obține într-o perioadă mare de timp.

Deși procesul tradițional de proiectare a fost accelerat prin introducerea și utilizarea diferitelor tehnici numerice (CAD, CFD, etc.), factorul uman rămâne indispensabil. Cererea tot mai mare de geometrii cât mai bune ale paletajului rotoric într-o perioadă cât mai scurtă de timp, promovează efortul de a explora metodologii noi de proiectare și de a îmbunătăți ciclul de proiectare.

Noua abordare de proiectare a rotorului unei turbine hidraulice Francis constă în faptul că rotorul este înlocuit cu un model surogat, mai exact cu un model matematic de calcul al curgerii cu rotație [104], în timp ce tubul de aspirație al turbinei rămâne pe loc. Scopul principal a modelului matematic este de-a genera configurații realiste de curgere cu rotație ce pot fi folosite ca și condiții de intrare pentru a evalua performanțele tubului de aspirație. Parametrii modelului matematic pot fi apoi implementați într-un algoritm de optimizare pentru a identifica soluția finală considerată optimă. Formulând problema matematic, soluția finală poate fi interpretată ca și o combinație a parametrilor de optimizare pentru care o anumită funcție este minimă.

În elaborarea unui concept de optimizare, trebuie luate în considerare anumite aspecte și influențele lor asupra procesului de optimizare:

- *Parametrizarea*: este necesară stabilirea unui anumit număr de parametri pentru a caracteriza ceea ce se dorește a se îmbunătăți. Cel mai important factor este numărul lor. Un număr mare de parametri poate caracteriza mai bine ceea ce se dorește a se îmbunătăți, dar complică procesul de optimizare. De aceea trebuie utilizați un număr potrivit de parametri pentru a putea fi implementați într-un algoritm de optimizare.
- *Evaluarea performanțelor*: la momentul actual, performanțele turbinelor hidraulice sunt estimate prin utilizarea simulărilor

numerice (CFD, FEM, etc.). În funcție de modelul de utilizat, în această etapă timpul consumat este foarte important. Astfel, sunt utilizate modele simplificate pentru a accelera procesul, cu dezavantajul că există posibilitatea ca rezultatele obținute să aibe o acuratețe mai mică.

- *Funcția obiectiv*: nu există o definiție unică a soluției optime. Mai mult, identificarea celei mai bune soluții diferă de la caz la caz, iar în aplicații din inginerie, soluție optimă rezultă din activități multidisciplinare.
- *Tehnici de optimizare*: parametri sunt implementați într-un algoritm de optimizare, iar aceștia sunt evaluați prin simulări CFD la fiecare pas efectuat de algoritmul de optimizare. Criteriul de oprire al algoritmului este declanșat atunci când se atinge minimul global al funcției obiectiv.

Aspectele de mai sus reprezintă pași necesari de îndeplinit pentru a duce la bun sfârșit procesul de optimizare. O analiză adecvată a elementelor și tehnicilor utilizate la fiecare pas al metodei de optimizare determină viteza și calitatea soluțiilor obținute.

1.4 Contextul tezei de doctorat

La ora actuală în România peste 70% din turbinele hidraulice necesită *re tehnologizare*, datorită timpului de viață depășit, iar alegerea noilor soluții de re tehnologizare trebuie să țină cont de cerințele tehnice ale pieței de energie (funcționarea cu pierderi minime de energie pe un domeniu extins de exploatare și intervenția rapidă pentru a asigura reglajul rețelei). În consecință aceasta implică modificarea rotorului cu păstrarea traseului hidraulic existent.

De asemenea echipa din care fac parte a fost contractată de marile companii producătoare de turbine hidraulice pentru a studia această tematică.

Toate acestea reprezintă o motivație serioasă pentru efectuarea cercetării în această direcție, de-a optimiza curgerea cu rotație la intrarea în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice pe o plajă largă de funcționare cu pierderi de energie minime.

1.5 Obiectivele și conținutul tezei de doctorat

Scopul activității de cercetare din prezenta teză de doctorat este elaborarea unei metode de proiectare optimă a unui rotor de turbină hidraulică care să ofere performanțe bune pe un domeniu larg de exploatare al turbinei la cuplarea rotorului cu un tub de aspirație existent. Aceasta presupune în primul rând parametrizarea curgerii cu rotație pe întreg domeniul de funcționare al turbinei, utilizând un număr redus de parametri. Parametrizarea profilelor de viteză de la intrarea în tubul de aspirație este efectuată utilizând modelul matematic de calcul al curgerii dezvoltat de către Resiga et al. [104]. S-a ales în lucrarea de față ca și caz test, turbina model Francis GAMM [102] pentru care datele experimentale au fost disponibile. Apoi cei doi coeficienți, media și panta vitezei axiale fără rotație, ce descriu geometria paletei rotorice la bordul de fugă sunt utilizați într-un algoritm de optimizare pentru a identifica configurația optimă a vitezei axiale fără rotație. Mai exact a configurației optime a paletajului rotoric la bordul de fugă, pentru care media ponderată a pierderilor relative de energie este minimă la cuplarea rotor – tub aspirație. Analiza hidrodinamică a tubului de aspirație confirmă identificarea profilelor de viteză optime, cât și identificarea punctului de funcționare la care pierderea relativă de energie este

minimă. În final proiectarea noului rotor se va efectua utilizând metoda inversă de proiectare la punctul de funcționare pentru care pierderile relative sunt minime.

Pentru atingerea acestor deziderate s-au propus următoarele etape:

1. Parametrizarea curgerii cu rotație aval de rotorul unei turbine hidraulice;
2. Optimizarea curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație funcție de criteriul energetic;
3. Analiza pierderilor de energie din tubul de aspirație;
4. Proiectarea geometriei noului rotor și analiza curgerii;
5. Compararea pierderilor relative de energie din tubul de aspirație corespunzătoare noului rotor cu cele obținute din profilele de viteză calculate analitic cu modelul matematic de calcul a curgerii cu rotație.

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

- Capitolul 1 – Parcurgerea principiilor de funcționare a turbinelor hidraulice și a stadiului actual al optimizării turbinelor hidraulice,
- Capitolul 2 – Modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul unei turbine hidraulice
- Capitolul 3 – Metodologia de simulare numerică și analiză a curgerii 3D în tubul de aspirație investigat
- Capitolul 4 – Optimizarea curgerii cu rotație
- Capitolul 5 – Hidrodinamica tubului de aspirație
- Capitolul 6 – Proiectarea cu metoda inversă a geometriei rotorice
- Capitolul 7 – Concluzii, Contribuții și Perspective

PARTEA I

MODELAREA MATEMATICĂ ȘI SIMULAREA CURGERII CU ROTAȚIE ÎN AVALUL ROTORULUI TURBINEI HIDRAULICE

2. Modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul unei turbine hidraulice

În §2 este introdusă o metodologie matematică completă de calcul al curgerii cu rotație (componentele profilelor de viteză axială, circumferențială și radială) aval de rotorul unei turbine hidraulice, pe o plajă largă de funcționare. Exemplificarea utilizării metodologiei este realizată pentru un caz test al unei turbine hidraulice Francis pentru care sunt disponibile geometria și datele de proiectare.

2.1 Generalități privind modelarea matematică a curgerii cu rotație

În ultimi ani, tehnicile de investigare bazate pe CFD și utilizarea algoritmilor de optimizare au fost introduse pentru a evalua performanțele turbinelor hidraulice, acesta fiind un mare avantaj atunci când trebuie realizate evaluări repetitive, ca în cazul tehnicilor de optimizare.

O mare parte a cercetării în domeniul turbomașinilor este concentrată pe optimizarea componentelor acestora, cum ar fi compresoare și paletajele rotoarelor de pompă [36], [90], [129]. În cazul rotoarelor de turbină hidraulică, Derakhshan et al. [31] a utilizat o metodă de optimizare bazată pe algoritmi genetici (GA) cuplată cu un program de simulare 3D, pentru a îmbunătăți performanțele unui rotor Francis. Peng et al. [92] a utilizat o metodă de optimizare în același timp cu o metodă inversă 3D, pentru a optimiza un rotor de turbină Kaplan. Singh et al. [100] a investigat efectele geometriei paletajului rotoric la ieșire asupra performanțelor la sarcină parțială a rotoarelor axiale de cădere joasă și a concluzionat că efectele modificării paletajului la ieșire sunt importante. Tot el [101] a investigat influența înălțimii și a numărului de palete, în cazul turbinelor axiale de cădere joasă, pentru aplicații de micro-hidro turbine, și a concluzionat că influența numărului de palete este mai dominantă decât acela a înălțimii paletei asupra performanțelor turbinei. Göde et al. [47] a investigat hidrodinamica tubului de aspirație la funcționarea în sarcină parțială a unei turbine cu rotor cu paletaj fix, ca cel al rotoarelor Francis, în încercarea de a găsi o corelare între condițiile de intrare în tubul de aspirație și structura vârtejului funie. Marjavaara et al. [68] a demonstrat potențialul unei procedurii de optimizare automată a componentelor noi sau existente unei turbine hidraulice. Alții [34], [67] au utilizat informațiile obținute din simulările numerice și măsurători experimentale pentru a îmbunătăți sistematic geometria rotorică. Se poate observa că niciuna dintre aceste recenzii nu sunt adresate performanțelor turbinei la diferite profile de viteză la intrarea în tubul de aspirație.

Un prim pas în această direcție a fost făcut de Galvan et al. [40], care au dezvoltat o metodologie de optimizare pentru maximizarea performanțelor tubului de aspirație funcție de profilele de viteză de la intrare. În lucrările sale, Galvan et al. [41-42], a adaptat un model analitic de calcul al profilelor de viteză dezvoltat de Resiga et al. [103], pentru a-l utiliza la calculul curgerii cu rotație la ieșire din rotorul unei turbine hidraulice Kaplan. Deși precis, modelul este mai potrivit pentru o analiza a-posteriori, datorită numărului relativ mare de parametri utilizați pentru modelarea curgerii cu rotație și nu poate surprinde zona centrală de stagnare ce apare la regimuri de funcționare la sarcină parțială. Datorită numărului mare de parametri necesari pentru a modela curgerea cu rotație, modelul analitic [103]

devine dificil de utilizat într-o problemă de optimizare. Drept urmare, Resiga et al. [104] a dezvoltat o nouă teorie de modelare matematică a curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație pe o plajă largă de funcționare, a-priori proiectării rotorului. Această nouă teorie utilizează 3 parametri pentru a descrie curgerea cu rotație, respectiv, cinematica curgerii cu rotație aval de rotor și va fi utilizată în prezenta teză de doctorat, pentru a parametriza curgerea cu rotație aval de rotor / intrarea în tubul de aspirație al turbinei model Francis GAMM [102] pentru o plajă largă de regimuri de funcționare. Obiectivele sunt de a parametriza apoi optimiza profilele de viteză de la intrarea în tubul de aspirație astfel încât pierderile de energie din turbină să fie minimizate. Această teorie inovatoare pentru *re tehnologizarea turbinelor hidraulice* este exemplificată pentru un caz test, descris în capitolul următor.

2.2 Studiu de caz: Turbina Francis GAMM

Datele experimentale utilizate în cercetarea doctorală întreprinsă, corespund unui model experimental de turbină radial-axială. Modelul corespunde unei turbine Francis de turație specifică medie-mare, $n_s = 275$ ($\nu = 0.5$). Acesta a fost proiectat de grupul de la *Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides* (IMHEF) din cadrul *École Polytechnique Federale de Lausanne* (EPFL), special pentru scopuri de cercetare. Modelul a fost folosit ca și problemă test pentru seminarul GAMM "3D - Computation of Incompressible Internal Flows" [102], și ulterior pentru seminariile și workshop-urile pentru calculul curgerii în turbomașini derulate sub coordonarea *European Research Community On Flow Turbulence And Combustion* (ERCOFTAC) [91].

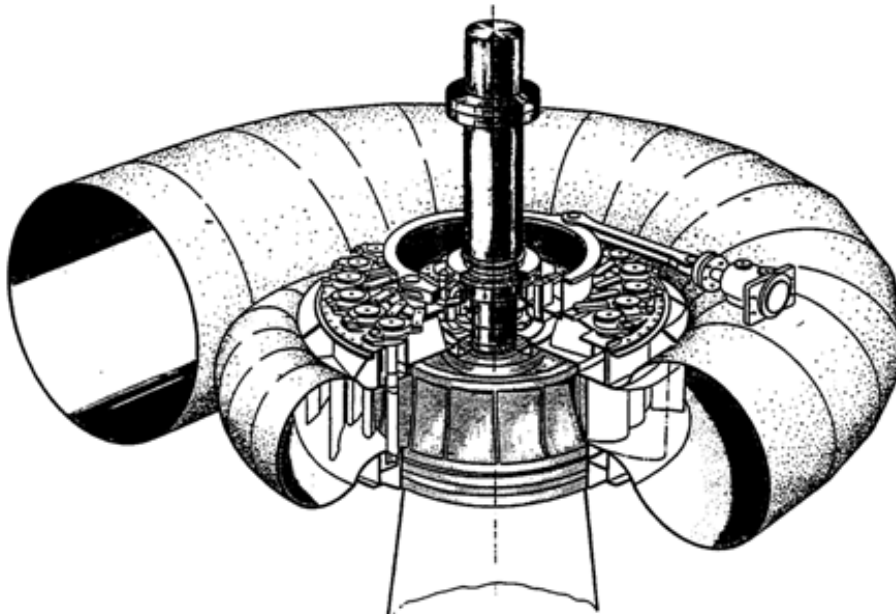


Fig. 2. 1a Vedere izometrică a turbinei Francis GAMM [102]

2.2.1 Regimurile de operare

Turbina model Francis GAMM proiectată la EPFL este caracterizată de următorii parametri principali: $Q = 0.372 \text{ m}^3 / \text{s}$; $E = gH = 58.42 \text{ [J / Kg]}$; $\omega = 52.36 \text{ rad / s}$, cu raza de referință a rotorului $R_{ref} = 0.02 \text{ m}$. Diagrama colinară din figura 2.1b este reprezentată în coordonate ψ –coeficient de energie și φ_{1e} –coeficient de debit [80] calculate conform IEC [139].

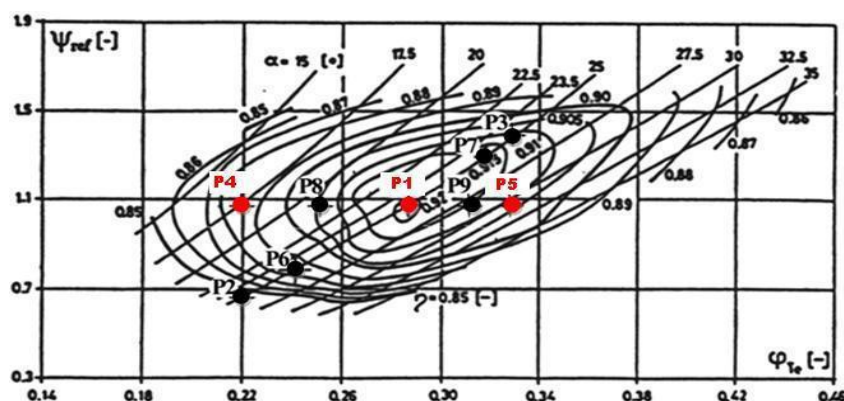


Fig. 2. 1b Diagrama colinară a turbinei Francis GAMM [50], cu punctele de funcționare la cădere constantă reprezentate cu roșu pentru care datele experimentale sunt disponibile

Regimurile de funcționare pentru care datele experimentale au fost disponibile sunt reprezentate cu cercuri pline de culoare roșie în figura 2. 1b și corespund punctelor de funcționare **P1 (BEP)** [7], **P4**, **P5** [80].

Parametrii principali a turbinei Francis GAMM pentru punctele de funcționare reprezentate cu roșu pe diagrama colinară sunt date în tabelul 2.1.

Tabel 2. 1 Regimurile de funcționare ale turbinei Francis GAMM la care datele experimentale au fost disponibile

	P4	P1	P5
Debitul $Q \text{ [m}^3 / \text{s]}$	0.290	0.372	0.434
Căderea $H \text{ [m]}$	5.983	5.983	5.983
Turația $n \text{ [rot / min]}$	500 (52.36 rad/s)		

În tabelul 2. 2 sunt prezentate adimensional datele corespunzătoare debitului și căderii pentru cele 3 puncte de funcționare.

Tabel 2. 2 Regimurile de funcționare ale turbinei Francis GAMM model la care datele experimentale au fost disponibile

	P4	P1	P5
Coeficient de debit $\varphi_{exp} = Q / \pi R_{ref}^2 V_{ref}$	0.22	0.285	0.33
Coeficient de energie $\psi = 2gH / V_{ref}^2$	1.07		

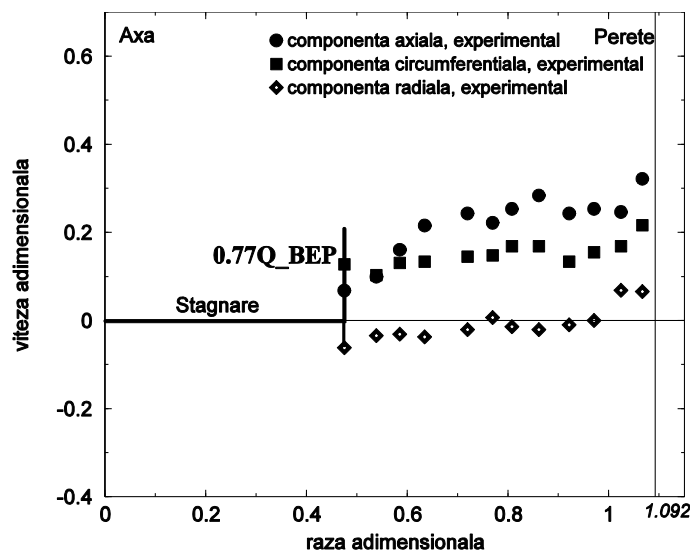
,unde viteza de referință $V_{ref} = \omega R_{ref}$.

Punctele de funcționare la cădere constantă: P1 (punctul de randament maxim), P4 (punct de funcționare la sarcină parțială), respectiv, P5 (punct de funcționare la suprasarcină), după cum se poate observa în tabelul 2. 2 au același coeficient de energie $\psi = 1.07$.

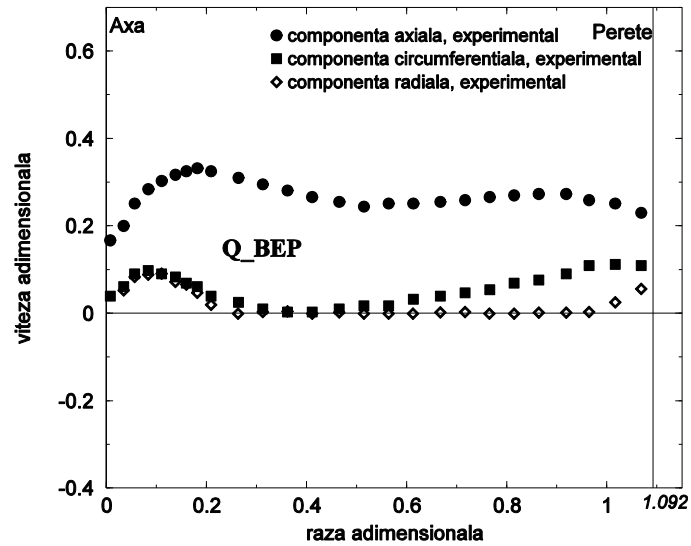
2.2.2 Componentele vitezei aval de rotor

Datele experimentale corespund secțiunii S_2 de măsurare a vitezelor (fig. 2. 3), situată în conul tubului de aspirație aval de rotor, la o rază de $R_w = 0.21838 m$. Efectuarea modelării curgerii cu rotație aval de rotor, se va face doar pentru profilele de viteză adimensionale. Drept urmare, profilele de viteză utilizate pentru efectuarea modelării curgerii cu rotație aval de rotor la cădere constantă $\psi = 1.07$, corespunzătoare celor 3 regimuri de funcționare, vor fi adimensionalizate cu raza de referință $R_{ref} = 0.2 m$, respectiv, viteza de referință $V_{ref} = \omega R_{ref} = 10.472 m/s$.

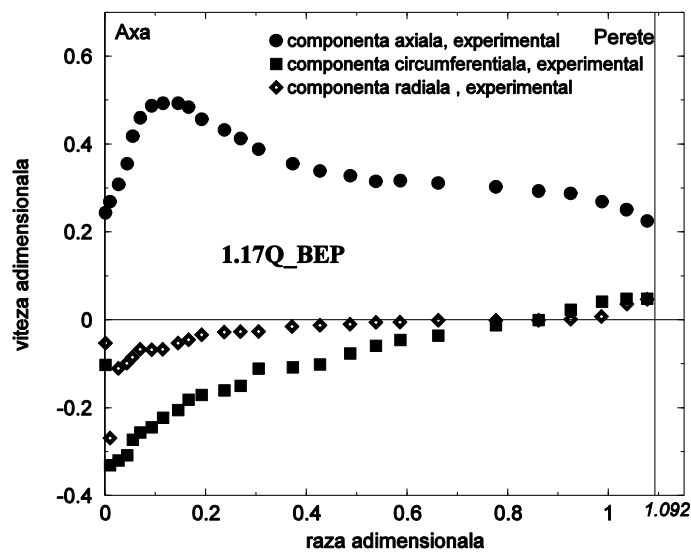
Datele componentelor vitezei aval de rotor în secțiunea de măsură S_2 adimensionalizate de către cantitățile de referință de mai sus, sunt reprezentate grafic în figura 2. 2.



a. Componentele vitezei adimensionale corespunzătoare punctului de funcționare la sarcină parțială P4



b. Componentele vitezei adimensionale corespunzătoare punctului de funcționare la randament maxim P1



c. Componentele vitezei adimensionale corespunzătoare punctului de funcționare la suprasarcină P5

Fig. 2. 2 Profilul adimensional al componentelor vitezei măsurate experimental în secțiunea de măsură S_2 a turbinei Francis GAMM

2.3 Funcționarea turbinei hidraulice la regimuri variabile

Conform diagramei colinare a unei turbine hidraulice, regimul de funcționare a unei turbine este caracterizat de către coeficientul de debit φ , respectiv coeficientul de energie ψ , mai exact de către perechea (φ, ψ) .

36 Modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul unei turbine hidraulice - 2

Pentru a analiza funcționarea unei turbine hidraulice la regimuri variabile, pe o plajă largă de funcționare, se pornește de la ecuația fundamentală a turbomașinilor, scrisă pentru turbine hidraulice, după cum urmează:

$$\eta(\rho Q)(gH) = \int_{S_1} \frac{(\omega R V_{1\theta}) \rho V_{1n} dS_1}{M_1} - \int_{S_2} \frac{(\omega R V_{2\theta}) \rho V_{2z} dS_2}{M_2} \quad (2.1)$$

În partea stângă a ecuației (2.1) este dată puterea hidraulică, scrisă ca și produsul dintre debitul masic (ρQ) și energia specifică (gH), multiplicat cu randamentul hidraulic η . În partea dreaptă a ecuației (2.1) este dată rata cu care fluidul de lucru acționează pe rotor, determinată de diferența fluxului de moment cinetic dintre secțiunea amonte de rotor S_1 , respectiv, aval de rotor S_2 , conform Fig. 2.3. În această figură S_1 este o secțiune în diagonală la ieșirea din aparatul director, iar S_2 este o secțiune perpendiculară pe axa mașinii la ieșirea din rotor. Astfel, pe secțiunea amonte de rotor pentru a calcula M_1 se va utiliza viteza debitantă V_{1n} , respectiv, viteza debitantă V_{2z} pentru M_2 pe secțiunea aval de rotor. Viteza circumferențială amonte de rotor este $V_{1\theta}$, respectiv, $V_{2\theta}$ aval de rotor.

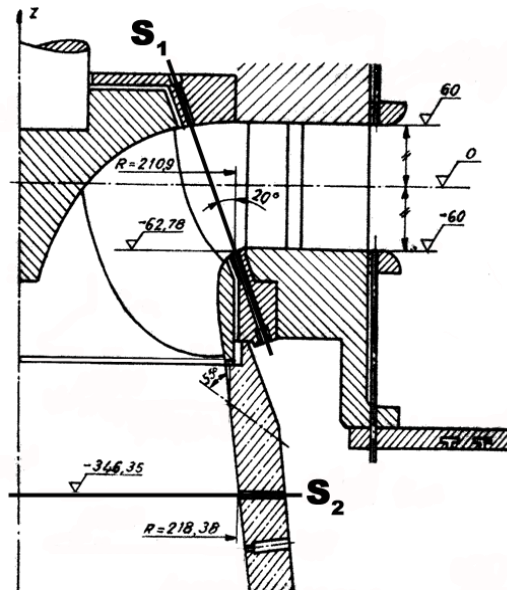


Fig. 2. 3 Secțiunea meridiană a turbinei Francis GAMM [7]

Prin introducerea coeficienților de debit, ec. (2.2), de energie, ec. (2.3), a fluxului de moment cinetic, ec. (2.4):

$$\varphi \equiv \frac{Q}{\pi R_{ref}^2 V_{ref}} \quad (2.2)$$

$$\psi \equiv \frac{2gH}{V_{ref}^2} \quad (2.3)$$

$$m \equiv \frac{M}{\rho V_{ref}^3 \pi R_{ref}^2} \quad (2.4)$$

, respectiv, a razei de la ieșire din rotorul turbinei hidraulice, considerată raza de referință $R_{ref} = 0.2 m$ și a vitezei de referință $V_{ref} = 10.472 m/s$, ecuația (2.1) se poate rescrie și în formă adimensională, după cum urmează:

$$\eta\varphi \frac{\psi}{2} \equiv m_1 - m_2 \quad (2.5)$$

Din ecuația (2.5) se poate concluziona că aval de rotor curgerea cu rotație este caracterizată de către cantitățile integrale φ și m_2 . Dar trebuie specificat că cele două cantități integrale nu sunt independente, iar pentru a utiliza ecuația (2.5) cu scopul de a descrie corect funcționarea turbinei la cădere constantă și regimuri variabile, este necesară o estimare corectă a dependenței $m_2(\varphi)$. Conform Fig. 2.4, trebuie luat în considerare că debitul turbinei se modifică odată cu închiderea / deschiderea aparatului director. Astfel, pentru a estima corect dependența $m_2(\varphi)$, trebuie definită întâi o aproximare pentru $m_1(\varphi)$.

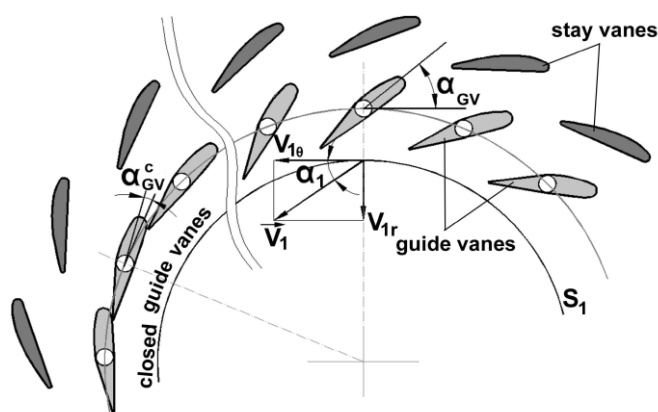


Fig. 2. 4 Unghiul α_1 format de vectorul vitezei absolute cu direcția tangențială la ieșirea din distribuitor, pe secțiunea S_1 din figura 2.3 [104]

Luând în considerare un regim de funcționare de referință (de ex. regimul cu randament maxim P1), pentru care φ^* este considerat cunoscut (indicele superior * indică regimul de funcționare ales ca referință), utilizând modelul matematic din (2.6), detaliat în [104]:

$$\frac{\varphi}{\varphi^*} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_1^*} \quad (2.6a)$$

$$\frac{m_1}{m_1^*} = \frac{\sin 2\alpha_1}{\sin 2\alpha_1^*} \quad (2.6b)$$

, ce formează un sistem de două ecuații cu necunoscutele m_1^* , α_1^* , se va putea calcula dependența $m_1(\varphi)$. În ecuația (2.6) curgerea este considerată ideală $\eta = 1$, iar media vitezei absolute V_1 la ieșirea din distribuitor (Fig. 2.4) este constantă. Drept urmare, utilizând modelul matematic din ec. (2.6) și ecuația fundamentală a turbomașinilor scrisă pentru turbine hidraulice în formă adimensională, ec. (2.5), se va putea calcula dependența fluxului de moment cinetic adimensional aval de rotor

funcție de coeficientul de debit, $m_2(\varphi)$, pentru orice regim de funcționare al turbinei la cădere constantă.

Pentru a valida acest model matematic, se va lua în considerare 3 regimuri de funcționare la cădere constantă (P1, P4, P5, prezentate în §2.2) corespunzătoare turbinei Francis GAMM, la care profilele de viteză axială, respectiv, circumferențială măsurate în secțiunea S_2 sunt disponibile. Utilizând profilele de viteză măsurate [102], corespondente celor 3 regimuri de funcționare, s-a calculat debitul și fluxul de moment cinetic aval de rotor, conform ecuațiilor:

$$Q = \int_0^{R_w} V_{2z} 2\pi R dR \quad (2.7)$$

$$M_2 = \int_0^{R_w} (\omega R V_{2\theta}) V_{2z} 2\pi R dR \quad (2.8)$$

, unde R_w este raza la perete în secțiunea de măsură S_2 .

Prin introducerea $R_{ref} = 0.2 \text{ m}$ și a $V_{ref} = 10.472 \text{ m/s}$, ecuațiile (2.7), respectiv, (2.8) se pot scrie sub formă adimensională, conform:

$$\varphi = \int_0^{r_w} v_{2z} 2\pi r dr \quad (2.9)$$

$$m_2 = \int_0^{r_w} (r v_{2\theta}) v_{2z} 2r dr \quad (2.10)$$

Integralele din (2.9), (2.10) se pot calcula utilizând metoda trapezelor, astfel în tabelul 2.3 sunt date valorile calculate ale φ și m_2 , pentru cele 3 regimuri de funcționare la cădere constantă, unde datele experimentale au fost disponibile.

Tabel 2. 3 φ și m_2 calculat din date experimentale pentru cele 3 regimuri de funcționare la $\psi = 1.07$

	P4	P1 (BEP)	P5
φ coeficient de debit	0.215	0.308	0.363
m_2 fluxul de moment cinetic adimensional	0.029	0.0157	-0.00202

Comparând valorile coeficientului de debit φ din tabelul 2. 3, calculat cu ec. (2. 9) din profilele de viteză din figura 2. 2, cu coeficientul de debit φ_{exp} din tabelul 2. 2, rezultă o eroare relativă de 2% pentru P4, 7% pentru P1, respectiv, 10% pentru P5. Aceste erori apar datorită faptului că achiziționarea datelor experimentale a turbinei Francis GAMM a fost efectuată cu o sondă Pitot cu 5 orificii, nu prin LDV (Laser Doppler Velocimetry) ce are o acuratețe foarte mare a datelor achiziționate.

În figura 2. 5 este reprezentat fluxul de moment hidraulic adimensional funcție de coeficientul de debit. Datele din tabelul 2. 3 sunt reprezentate cu cercuri pline de culoare roșie. După cum se poate observa în această figură, modelul matematic introdus în acest capitol, ec. (2.6), surprinde foarte bine (linia continuă de culoare roșie) datele experimentale corespunzătoare celor 3 regimuri de funcționare, ceea ce înseamnă că modelul matematic nu este dependent de alegerea regimului de funcționare de referință. Date experimentale la căderi variabile ale turbinei nu au fost disponibile, dar este clar că modelul matematic surprinde foarte bine calitativ comportamentul fluxului rezidual de moment cinetic aval de rotor, când turbina funcționează la debite variabile pe o plajă largă de funcționare. Trebuie

menționat că acest model nu are ca scop analiza curgerii cu rotație în turbină, ci furnizează cele două cantități φ , respectiv, m_2 ce caracterizează curgerea cu rotație aval de rotorul turbinei hidraulice, pe un domeniu larg de funcționare.

Conform ecuației fundamentale a turbomașinilor scrisă în formă adimensională pentru turbine hidraulice, ec. (2. 5), puterea turbinei este dată de către diferența dintre fluxul de moment cinetic amonte și aval de rotor. Prin urmare, cu fluxul de moment cinetic aval de rotor calculat conform ec. (2. 6), utilizând și ec. (2. 5), se poate calcula fluxul de moment cinetic amonte de rotor pentru regimuri variabile de funcționare la cădere constantă. Fluxul de moment cinetic amonte de rotor al turbinei Francis GAMM la cădere constantă este reprezentat cu linie continuă de culoare albastră în figura 2. 5.

În această figură se poate observa că fluxul de moment cinetic amonte de rotor crește odată cu creșterea debitului dat de deschiderea aparatului director. De asemenea se mai poate observa ca m_1 își atinge maximum (saturația aparatului director) practic în dreptul punctului de funcționare la debit maxim P5, o creștere mai mare a debitului prin deschiderea mai mare a aparatului director duce la o descreștere a fluxului de moment cinetic amonte de rotor.

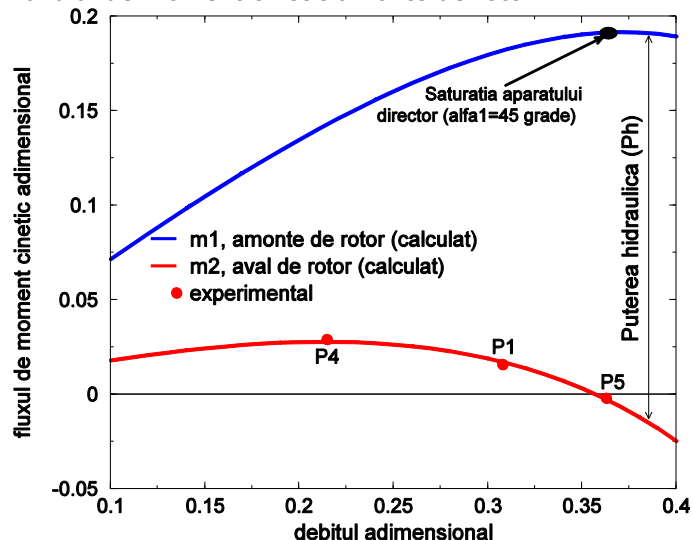


Fig. 2. 5 Distribuția fluxului de moment cinetic adimensional amonte și aval de rotor funcție de coeficientul de debit la cădere constantă corespunzător turbinei Francis GAMM

Ca o concluzie, se poate spune că distribuitorul turbinei livrează fluxul de moment cinetic maxim la rotor, la debitul maxim pentru care a fost proiectată turbina să funcționeze.

2.3.1 Validarea modelului matematic cu date experimentale corespunzătoare altei turbine Francis

După cum se poate observa din figura 2. 6, modelul matematic din ec. (2. 6) este validat și cu datele experimentale corespunzătoare a altei turbine Francis, în speță cu datele experimentale a 7 puncte de funcționare la cădere constantă ale turbinei Francis FLiNDT [8].

Din punct de vedere al turației specifice adimensionale, turbina model Francis GAMM $\nu = 0.5$, respectiv, turbina model Francis FLiNDT $\nu = 0.53$ sunt

asemănătoare. La fel ca în cazul turbinei GAMM, și la turbina FLiNDT m_1 crește odată cu debitul și deschiderea aparatului director și își atinge maximul practic la punctul de funcționare la debit maxim $\varphi = 0.4097$.

Concluzionând se poate spune că modelul matematic este într-o corelare foarte bună cu datele experimentale corespunzătoare celor 2 turbine Francis, turbina GAMM investigată în această teză, cât și turbina FLiNDT luată ca și exemplu, surprinzând foarte bine comportarea turbinei la debite variabile pe un domeniu extins de funcționare.

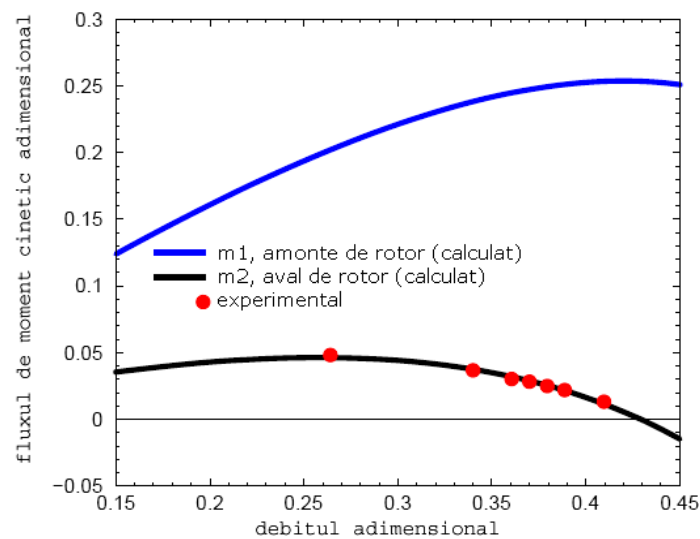


Fig. 2. 6 Distribuția fluxului de moment cinetic adimensional amonte și aval de rotor funcție de coeficientul de debit la cădere constantă corespunzător turbinei Francis FLiNDT [8]

2.4 Cinematica curgerii la ieșire din rotor

În §2.3 au fost descriși cei doi parametri φ și m_2 ce caracterizează curgerea cu rotație aval de rotor la diferite regimuri de funcționare, dar datorită faptului că rotorul turbinelor Francis are paletel fixe, la ieșirea din acesta curgerea cu rotație trebuie să satisfacă constrângerile cinematice datorate geometriei paletajului rotoric la bordul de fugă.

Cinematica curgerii cu rotație este descrisă de către triunghiul de viteze aval de rotorul unei turbine hidraulice reprezentat în figura 2.7. În această figură, cu unghiul $\beta_2(R)$ constant pe direcția dată de vectorul vitezei relative \vec{W} , viteza de transport (ωR) se poate spune că rămâne constantă pentru o plajă largă de regimuri de funcționare. La debit parțial componenta circumferențială a vitezei absolute $V_{2\theta} > 0$ are aceeași direcție cu viteza de transport ceea ce înseamnă că fluidul se va roti în aceeași direcție cu rotorul, iar la funcționarea turbinei la debit maxim, componenta circumferențială $V_{2\theta} < 0$ este în direcția opusă vitezei de transport ceea ce înseamnă că fluidul se va roti invers față de sensul de rotație al rotorului. Între aceste regimuri de funcționare la debit parțial și debit maxim, se poate identifica o

zonă unde componenta circumferențială a vitezei absolute dispăre $V_{2\theta} = 0$, această viteză o vom numi viteză axială fără rotație V_{sf} .

Conceptul de viteză axială fără rotație V_{sf} [104] a fost introdus ca o alternativă la unghiul relativ β_2 , pentru a descrie cinematica curgerii cu rotație aval de rotor, pentru că rămâne practic neschimbată la diferite regimuri de funcționare ale turbinei. În cazul turbinelor hidraulice Francis această ipoteză este valabilă, deoarece numărul mare de palete rotorice fixe asigură o bună ghidare a fluidului cu efecte tridimensionale minime în canalele interpaletare ale rotorului. În consecință, se va utiliza V_{sf} pentru a descrie cinematica curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis GAMM.

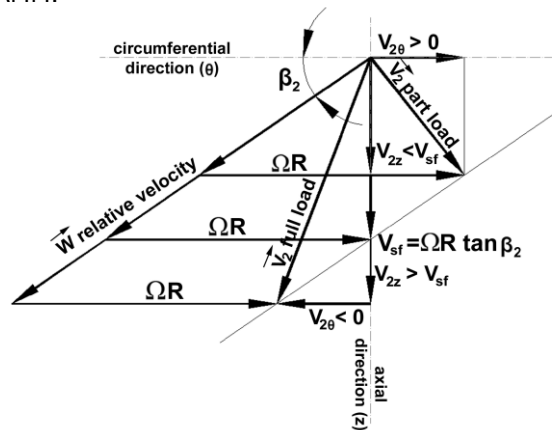


Fig. 2. 7 Triunghiul de viteze aval de rotor pentru diferite regimuri de funcționare [104]

Astfel pentru diferite regimuri de funcționare vom avea:

$$\frac{V_{2z}}{\omega R - V_{2\theta}} = \tan \beta_2 = \frac{V_{sf}}{\omega R} \quad (2.11)$$

, iar viteză axială fără rotație V_{sf} se poate calcula în felul următor:

$$V_{sf} = \frac{\omega R V_{2z}}{\omega R - V_{2\theta}} \quad (2.12)$$

Prin introducerea razei de referință R_{ref} [m] și a vitezei de referință V_{ref} [m], se poate scrie și în formă adimensională, conform ecuației (2.13):

$$v_{sf} = \frac{rv_{2z}}{r - v_{2\theta}} \quad (2.13)$$

Pentru a avea viteză axială fără rotație independentă față de regimul de funcționare, aceasta va trebui să fie exprimată funcție de debitul normalizat (sau fracția de debit). Debitul normalizat φ_{01} este fracția de debit volumetric evacuată printr-o suprafață cu $r \leq r_w$. Drept urmare, calculul debitului normalizat pentru un set de date experimentale se efectuează conform ec. (2.14):

$$\varphi_{01} = \frac{1}{\varphi_w} \int_0^{r_i} v_{2z} r dr \quad (2.14)$$

În figura 2. 8 este reprezentată viteza axială fără rotație funcție de debitul normalizat pentru cele trei regimuri de funcționare (P1, P4, P5) la cădere constantă ale turbinei Francis GAMM, unde datele experimentale au fost disponibile. După cum se poate observa în această figura, se pot distinge trei regiuni. Prima regiune corespunde curgerii principale considerată nevâscoasă și include datele din mijloc reprezentate cu cercuri pline de culoare neagră. Cea de-a 2-a regiune din vecinătatea axei corespunde dărei coroanei, rezultată din efectele vâscoase din stratul limită dezvoltat pe suprafața coroanei. Cea de-a 3-a regiune corespunde stratului limită dezvoltat pe suprafața peretelui conului tubului de aspirație și include efectele vâscoase cumulate la peretele conului cât și cele dezvoltate de inelul rotorului. Datele vitezei axiale fără rotație corespunzătoare celor 2 regiuni "vâscoase" reprezentate cu cercuri goale de culoare neagră și delimitate cu linie albastră în figura 2. 8, sunt eliminate deoarece curgerea este considerată nevâscoasă, iar parametrul v_{sf} ce descrie cinematica curgerii cu rotație aval de rotor nu ia în considerare efectele vâscoase ale curgerii.

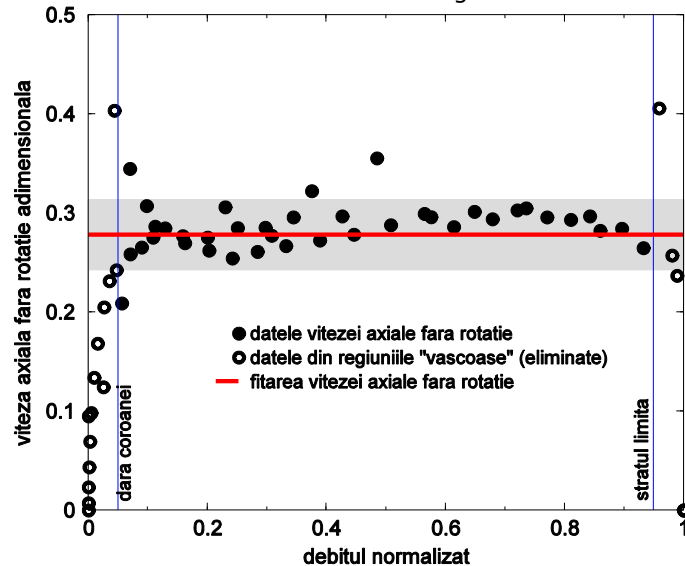


Fig. 2. 8 Profilul vitezei axiale fără rotație funcție de fracția de debit corespunzătoare celor 3 puncte de funcționare la cădere constantă a turbinei Francis GAMM în secțiunea de măsură S_2

În figura 2. 8 se poate observa că profilul vitezei axiale fără rotație calculat din datele experimentale corespunzătoare componentelor axiale și circumferențiale ale vitezei, rămâne practic neschimbat pentru cele 3 regimuri de funcționare la cădere constantă ale turbinei, acestea fiind bine grupate în jurul aproximației liniare reprezentată cu linie continuă de culoare roșie cu o deviație standard a abaterilor $\sigma = 0.03511$, confirmând astfel faptul că v_{sf} rămâne practic neschimbat la diferite regimuri de funcționare ale turbinei.

Datele experimentale ale profilelor v_{sf} din figura 2.8, au fost approximate cu o ecuație de forma:

$$v_{sf}(\varphi_{01}) = v_{sf}^{ave} + v_{sf}^{slo}(\varphi_{01} - 0.5) \quad (2.15)$$

2.5 -Model matematic pentru calculul curgerii cu rotație constrânsă aval de rotor43

, unde cei 2 coeficienți v_{sf}^{ave} (media vitezei axiale fără rotație) și v_{sf}^{slo} (panta vitezei axiale fără rotație) a v_{sf} , sunt considerați parametri de optimizare a curgerii cu rotație aval de rotorul unei turbine hidraulice. Examinarea datelor experimentale corespunzătoare și altor turbine hidraulice [77], [105] la regimuri variabile de funcționare au arătat că profilul v_{sf} este foarte bine aproximat cu o ecuație liniară de forma celei din ec. (2. 15).

Pentru a efectua calculul vitezei axiale fără rotație la intrarea în tubul de aspirație al turbinei model Francis GAMM, v_{sf} v-a fi scalată cu raportul razelor la pătrat dintre raza r_w corespunzătoare secțiunii S_2 (fig. 2. 3) de măsură a profilelor de viteză, respectiv raza de la intrare în tubul de aspirație $r_{intrare}$, conform $r_w^2 / r_{intrare}^2 = 1.18$. Drept urmare, media este egală cu $v_{sf}^{ave} = 0.328$, iar panta $v_{sf}^{slo} = 0.00$. De obicei, în cazul turbinelor hidraulice proiectate cu metodele clasice de proiectare, panta este egală cu 0.

Dacă se va adăuga dependența $m_2(\varphi)$ din figura 2. 5, detaliată în §2.3, corespunzătoare turbinei Francis GAMM alături de distribuția profilului v_{sf} din figura 2. 8, avem imaginea completă a funcționării turbinei GAMM la regimuri variabile, respectiv, a celor 3 parametri m_2 , φ , v_{sf} ce caracterizează curgerea cu rotație și cinematica curgerii cu rotație aval de rotorul unei turbine hidraulice.

Scopul utilizării v_{sf} ca o alternativă la unghiul β_2 , într-o problemă de optimizare a curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație, este de-a minimiza pierderile de energie a turbinelor hidraulice prin controlarea celor 2 coeficienți a mărimii v_{sf} .

2.5 Model matematic pentru calculul curgerii cu rotație constrânsă aval de rotor

În §2.3 a fost demonstrat că, curgere cu rotație aval de rotorul unei turbine hidraulice la diferite regimuri de funcționare este caracterizată de doi parametri φ și m_2 . În plus, curgerea cu rotație trebuie să satisfacă și constrângerile cinematice ce corespund geometriei paletajului rotorului la bordul de fugă, descrisă în §2.4 de către profilul vitezei axiale fără rotație. Pentru a evalua performanțele tubului de aspirație la diferite configurații a curgerii cu rotație impuse la intrare, trebuie cunoscute profilele de viteză a componentelor axiale și circumferențiale la intrarea în tubul de aspirație pentru întreaga plajă de funcționare. Deoarece în continuare se va face referire doar la secțiunile aval de rotor, se va renunța la indicele 2 pentru a simplifica notațiile.

Pentru a găsi configurația curgerii cu rotație se va considera un model de curgere cu rotație simplificat ce corespunde unei curgerii cu rotație nevâscoasă, incompresibilă, axial-simetrică și staționară. De asemenea se va folosi coordonata radială auxiliară definită ca $y \equiv r^2$ în locul razei adimensionale. Ținând cont de toate

acestea, constrângerile integrale corespunzătoare φ și m_2 , descrise în §2.3 pot fi rescrise conform [105]:

$$\int_0^{y_w} v_z dy = \varphi \quad (2.16)$$

$$\int_0^{y_w} y \left(1 - \frac{v_z}{v_{sf}} \right) v_z dy = m_2 \quad (2.17)$$

În ipoteza curgerii paralele, validă în vecinătatea ieșiri din rotor, ecuațiile diferențiale ce guvernează curgerea cu rotație pot fi scrise în formă adimensională conform:

$$-4 \frac{d^2 \tilde{\psi}}{dy^2} + \frac{2}{v_{sf}} \frac{dc}{dy} + \frac{di}{d\tilde{\psi}} = 0 \quad (2.18)$$

unde

$$\frac{d\tilde{\psi}}{dy} = \frac{v_z}{2}, c \equiv rv_\theta \text{ și } i \equiv \frac{v_z^2 + v_\theta^2}{2} + p - c \quad (2.19)$$

Ecuatiile diferențiale de mai sus sunt scrise funcție de funcția de curent și implică atât utilizarea funcției de circulație $c(y)$, respectiv, a rotalpiei $i(\tilde{\psi})$. Condițiile la limită a diferențialei din ec. (2. 18) sunt $\tilde{\psi} = 0$ în axă, respectiv, $\tilde{\psi} = \varphi / 2$ la perete. Astfel, echivalarea formulării variațională necesită minimizarea funcționalei,

$$F(\psi) = \int_0^{y_s} \left[2 \left(\frac{d\psi}{dy} \right)^2 - \frac{c^2}{2y} + c + i(\psi) \right] dy \quad (2.20)$$

În general rotalpia este cvasi-constantă de-a lungul tuburilor de curent, astfel ultimul termen din diferențiala (2. 18) se neglijează. Principalul avantaj a utilizării formulării variaționale este aceea că poate captura dezvoltarea zonei centrale de stagnare, când turbina funcționează la sarcină parțială, în acest caz limita inferioară a funcționalei (2. 20) devine o necunoscută adițională problemei, $y_s \geq 0$. Drept urmare, interpretarea completă a problemei matematice de calcul a curgerii cu rotație aval de rotor este: *Cu coeficientul de debit φ , fluxul de moment hidraulic adimensional m_2 , profilul vitezei axiale fără rotație v_{sf} calculate, și locația peretelui y_w , să se găsească profilul vitezei axiale v_z și extinderea zonei de stagnare y_s care minimizează funcționala (2. 21):*

$$F(v_z, y_s) = \int_{y_s}^{y_w} \left[\frac{v_z^2}{2} + \frac{y}{2} \left(1 - \frac{v_z}{v_{sf}} \right) \right] dy \quad (2.21)$$

la constrângerile integrale (2. 22) și (2. 23):

$$\int_{y_s}^{y_w} v_z dy = \varphi \quad (2.22)$$

$$\int_{y_s}^{y_w} v_z \left(1 - \frac{v_z}{v_{sf}} \right) y dy = m_2 \quad (2.23)$$

Constrângerile integrale corespunzătoare ecuațiilor (2. 22) și (2. 23), corespund celor 2 parametri ce caracterizează curgerea cu rotație aval de rotor, descriși în §2.3.

Astfel, cu viteza axială calculată, viteza circumferențială se poate calcula conform:

$$v_{\theta}(r) = r \left(1 - \frac{v_z}{v_{sf}} \right) \quad (2.24)$$

Soluția numerică a problemei (2. 21) este detaliată în Susan-Resiga et al. [104] și utilizează serii Fourier-Bessel pentru calculul profilului de viteză axială.

Modelul matematic simplificat și prezentat anterior pentru calculul curgerii cu rotație aval de rotor / intrarea în tubul de aspirație al turbinei hidraulice, presupune că, curgerea este paralelă (o curgere cu rotație ce neglijează componenta radială a vitezei). Totuși secțiunea de intrare în tubul de aspirație al unei turbine hidraulice este urmată de către conul tubului de aspirație și evident aceasta nu poate fi neglijată, cel puțin în vecinătatea peretelui conului. Mai mult, neglijând componenta radială a vitezei poate conduce la desprinderi ale fluidului de pe perete alterând astfel rezultatele. O primă aproximare a componentei radiale a vitezei a fost dezvoltată pentru cazul test turbina model T-99 de către Bergström [9], presupunând o distribuție liniară a unghiului relativ. Cervantes & Gustavsson [20] au investigat mai departe componenta radială a vitezei cu scopul de a dezvolta o abordare mai riguroasă. Tridon et al. [118] a propus o nouă reprezentare analitică bazată pe formularea pentru conul tubului de aspirație și [103].

În ciuda mărimi, componenta radială a vitezei are o influență majoră și este necesară pentru a inițializa corect simulările numerice. În consecință, componenta radială a vitezei va fi luată în considerare la intrarea în tubul de aspirație. Pe lângă componenta axială și circumferențială, calculate cu modelul simplificat de calcul a curgerii nevâscoasă, ec. (2. 21 – 2. 24), componenta radială se va calcula în formă adimensională, bazată pe componenta axială a vitezei și panta peretelui conului [77] conform:

$$v_r(r) = v_z(r) \cdot \frac{r}{r_w} \cdot \frac{dr_w}{dz} \quad (2.25)$$

raza
normalizată panta
peretelui

Ecuația (2. 25) furnizează o expresie simplă și riguroasă a componentei radiale a vitezei. Aceasta este proporțională cu componenta axială a vitezei și satisface două constrângeri: 1) dispăre în axă, respectiv, 2) condiția de tangență a debitului la peretele conului.

2.6 Validarea rezultatelor analitice cu date experimentale

În tabelul 2. 4 sunt sumarizați parametri de intrare necesari, pentru codul *turboswirl1D* (Anexa 2) compilat în FORTRAN utilizând librăriile IMSL [140] având la bază modelul matematic descris în §2. 5, pentru a calcula componentele profilelor de viteză. Debitul adimensional și fluxul de moment cinetic adimensional sunt calculați conform modelului matematic din §2. 3 (Anexa 1), iar profilul vitezei axiale fără rotație adimensională conform ec. (2. 15).

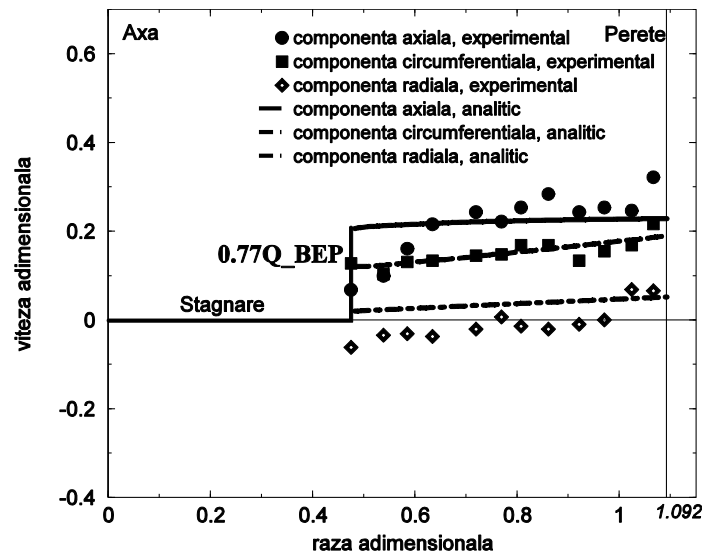
Tabel 2. 4 Datele de intrare pentru codul *turboswirl1D*

Date de intrare		P4 (debit parțial)	P1 (Optim)	P5 (suprasarcină)
Locația peretelui	y_w	1.092E0	1.092E0	1.092E0
Profilul vitezei axiale fără rotație	v_{sf}^{ave}	0.328E0	0.328E0	0.328E0
	v_{sf}^{slo}	0.00E0	0.00E0	0.00E0
Regimul de operare	φ	0.215E0	0.308E0	0.363E0
	m_2	0.29E-1	0.157E-1	-0.203E-2

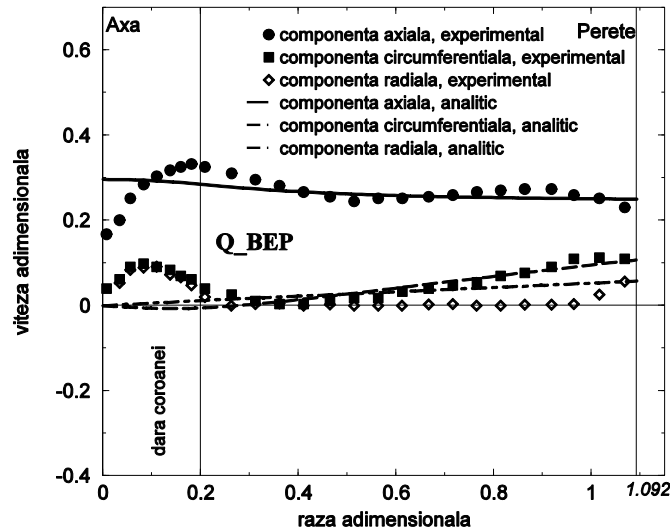
În figura 2. 9 sunt prezentate spre comparație profilele de viteză obținute analitic utilizând codul *turboswirl1D*, cu cele experimentale. În această figură sunt reprezentate profilele adimensionale a componentelor axiale, circumferențiale și radiale a vitezei funcție de raza adimensională în secțiunea de măsură S_2 pentru cele 3 puncte de funcționare la cădere constantă ale turbinei Francis GAMM unde datele experimentale au fost disponibile.

Profilele de viteză calculate analitic, sunt într-o bună corelare cu datele experimentale, cu excepția zonei din vecinătatea axei ce corespunde dărei coroanei [25]. Aceasta este o limitare a modelului matematic, deoarece acesta nu ia în considerare efectele vâscoase. De asemenea modelul matematic a fost validat cu date experimentale corespunzătoare și altor turbine hidraulice [77], [104].

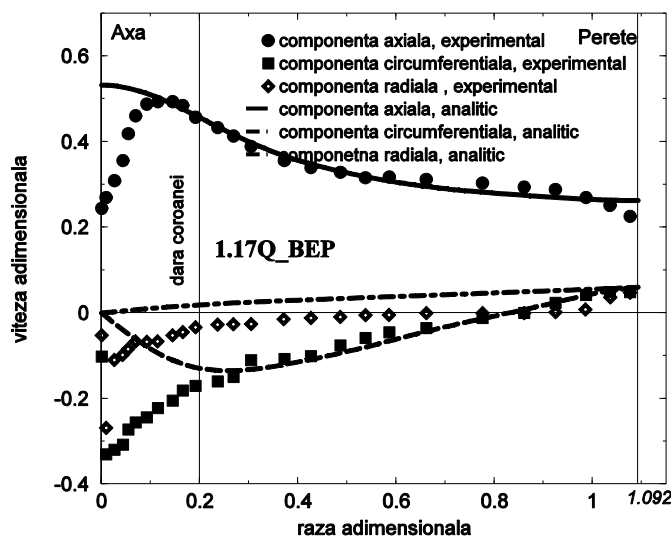
În analiza parametrică efectuată, sa constatat că profilele de viteză obținute analitic sunt într-o bună corelare cu cele experimentale. Astfel, se poate concluziona că modelul matematic de calcul al curgerii cu rotație constrânsă aval de rotor se poate aplica într-o problemă de optimizare. Scopul fiind de a optimiza profilele de viteză pe o plajă largă de regimuri de funcționare de la intrarea în tubul de aspirație, astfel încât noul rotor proiectat să funcționeze cel mai bine la cuplarea acestuia cu un tub de aspirație existent, minimizând pierderile de energie.



a. Comparație între profilele vitezei măsurate și cele analitice la punctul de funcționare la sarcină parțială P4



b. Comparație între profilele vitezei măsurate și cele analitice la punctul de funcționare la randament maxim P1



c. Comparație între profilele vitezei măsurate și cele analitice la punctul de funcționare la suprasarcină P5

Fig. 2. 9 Profilele adimensionale ale vitezei axiale și circumferențiale, în secțiunea de măsurare a vitezelor S_2 în tubul de aspirație al turbinei model Francis GAMM

2.7 Concluzii privind modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotor

Pornind de la ecuația lui Euler pentru turbomașini, împreună cu câteva considerații ale curgerii la ieșirea din aparatul director, au fost dezvoltate și prezentate un set de ecuații algebrice care permit corelarea dintre fluxul

adimensional de moment cinetic aval de rotor m_2 și funcționarea turbinei la regimuri variabile. Apoi, a fost introdus parametrul viteza axială fără rotație v_{sf} ca o alternativă la unghiul relativ β_2 pentru a descrie cinematica curgerii cu rotație aval de rotor. S-a demonstrat că pentru a parametriza și calcula curgerea cu rotație aval de rotor este nevoie de doar 3 parametri: φ , m_2 , v_{sf} .

În figura 2. 9 modelul matematic de calcul a curgerii cu rotație aval de rotor a fost validat cu date experimentale corespunzătoare a 3 regimuri de funcționare la cădere constantă a turbinei Francis GAMM.

Avantajele acestui model sunt: 1) oferă posibilitatea de calcul a profilelor de viteză la ieșirea din rotor într-un timp relativ scurt; 2) geometria paletelor rotorului la bordul de fugă este în legătură directă cu profilul vitezei axiale fără rotație v_{sf} , ceea ce permite controlul asupra geometriei acestuia prin modificarea acestuia; 3) cei 2 coeficienți v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} ai vitezei axiale fără rotație sunt potriviți pentru a fi implementați într-o metodă de optimizare, pentru a optimiza profilele de viteză la intrarea în tubul de aspirație, cu scopul de a minimiza pierderile de energie la cuplarea rotorului cu un tub de aspirație existent; 4) modelul este potrivit pentru optimizarea curgerii încă din proiectarea preliminară necunoscând geometria noului rotor sau pentru re tehnologizarea turbinelor existente, deoarece permite evaluarea mai multor regimuri de funcționare într-un timp relativ scurt.

În figura 2. 10 este reprezentată schema logică a metodologiei de calcul a profilelor radiale de viteză. Conform acesteia, respectiv, după cum a fost enunțat în §2.6, este necesară cunoașterea parametrilor de intrare ce vor fi introduși în codul *turboswirl1D* (descriș în Anexa2) pentru a putea calcula profilele de viteză axială și circumferențială, apoi din profilul radial al vitezei axiale și panta peretelui conului tubului de aspirație, conform ec. (2. 25) se poate calcula profilul radial al vitezei radiale. Cele 3 profile de viteză vor fi apoi impuse la intrarea în tubul de aspirație iar în final se va calcula pierderile din tubul de aspirație.

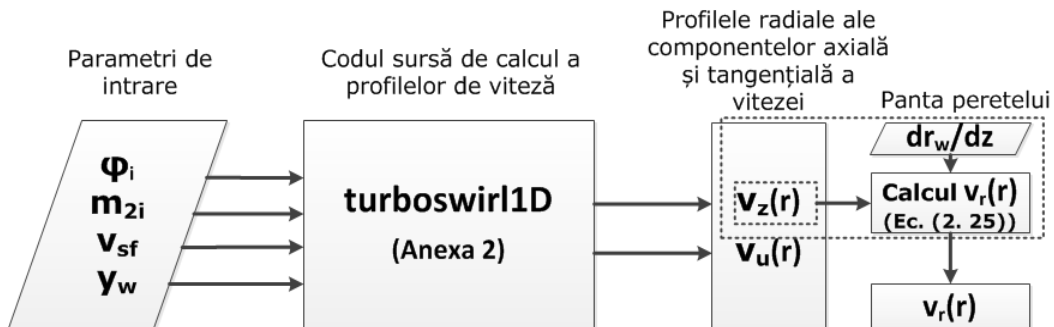


Fig. 2. 10 Schema logică a metodologiei de calcul a profilelor radiale de viteză

Datorită ipotezelor simplificatoare luate în considerare, modelul este recomandat a fi utilizat pentru evaluări a-priori a turbinei hidraulice, lăsând evaluările a-posteriori protocoalelor existente de investigare sau a simulărilor numerice 3D a curgerii.

3. Metodologia de simulare numerică și analiză a curgerii 3D în tubul de aspirație investigat

3.1 Introducere

Îmbunătățirea tehnologiei calculatoarelor a permis dezvoltarea tehnicilor numerice de calcul a ecuațiilor curgerii fluidelor cunoscute ca ecuațiile Navier-Stokes. Soluționarea analitică exactă a problemei a rămas încă nerezolvată, dar diferite aproximări bazate pe tehnici iterative sunt utilizate pentru a furniza estimări bune ale soluției. Aceste tehnici se numesc Calculul dinamici fluidelor (CFD).

Tehnicile de complexitate mare, furnizează date precise a comportării fluidelor, dar necesită un efort semnificativ de calcul. Modelele simpliste, deși mai rapide din punct de vedere al efortului de calcul, nu oferă întotdeauna descrierea realistă a comportării fluidului, în concluzie un echilibru calitate rezultat – efort calcul trebuie găsit.

Deși primele simulări efectuate au fost capabile să descrie curgerea în geometrii 2D sau 3D simple, capabilitățile de calcul și modele de curgere nu erau capabile să rezolve cazuri complexe. În zilele noastre, odată cu creșterea performanțelor de calcul, utilizarea modelelor CFD au devenit mai accesibile. Simularea curgerii în geometrii 3D, luând în considerare vâscozitatea și modelarea turbulenței, au devenit o sarcină obișnuită. Utilizarea simulărilor 3D complete a devenit din ce în ce mai accesibile în aplicațiile industriale, datorită îmbunătățirii continue în domeniul performanțelor de calcul și a tehnicilor de calcul paralel. Mai mult, îmbunătățiri semnificative sunt efectuate în principal pentru codurile comerciale pentru a furniza funcții de automatizare a diferitelor etape implicate în finalizarea problemei (setare, soluționare și analiză) [137], [142].

În ce privește aplicațiile în domeniul turbomașinilor, simulările curgerii ajută la evaluarea performanțelor acestora. Simulările 3D complete sunt încă considerate "scumpe" din punct de vedere al efortului de calcul necesar, astfel recurgându-se la simplificarea problemei investigate. În cazul de față, în cercetarea doctorală întreprinsă cu scopul de a optimiza curgerea cu rotație la intrarea în tubul de aspirație, curgerea aval de rotor este descrisă cu un model matematic (sau model surogat) ce înlocuiește rotorul turbinei hidraulice, simplificând astfel problema investigată. Drept urmare, se va simula curgerea cu rotație doar în domeniul de analiză investigat, în cazul de față în tubul de aspirație. Un dezavantaj al acestei simplificări este că modelul matematic descris în §2 nu i-a în calcul efectele 3D ale curgerii cu rotație dezvoltate aval de rotor, dar ținând cont că modelul matematic este adecvat analizei curgerii a-priori rotorului, acest dezavantaj este neglijat.

Utilizând instrumentele actuale de simulare numerică, ce oferă posibilitatea evaluării performanțelor tubului de aspirație investigat la diferite configurații ale curgerii cu rotație corespundente diferitelor geometrii rotorice parametrizate cu modelul matematic [104], oferă un avantaj clar atunci când sunt necesare evaluări repetitive. Acest lucru este în mod evident un avantaj în cazul utilizării unei proceduri de optimizare, așa cum este necesar în cazul de față.

3.2 Domeniul de analiză

Domeniul de analiză din figura 3. 1 corespunde unui tub de aspirație de turbină Francis, cu secțiune de intrare circulară ce are diametrul de 402 mm.

Rotorul turbinei Francis GAMM ce va fi cuplat cu acest tub de aspirație diferit față de cel inițial [102], are un diametru de ieșire considerat de referință de 400 mm, rezultând astfel o rază adimensională la intrare în tubul de aspirație de $r = 1.005$. Secțiunea de ieșire a tubului de aspirație reprezentată cu roșu, corespunde secțiunii de măsură conform normelor IEC [139], iar pe aceasta au fost adăugați 12 traductori numerici de presiune, cu scopul de a măsura presiunea la perete, iar secțiunea de ieșire din domeniul de calcul este reprezentată cu maro.

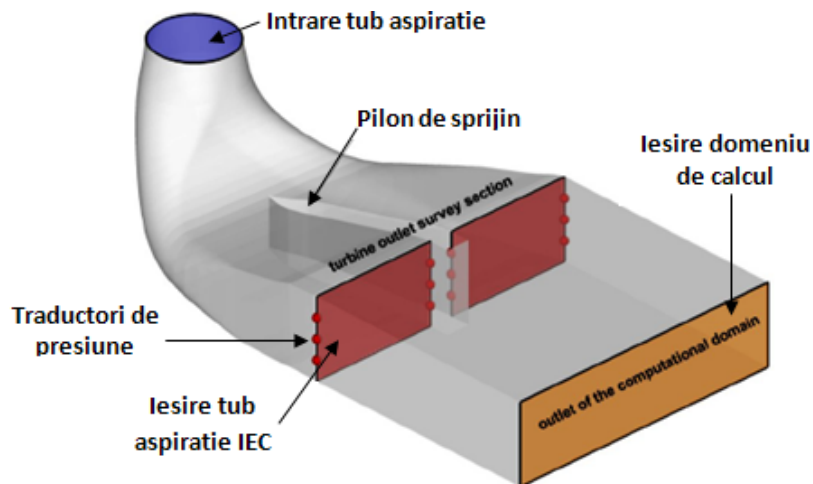


Fig. 3. 1 Geometria tubului de aspirație cu secțiunile de intrare (albastru), ieșire conform normelor IEC [139] (roșu), respectiv, ieșirea din domeniul de calcul (maro)

Geometria tubului de aspirație utilizată în cercetarea doctorală întreprinsă în această teză, după cum se poate observa în figura 3. 1 este diferită de geometria inițială a tubului de aspirație [102] corespunzător turbinei Francis GAMM, deoarece:

1. Geometria inițială a turbinei model Francis GAMM este de fapt o conductă curbată la 90° , fără pilon de sprijin a structuri, diferită de cele ce se găsesc în realitate în centralele hidroelectrice.
2. Pentru a optimiza curgerea cu rotație aval de rotor / intrarea în tubul de aspirație, atunci când se cuplează tubului de aspirație existent diferite geometrii rotorice cu aceeași rază de referință ca al celui înlocuit, și nu funcționează întotdeauna cel mai bine la cuplarea acestuia cu tubul de aspirație existent. Acestea fiind exact condițiile a ceea ce se întâmplă în industrie în procesul de re tehnologizare al unei turbine hidraulice, când are loc înlocuirea vechiului rotor cu unul nou, iar din motive economice tubul de aspirație rămâne neschimbat.

Tubul de aspirație din figura 3. 1 are un pilon de sprijin și nu este simetric față de planul meridian al turbinei (planul ce conține axa turbinei). Din punct de vedere geometric, acesta are o geometrie clasică a cotului, iar conul tubului este compact. Domeniul de calcul a fost extins în aval față de ieșirea din tub conform normelor IEC. A fost efectuat acest procedeu deoarece curgerea la ieșire din tubul de aspirație este foarte neuniformă cu posibile zone de recirculare. Drept urmare, secțiunea ce conține condițiile la limită la ieșire din domeniu a fost mutată în aval pentru a nu influența curgerea de pe secțiunea de ieșire reprezentată cu roșu în figura 3. 1. Traductori numerici de presiune de pe secțiunea de ieșire IEC, furnizează media presiunii statice la perete în urma simulărilor numerice a diferitelor configurații a curgerii cu rotație impuse la intrarea în tubul de aspirație. În total sunt

12 traductori numerici de presiune, distribuiți astfel: 6 pe canalul stâng, respectiv, 6 pe canalul drept de ieșire al tubului de aspirație, după cum se poate observa și în figura 3. 2.

Pentru a analiza evoluția curgerii în tubul de aspirație s-au definit un set de secțiuni în plan transversal de la intrare la ieșirea din tubul de aspirație. În literatura de specialitate există mai multe posibilități pentru a defini un plan, dar cea mai generală este aceea de a defini 3 puncte în spațiu care nu sunt pe aceeași linie dreaptă, pe care le vom nota cu A, B și C. Odată ce a fost definit planul unei secțiuni transversale, drept urmare normala la planul format de cele 3 puncte se poate calcula astfel:

$$\begin{aligned} \vec{N} = & [(x_B - x_A)\vec{i} + (y_B - y_A)\vec{j} + (z_B - z_A)\vec{k}] \times [(x_C - x_A)\vec{i} + (y_C - y_A)\vec{j} + \\ & + (z_C - z_A)\vec{k}] = \vec{i}(y_A z_B - y_B z_A + y_B z_C - y_C z_B + y_C z_A - y_A z_C) \\ & - \vec{j}(x_A z_B - x_B z_A + x_B z_C - x_C z_B + x_C z_A - x_A z_C) \\ & + \vec{k}(x_A y_B - x_B y_A + x_B y_C - x_C y_B + x_C y_A - x_A y_C) \end{aligned} \quad (3.1)$$

, iar normala unitate:

$$\vec{n} = \frac{\vec{N}}{|\vec{N}|} \quad (3.2)$$

Prin definirea acestor secțiuni transversale în tubul de aspirație, după cum se poate observa în fig. 3. 2, se va putea analiza evoluția diferitelor cantități de interes de la intrare la ieșire din tubul de aspirație. Pentru a reprezenta grafic evoluția diferitelor cantități de interes asociate fiecărei secțiuni transversale, va trebui să cunoaștem coordonata curbilinie a tubului de aspirație ce corespunde unei curbe ce unește centrele de greutate corespundente fiecărei secțiuni transversale.

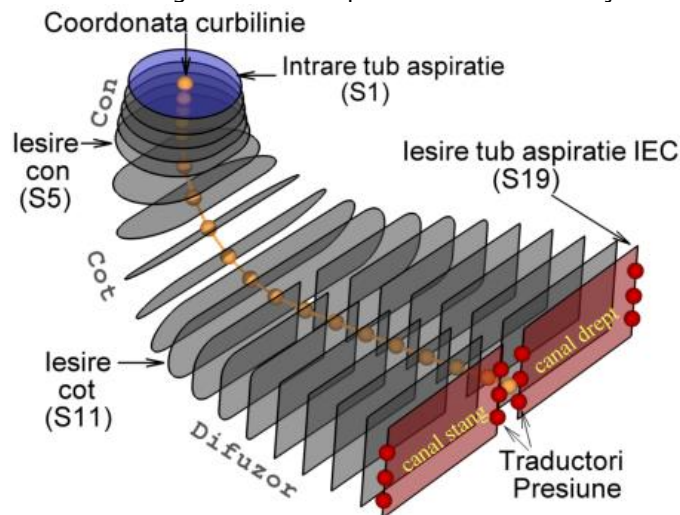


Fig. 3. 2 Secțiunile transversale a tubului de aspirație (gri) investigat, coordonata curbilinie (portocaliu) și traductorii de presiune (roșu)

În tabelul 3 sunt date coordonatele centrelor de greutate (centroid) împreună cu ariile corespundente fiecărei secțiuni transversale, respectiv,

coordonata curbilinie notată cu S , de-a lungul căreia se va reprezenta grafic evoluția diferitelor cantități de interes investigate, calculată conform:

$$S = \sum_{S_{01}}^{S_{19}} \left((X_i - X_{i-1})^2 + (Y_i - Y_{i-1})^2 + (Z_i - Z_{i-1})^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

Tabel 3. 1 Aria secțiunilor transversale, coordonatele centrelor de greutate și coordonata curbilinie

Secțiunile	Aria A [m ²]	X-centroid [m]	Y-centroid [m]	Z-centroid [m]	S [m]
S ₀₁	0.12694971	0.000000001	0.000000316	-0.19625000	0
S ₀₂	0.13929041	0.000000014	0.000000250	-0.265531249	0.069281249
S ₀₃	0.15017717	0.000000035	0.000000120	-0.317202203	0.120952203
S ₀₄	0.16129331	0.000000054	-0.000000035	-0.365767882	0.169517882
S ₀₅	0.17277403	0.001761616	-0.000003147	-0.424975896	0.228752095
S ₀₆	0.19606471	0.023278458	0.000008150	-0.551403058	0.356997181
S ₀₇	0.21598011	0.076350658	0.000013644	-0.665151875	0.482517904
S ₀₈	0.23257531	0.156268488	-0.000006557	-0.759360722	0.606058046
S ₀₉	0.24565138	0.256411443	-0.000010351	-0.829219542	0.728159914
S ₁₀	0.25792232	0.366457397	0.000011191	-0.870509134	0.845696899
S ₁₁	0.27226758	0.488395871	0.000000135	-0.882451252	0.968218757
S ₁₂	0.29250324	0.630249766	-0.002290948	-0.862235163	1.111524259
S ₁₃	0.32801566	0.775818080	-0.003457127	-0.833528674	1.259900661
S ₁₄	0.36758351	0.920000000	-0.004719672	-0.805458961	1.406794938
S ₁₅	0.40619567	1.063000000	-0.005550188	-0.776182812	1.552763369
S ₁₆	0.44564149	1.210000000	-0.007167129	-0.746283283	1.702782022
S ₁₇	0.4864412	1.350000000	-0.008351216	-0.712636349	1.846773404
S ₁₈	0.52252597	1.495000000	-0.003794367	-0.679423335	1.995598366
S ₁₉	0.53644806	1.590000000	0.002912751	-0.668273422	2.09148531

Distribuția ariei adimensională a secțiunilor transversale funcție de coordonata curbilinie adimensională de-a lungul tubului de aspirație de la intrare la ieșire este reprezentată în figura 3. 3. Adimensionalizarea a fost efectuată conform:

$$A / A_{inlet} = A / (\pi R_{inlet}^2) \quad (3.4)$$

, unde A_{inlet} este aria suprafeței de intrare corespunzătoare suprafeței S_1 din tabelul 3.1, iar $R_{inlet} = 201 [mm]$ este raza suprafeței de intrare. În această figură se poate observa că lungimea tubului de aspirație este aproximativ cu un ordin de mărime mai mare decât raza de la intrare, în timp ce aria secțiunii de ieșire este de aproape patru ori mai mare decât aria secțiunii de intrare. De asemenea aria

secțiunilor transversale este strict crescătoare de la intrare la ieșirea IEC din tubul de aspirație.

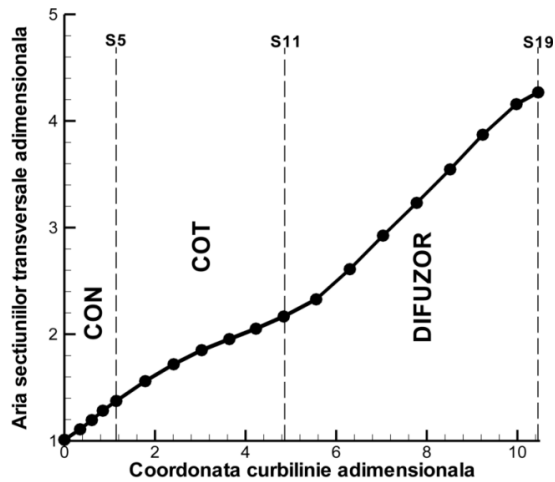


Fig. 3.3 Distribuția ariei adimensionale a secțiunilor transversale funcție de coordonata curbilinie adimensională de la intrare la ieșire [26]

3.2.1 Condițiile pe frontieră

Hidrodinamica tubului de aspirație este foarte complexă deoarece curgerea include la intrarea în tubul de aspirație atât componenta axială (debitantă) cât și componenta de rotație, iar la ieșire curgerea este neuniformă. În consecință condițiile pe frontieră au o influență foarte mare asupra rezultatelor numerice, condițiile pe frontieră nepotrivite conducând la rezultate greșite.

Pe suprafața de intrare a tubului de aspirație vor fi impuse ca și condiții de intrare, profilele de viteză calculate cu modelul matematic [104] prezentat în §2, iar presiunea va fi impusă pe ieșire din domeniul de calcul. Pe secțiunea de intrare vor fi luate în considerare câteva ipoteze simplificatoare:

1. La intrare curgerea este axial-simetrică, fără variații circumferențiale. Drept urmare, nu se va lua în considerare dâra coroanei, iar curgerea este staționară.
2. Parametrii turbulenței sunt mediați la intrare: intensitatea = 5%, mărimea = 10%.

În simulările numerice ce vor fi efectuate, fluidul este considerat incompresibil, izotermic și cu vâscozitate constantă. Ecuațiile ce descriu curgeri vâscoase și staționare (sau nestaționare) sunt ecuațiile Navier-Stokes. Pentru a aplica tehnici numerice de rezolvare ecuațiilor Navier-Stokes este necesară discretizarea domeniului de calcul. Investigații bazate pe diferite rafinări ale discretizării domeniului de calcul și alegerea diferitelor modele de turbulență au fost efectuate [43-44], [75-76], [28] utilizând codul comercial de simulare numerică Fluent [137]. Drept urmare, a fost considerată o rețea structurată hexagonală cu o distribuție uniformă de la lungul tubului de aspirație, pentru discretizarea domeniului.

Rețeaua de discretizare are 501360 celule de calcul și 519780 de noduri [26] și este reprezentată în figura 3.4, unde de asemenea se poate observa ceea ce

a fost menționat în §3.2, faptul că tubul de aspirație este asimetric, asimetria fiind practic către ieșirea din tubul de aspirație.

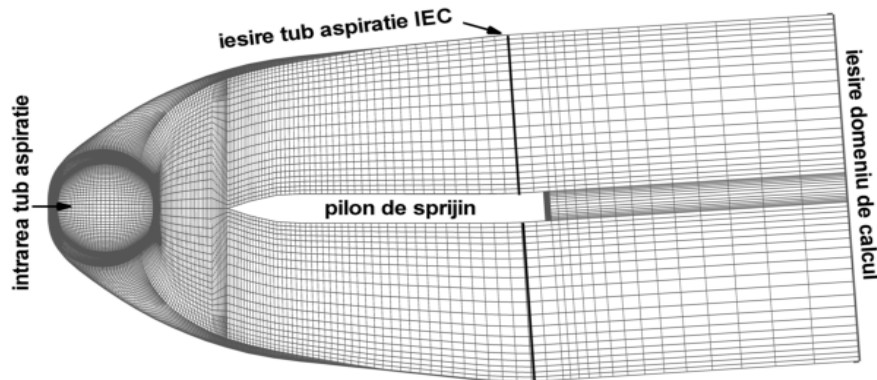


Fig. 3. 4 Rețeaua de discretizare 3D a domeniului de calcul [26]

3.3 Ecuațiile care guvernează simularea curgerilor și modelul de turbulență utilizat

Domeniul de calcul al tubului de aspirație este investigat tri-dimensional. Prin urmare pentru calculul acestuia în codul comercial de simulare numerică Fluent 6.3 [137] se vor utiliza ecuațiile curgerilor turbulente 3D. Curgerile turbulente sunt caracterizate prin fluctuații ale câmpului de viteză. Ecuațiile curgerii tri-dimensionale și ecuațiile modelului de turbulență utilizate sunt descrise în subcapitolele următoare:

3.3.1 Ecuațiile curgerii pentru domeniul de analiză 3D al tubului de aspirație

În investigarea ce va fi efectuată prin simulare numerică a performanțelor unui tub de aspirație de turbină Francis la modificarea profilelor de viteză de pe secțiunea de intrare în acesta, se va considera un fluid izotermic, incompresibil cu vâscozitate constantă și ce poate fi descris de către câmpul de viteză și de presiune. Soluționarea cu o acuratețe mare a curgerii acestor fluide, este realizată cu ajutorul ecuației de continuitate și a ecuației de mișcare Navier-Stokes. În inginerie, soluția ecuațiilor RANS (Reynolds-Average-Navier-Stokes) ne permit calculul curgerii în domenii de analiză complexe.

Ecuația de continuitate pentru fluide incompresibile este scrisă sub forma:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.5)$$

Iar ecuația de mișcare Navier-Stokes este descrisă de ecuația (3. 6):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad (3.6)$$

unde: $u_{i,j}$ este viteza în direcțiile coordonatelor $x_{i,j}$, p este presiunea statică, ρ densitatea fluidului, τ_{ij} tensorul tensiunilor turbulente (Reynolds), iar $\rho \overline{u_i u_j}$ este partea vâscoasă a tensorului tensiunilor.

Tensorul tensiunilor turbulente (Reynolds) τ_{ij} este o necunoscută și va trebui modelat, utilizând modele de turbulență. O gamă largă de modele de turbulență pentru τ_{ij} sunt disponibile, variind de la modele simple algebrice până la modele

algebrice complete. Astfel de modele de turbulență, împreună cu cel utilizat în cercetarea doctorală de față sunt prezentate în subcapitolul următor.

3.3.2 Modelul de turbulență utilizat

Utilizarea modelelor de turbulență servesc la rezolvarea ecuațiilor ce guvernează curgerea. În general în aplicațiile de inginerie, analiza turbulenței nu necesită informații detaliate ale fluctuațiilor, ci mai degrabă a comportarea generală a fenomenului, în principal influențat de către curgerea principală. Astfel, nu este nevoie de o descriere exactă a procesului de turbulență, ci de o aproximare utilizând modele de turbulență. O serie de astfel de proceduri cu scopul de a aproxima astfel de curgeri turbulente au fost dezvoltate în ultimele decenii.

Mai jos este prezentată o clasificare generală a modelelor de turbulență împărțită în 3 grupe principale:

1. Modele ce se bazează pe ecuațiile obținute din medierea ecuațiilor de mișcare în timp, după o coordonată în care curgerea nu variază. Această aproximare conduce la un set de ecuații cu derivate parțiale numite ecuațiile Navier-Stokes mediate Reynolds.
2. Modele ce rezolvă direct tensiunile Reynolds (turbulente): aceste modele sunt mult mai complexe și solicitante, deoarece introduc termeni noi în ecuații ce trebuie modelați suplimentar.
3. Modele ce nu necesită medierea în timp, ca simularea numerică directă DNS, sau modelarea structurilor macroscopice LES.

În investigarea întreprinsă în cercetarea doctorală de față, se va utiliza modele corespunzătoare primei grupe principale din cele enumerate mai sus, deoarece acestea sunt mai accesibile din punct de vedere al efortului de calcul. Celelalte două modele implică creșterea considerabilă a efortului de calcul, fiind dezvoltate pentru aplicații specifice (particulare), nefiind în general utilizate în cazul turbomașinilor. Din prima grupă fac parte modelele cu 2 ecuații, fiind cele mai populare, deoarece sunt accesibile din puncte de vedere al efortului de calcul și sunt implementate în majoritatea programelor comerciale de simulare numerică. Modelele tipice cu 2 ecuații sunt: modelul $k - \varepsilon$ [64], respectiv, modelul $k - \omega$ [127], dezvoltat aproximativ 20 de ani mai târziu.

În continuare, în această investigație se va utiliza modelul $k - \omega$ pentru calculul 3D al curgerii cu rotație în tubul de aspirație, deoarece este mai precis decât modelul $k - \varepsilon$ în straturile limită de la perete și la curgerii cu gradienti adversi de presiune. Modelul de turbulență $k - \varepsilon$ nu este capabil să surprindă corect comportamentul turbulent al curgerii în straturile limită și la desprinderi ale acestuia [73]. Pentru o acuratețe mai mare a calculului curgerii prin simulare numerică, se va utiliza modelul Menter [74]. Acest model, notat în continuare cu acronimul SST (Shear Stress Transport), utilizează în regiunea interioară a straturilor limită modelul $k - \omega$ după care schimbă modelul la $k - \varepsilon$ în zona curgerii principale, cu ajutorul unei funcții de amestec. În ec. (3. 7) și (3. 8) este dată formularea completă a modelului SST:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{(\mu + \sigma_k \mu_t)}{\Gamma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \tilde{P}_k - \frac{\beta^* \rho k \omega}{Y_k} \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{(\mu + \sigma_\omega \mu_t)}{\Gamma_\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \alpha \rho S^2 - \frac{\beta \rho \omega}{Y_\omega} + 2(1 - F_1) \rho \sigma_w \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3.8)$$

unde \tilde{P}_k este un limitator de producție utilizat în modelul SST pentru a preveni acumularea de turbulențe în zonele de stagnare, Γ_k și Γ_ω reprezintă difuzia efectivă al lui k , respectiv, ω , Y_k și Y_ω reprezintă disipația lui k , respectiv, ω datorită turbulențelor, S este viteza de deformare, iar F_1 este o funcție de amestec care este egală cu 0 în curgerea principală atunci când este utilizat modelul $k-\varepsilon$, respectiv, egală cu 1 în interiorul stratului limită atunci când este utilizat modelul $k-\omega$. Modelul SST s-a dovedit eficace în calculul curgerii 3D turbulente într-o turbină hidraulică Francis [70].

3.4 Plaja de funcționare investigată

În figura 3. 5 este reprezentată distribuția fluxului de moment cinetic adimensional aval și amonte de rotor funcție de debitul adimensional. După cum se poate observa în această figură, pe distribuția $m_2(\varphi)$ sunt reprezentate cele 6 regimuri de funcționare de la Op1 la OP6, cuprinse între debitul adimensional $\varphi = 0.26 \dots 0.36$. Plaja de funcționare ce conține cele 6 regimuri de funcționare investigate este reprezentată în figura 3. 6 pe hărțile vitezei axiale, respectiv, circumferențiale la intrarea în tubul de aspirație și este delimitată de liniile întrerupte cuprinse în intervalul de debit enunțat mai sus. Aceste hărți de viteză au fost obținute cu modelul matematic de calcul al curgerii cu rotație descris în §2, utilizând codul *turboswirl1D* (Anexa 1), pentru configurația inițială a vitezei axiale fără rotație $v_{sf}^{ave} = 0.328$, $v_{sf}^{slo} = 0.00$ ce corespunde geometriei inițiale a rotorului turbinei Francis GAMM. Plaja de funcționare este cuprinsă aproximativ între $0.84Q_{BEP}$ și $1.17Q_{BEP}$, având regimurile de funcționare distribuite astfel: 3 regimuri la sarcină parțială, respectiv, 3 regimuri la suprasarcină, față de punctul de randament maxim notat cu BEP (vezi tabel 2. 3) și reprezentat pe figură 3. 5.

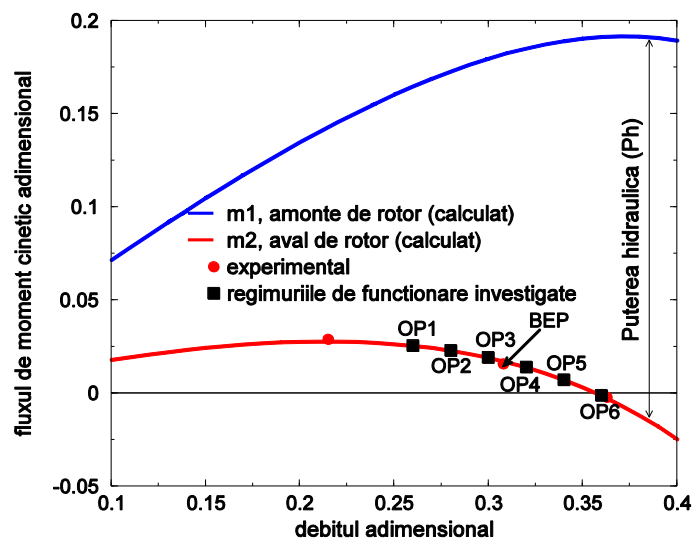


Fig. 3. 5 Cele 6 regimuri de funcționare la cădere constantă investigate, reprezentate cu pătrate pline de culoare neagră pe distribuția $m_2(\varphi)$ a turbinei Francis GAMM

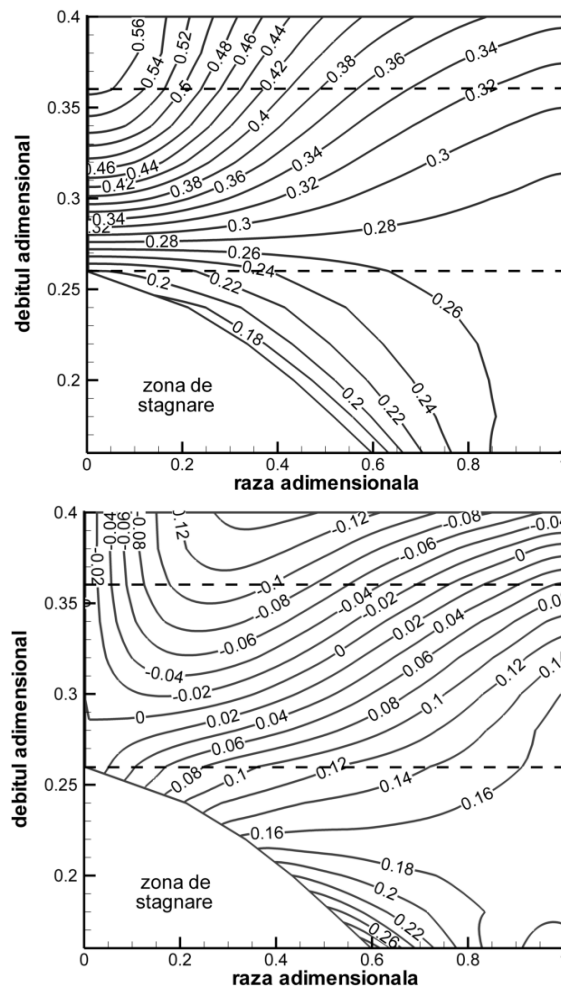


Fig. 3. 6 Plaja de funcționare investigată delimitată de liniile întrerupte pe hărțile de viteză axială (sus), respectiv, circumferențială (jos) la intrarea în tubul de aspirație

Cele 6 regimuri de funcționare supuse investigații sunt caracterizate de către φ și m_2 corespunzător fiecărui punct de funcționare investigat, după cum se poate observa în tabelul 3. 2. Pentru a putea calcula media ponderată a pierderilor de energie corespunzătoare celor 6 regimuri de funcționare, fiecărui regim îi s-a asociat cote o pondere, în cazul de față 10% regimurilor din extremități, respectiv, 20% celorlalte.

Tabel 3. 2 Regimurile de operare investigate și ponderile corespunzătoare fiecăruia

Regimurile de operare	φ	m_2	Ponderea w
OP1	0.26	.2560640E-01	10%
OP2	0.28	.2294782E-01	20%
OP3	0.30	.1910405E-01	20%
OP4	0.32	.1392180E-01	20%
OP5	0.34	.7216558E-02	20%
OP6	0.36	-.1232879E-02	10%

Scopul alegerii acestei plaje largi de funcționare este acela de a investiga performanțele tubului de aspirație la diferite configurații a mărimi ce controlează cinematica curgerii cu rotație aval de rotor, în speță viteza axială fără rotație v_{sf} , acest obiectiv fiind abordat în §4.

3.5 Analiza curgerii în tubul de aspirație

3.5.1 Decelerarea și neuniformitatea curgerii

Pentru a analiza diferitele cantități de interes, în cazul de față decelerarea și neuniformitatea curgerii de la intrare la ieșirea din tubul de aspirație la diferite configurații a v_{sf} , se vor utiliza secțiunile transversale definite în §3.2 și reprezentate în figura 3. 2. Pe aceste secțiuni transversale se vor raporta cantitățile investigate, iar coordonata curbilinie va fi utilizată ca și abscisă atunci când se va analiza evoluția curgerii de-a lungul tubului de aspirație. Analiza este concentrată pe evoluția fluxului de energie cinetică de-a lungul tubului de aspirație pentru a surprinde distribuția decelerării și neuniformității curgerii, deoarece acestea sunt în legătură directă cu pierderile de energie din tubul de aspirație. În consecință, următoarele cantități integrale sunt definite cu scopul de-a efectua analiza hidrodinamicii tubului de aspirație:

$$F_{kin} = \int_S \rho \frac{V^2}{2} \vec{V} \cdot \vec{n} dS \quad [W] \quad (3.9)$$

$$F_{kin}^{(n)} = \int_S \rho \frac{V_n^2}{2} \vec{V} \cdot \vec{n} dS \quad [W] \quad (3.10)$$

$$F_{kin}^{(t)} = \int_S \rho \frac{V_t^2}{2} \vec{V} \cdot \vec{n} dS \quad [W] \quad (3.11)$$

$$F_{kin}^{(ideal)} = Q \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{S} \right)^2 \quad [W] \quad (3.12)$$

unde $V_n = \vec{V} \cdot \vec{n}$ componenta normală a vitezei pe secțiunea transversală, iar V_t este componenta tangențială a vitezei la planul secțiunii, astfel $V^2 = V_n^2 + V_t^2$.

Drept urmare, pentru a calcula decelerarea curgerii și a neuniformității de la intrare la ieșire din tubul de aspirație, va trebui mai întâi calculat fluxul total de energie cinetică F_{kin} . Apoi, fluxul de energie cinetică în direcția curgerii $F_{kin}^{(n)}$ (sau al normalei vitezei la planul secțiunii), respectiv, a componente tangențiale la planul secțiunii $F_{kin}^{(t)}$. Fluxul de energie cinetică în direcția transversală $F_{kin}^{(t)}$ se poate calcula mai ușor conform ec. (4.13). Fluxul ideal de energie cinetică $F_{kin}^{(ideal)}$ calculat conform ec. (4.12), corespunde curgerii cu media constantă a vitezei debitante pe fiecare secțiune. Acesta este asociat curgerii uniforme cu energie cinetică minimă și va fi luat ca și referință de bază în această analiză. Astfel, excesul de energie cinetică $F_{kin}^{(exces)}$ este definit ca și diferența dintre fluxul de energie cinetică F_{kin} și cel ideal $F_{kin}^{(ideal)}$, conform ec. (4.14). Datorită neuniformității curgerii, întotdeauna

fluxul de energie cinetică F_{kin} va fi mai mare decât cel ideal $F_{kin}^{(ideal)}$. Neuniformitatea curgerii este cuantificată prin coeficientul de neuniformitate ζ , conform ec. (4.15).

$$F_{kin}^{(t)} = F_{kin} - F_{kin}^{(n)} \quad [W] \quad (3.13)$$

$$F_{kin}^{(exces)} = F_{kin} - F_{kin}^{(ideal)} \quad [W] \quad (3.14)$$

$$\zeta = F_{kin} / F_{kin}^{(ideal)} \quad [-] \quad (3.15)$$

Concluzionând, se poate spune că relația dintre F_{kin} și $F_{kin}^{(ideal)}$ pe o secțiune transversală se poate exprima fie ca diferența, ec. (3.14), fie ca raport, ec. (3.15). Se vor considera relevante ambele variante pentru analiza întreprinsă a hidrodinamicii tubului de aspirație la diferite configurații a curgerii cu rotație de la intrare.

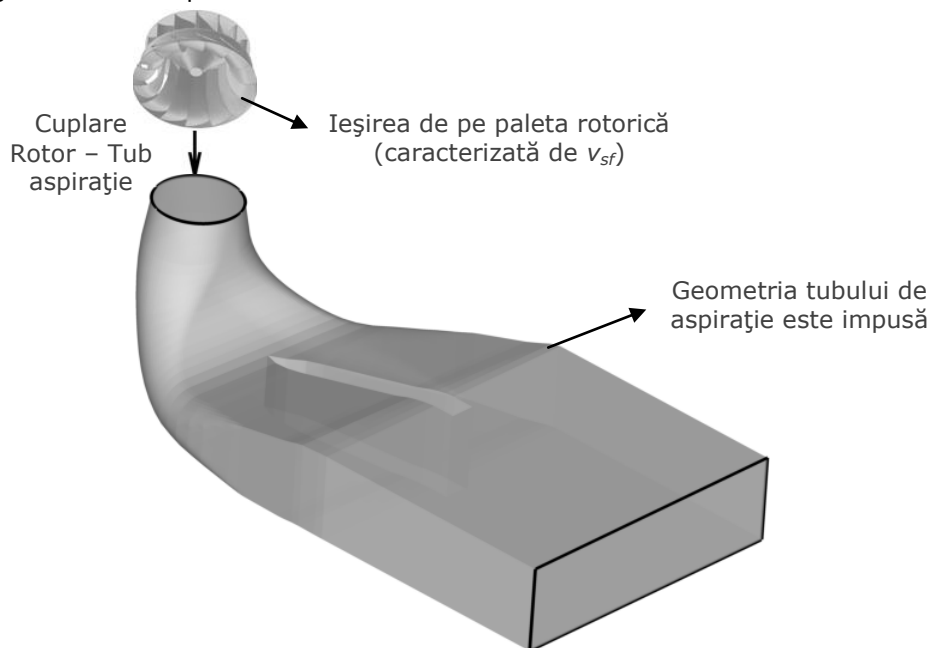
PARTEA II

OPTIMIZAREA CURGERII CU ROTAȚIE LA INTRAREA ÎN TUBUL DE ASPIRAȚIE FUNCȚIE DE CRITERIUL ENERGETIC

4. Optimizarea curgerii cu rotație

Este cunoscut faptul că mai bine de jumătate din turbinele hidraulice din România sunt în proces de *re tehnologizare*. Ca urmare, alegerea noilor soluții tehnico-economice pentru re tehnologizarea turbinelor hidraulice implică probleme noi care trebuie să țină cont de cerințele tehnice ale pieței de energie (funcționarea pe un domeniu extins și intervenția rapidă pentru a asigura reglajul rețelei) precum și de condițiile economice actuale. În consecință, aceasta implică modificarea rotorului cu păstrarea traseului hidraulic existent.

În teza doctorală de față a fost introdus un concept inovator privind re tehnologizarea turbinelor hidraulice care a fost exemplificat pentru un caz test în §2.4. Noul concept propune analiza curgerii în tubul de aspirație pe un domeniu extins de operare pentru a găsi configurația hidrodinamică cea mai bună pentru condițiile impuse (conform schiței explicative de mai jos: *geometria tubului de aspirație este impusă de realitatea din centrală precum și de condițiile de exploatare impuse conform cerințelor de exploatare*) aprioric procesului de proiectare a rotorului. Pe scurt, aceasta înseamnă că *ieșirea din rotor trebuie adaptată tubului de aspirație existent*. Ca urmare, geometria rotorului este proiectată numai după ce a fost determinată configurația hidrodinamică cea mai bună luând în considerare întreg domeniul de operare.



Investigarea hidrodinamicii tubului de aspirație aprioric etapei de proiectare a geometriei rotorului s-a realizat prin utilizarea conceptului v_{sf} . Acest concept introduce descrierea hidrodinamicii curentului de la bordul de fugă a paletei rotorului turbinei Francis utilizând media v_{sf}^{ave} și panta v_{sf}^{slo} vitezei axiale fără rotație.

Scopul acestui capitol este de a identifica printr-o metodă de optimizare configurația optimă a v_{sf} , determinând astfel condițiile la limită optime ce vor fi impuse la intrarea în domeniul de analiză pentru care pierderile din tubul de

aspirație sunt minime pentru cele 6 puncte de funcționare investigate. Mai mult, determinând mai departe și punctul de funcționare la care noul rotor va fi proiectat.

4.1 Aspecte generale

Optimizarea reprezintă activitatea de *selectare*, din mulțimea soluțiilor posibile unei probleme, a acelei soluții care este cea mai bună în raport cu un criteriu predefinit. Această definiție implică existența următoarelor componente:

- O problemă tehnică constând în calculul matematic al unei soluții;
- Existența mai multor soluții pentru aceeași problemă;
- Un criteriu de selectare a soluției optime.

În turbomașini la fel ca și în alte aplicații ingineresti, soluția optimă constă din contabilizarea constrângerilor din discipline multiple ca și: hidraulică, rezistență, matematică, economie, etc.. O metodă de optimizare ineficientă nu poate livra soluții optime, iar o funcție de obiectiv greșită poate furniza concluzii false.

Tehnicile de optimizare se compun din metodologii de modificare a parametrilor, ce descriu ceea ce dorim să optimizăm, în așa fel încât să se ajungă la o combinație finală a parametrilor. Această combinație finală reprezintă soluția optimă formulată ca minimizarea sau maximizarea *funcției obiectiv* (OF):

$$\max(f(x)) = -\min(f(x)) \quad (4.1)$$

Un număr mare de metodologii și algoritmi se pot găsi în literatura de specialitate ce pot livra capabilități de optimizare. Diversitatea și complexitatea acestora fac dificilă o clasificare clară a acestora. Mai jos sunt enumerate diferite metode de optimizare ce folosesc scheme, geometrice, matematice, respectiv, inspirate din natură:

- Algoritm Deterministic Universal (*Exhaustive Search*) [88]: Această metodă constă în evaluarea funcției de obiectiv asupra tuturor posibilităților din spațiul de căutare. Cu cât zona de căutare este mai fină cu atât cresc șansele de a găsi minimumul. Finalizarea căutării globale necesită evaluarea OF asupra întregii zone de căutare, indiferent dacă minimumul a fost deja găsit, acesta fiind un dezavantaj al acestei metode. Un alt dezavantaj este determinarea corectă a a fineții zonei de căutare, de aceea această metodă se folosește în general atunci când zona de optimizare este limitată.
- Metode Bazate pe Gradienti (*Gradient-Based Methods*): Există un număr mare de metode numerice care folosesc ca informație gradientul pentru a decide direcția de căutare a minimumului. Astfel de metode presupun, ca dacă gradientul funcției de obiectiv nu poate fi calculat, el poate fi cel puțin aproximat [121]. Nici o informație livrată de această metodă nu ne asigură că ceea ce sa găsit este o soluție minimă globală sau locală. Există numeroase aplicații unde sa utilizat această metoda pentru a atinge soluția optimă [114], [12], dar ele presupun că soluția optimă nu este departe de ceea de plecare.
- Algoritmi genetici (*Genetic Algorithms*) [84], [126]: sunt o familie de modele inspirate de *teoria evoluției (EAs)*, programe inteligente capabile să soluționeze probleme folosind un concept al evoluției speciilor. Acești algoritmi codifică soluțiile posibile ale unor probleme specifice într-o structură de date și aplică acestor structuri operatori de recombinare, pentru a păstra informația utilă. Mecanismul specific acestor sisteme este inspirat din funcționare sistemelor *biologice*, în sensul că încurajează soluțiile candidat capabile să rezolve o problemă și penalizează soluțiile fără succes. În felul acesta se obțin, după mai

multe generații, soluții foarte bune pentru probleme de optimizare complexe, cu un număr mare de parametri. Ideea de bază a unui algoritm genetic constă în a începe cu o populație de soluții, fiecare mai performantă decât precedentele. Fazele ciclului prin care operează un asemenea algoritm sunt: crearea unei populații de "membri" (soluții candidat la rezolvarea unei probleme); selecția membrilor care s-au adaptat cel mai bine necesităților problemei de soluționat, reproducerea (se folosesc operatorii genetici de încrucișare și mutație, pentru a obține noi membri); evaluarea gradului în care noii membri corespund mai bine soluționării problemei; abandonarea populației vechi prin înlocuirea ei cu populația nouă din noua generație.

- Metoda „*Downhill Simplex*” [72]: prin natura sa efectuează optimizări în spații multidimensionale, necesitând doar evaluări ale funcției obiectiv. De obicei este necesar un număr mai mare de evaluări pentru a efectua minimizarea, devenind astfel utilă pentru aplicații ce au funcții obiectiv cu costuri mici. Conform [93] această metodă: necesită doar evaluări ale funcției, nu și a derivatelor, este una dintre cele mai eficiente metode de optimizare, fiind utilizată pe scară largă, respectiv, are la bază o analogie geometrică fiind ușor de utilizat. Mai multe versiuni de îmbunătățire a algoritmului inițial au fost dezvoltate de-a lungul timpului, dar principalul dezavantaj al algoritmilor de optimizare / minimizare este costul evaluării funcției $f(x)$. Drept urmare, utilizând un număr mic de evaluări, se poate construi o aproximare adecvată.

Pentru a utiliza metoda "downhill simplex", notată în continuare cu acronimul DSM, într-o problemă de optimizare după cum este cazul de față, este necesară construirea unei suprafețe de căutare numită *suprafață de răspuns*, sau metamodele, surrogat, modele auxiliare, etc., [55].

Optimizarea efectuată în această teză de cercetare doctorală se concentrează asupra minimizării pierderilor de energie din tubul de aspirație.

4.2 Variabilele de control și Funcția obiectiv

Scopul unei probleme de optimizare este să se determine valoarea maximă sau minimă a unei funcții f numită funcție obiectiv.

În majoritatea problemelor de optimizare funcția obiectiv $f = f(x_1, \dots, x_n)$ depinde de mai multe variabile. În cazul de față, aceste variabile sunt parametrii ce controlează cinematica curgerii cu rotație v_{sf}^{ave} , respectiv, v_{sf}^{slo} , numiți în cadrul algoritmului DSM, *variabile de control*, deoarece acestea pot fi "controlate", mai exact valorile lor pot fi alese în mod convenabil. Scopul utilizării acestei teorii de optimizare, este de a obține valorile optime a v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} , pentru care valoarea funcției obiectiv (OF) este minimă.

4.2.1 Funcția obiectiv

Media ponderată a pierderilor relative de energie, notată cu acronimul *DTLOSS* (*Draft Tube LOSSes*), calculată cu ponderile din tabelul 3. 2, este parametrul global ce va fi considerat funcția obiectiv OF în procesul de optimizare ce va fi întreprins. În practică, de obicei în turbinele hidraulice se investighează pierderile de energie (exprimată ca înălțime coloană de apă) în locul puterii hidraulice pierdute. La fel cum sa procedat de-a lungul acestei investigații, toate rezultatele vor fi prezentate în formă adimensională. *DTLOSS*, considerat funcția

obiectiv, este media ponderată a pierderilor relative de energie h_{rDT} definit conform ec. (4. 2a). Drept urmare, DTLOSS este criteriul principal de ghidare pentru a identifica configurația optimă a variabilelor de control (configurația optimă a vitezei axiale fără rotație), definit conform raportului:

$$DTLOSS = \sum_{OP=1}^6 w_i (h_{rDT})_i [-] \quad (4.2a)$$

, unde w_i este ponderea asociată fiecărui punct de funcționare investigat date tabelul 3. 2. h_{rDT} este pierderea relativă de energie din tubul de aspirație și se calculează conform ec. (4. 2b):

$$h_{rDT} = \frac{h_{DT}}{h} \times 100 = \frac{\text{pierderea de energie in tubul de aspiratie}}{\text{coeficientul de energie}} \times 100 [\%] \quad (4.2b)$$

Este mult mai intuitiv să exprimăm pierderile de energie în tubul de aspirație h_{DT} ca procente din coeficientul de energie al turbinei $\psi = 1.07$, deoarece ambele utilizează aceeași viteză de referință. Pierderea de energie în tubul de aspirație h_{DT} , se calculează conform:

$$h_{DT} = \frac{f}{q} \quad (4.3)$$

, iar puterea hidraulică pierdută în formă adimensională, după cum urmează:

$$f = \frac{F_{IEC}}{\frac{\pi}{2} \rho \omega^3 R_{ref}^3 R_{ref}^2} \quad (4.4)$$

Puterea hidraulică F_{IEC} din ec. (4. 4) se calculează conform ec. (4. 5):

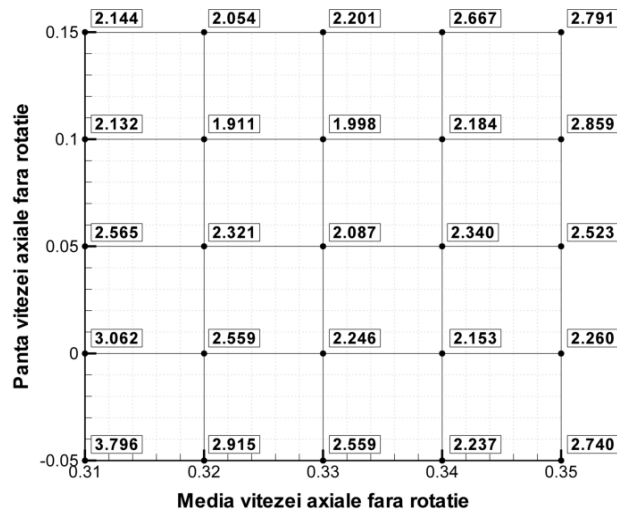
$$F_{IEC} = \underbrace{\int_{S_{in}} \left(p + \frac{\rho V^2}{2} \right) dS}_{F_{in}} - \underbrace{Q \left[\overline{p_{wall}^{out}} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A^{out}} \right)^2 \right]}_{F_{out}^{IEC}} \quad (4.5)$$

ca și diferența dintre fluxul presiunii totale pe secțiunea de intrare F_{in} , respectiv, fluxul presiunii totale pe ieșire F_{out}^{IEC} , conform standardelor internaționale IEC 60193 [139], utilizând media presiunii statice la perete $\overline{p_{wall}^{out}}$ și viteza debitantă pe secțiunea de ieșire $\left(\frac{Q}{A^{out}} \right)$. Media presiunii statice la perete corespunde mediei presiunii statice celor 12 traductori numerici de presiune indicații cu puncte de culoare roșie în figura 3. 2. După cum se poate observa în ec. (4. 5), puterea

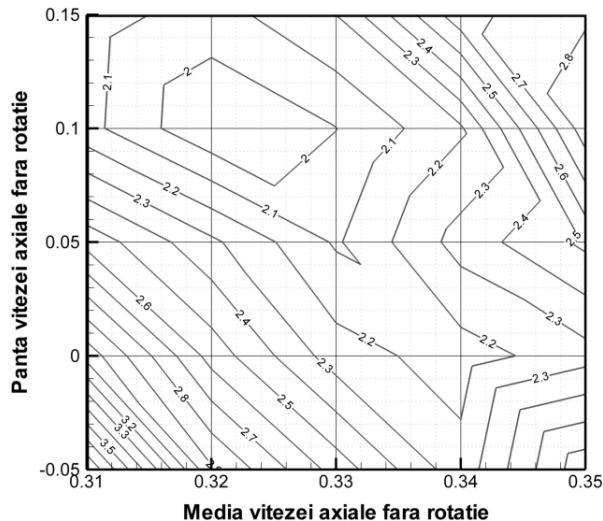
hidraulică F_{IEC} include și excesul de energie cinetică $\frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A^{out}} \right)^2$ de la ieșire din tubul de aspirație datorat neuniformității mari a curgerii. Astfel, DTLOSS se poate calcula cu ponderile specificate în tabelul 3. 2.

În figura 4. 1a este reprezentată sub forma unui grilaj (rețea) media ponderată a pierderilor relative de energie DTLOSS, considerate după cum a fost menționat anterior funcția obiectiv, funcție de cei doi parametri a vitezei axiale fără rotație v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} , considerați variabilele de control. Suprafața din figura 4. 1a a

fost obținută utilizând codul *turboswirl1D* (Anexa 2) ce are la bază modelul matematic descris în §2.5, pentru a calcula profilele de viteză corespunzătoare celor 6 regimuri de funcționare investigate la diferite configurații ale celor 2 variabile de control. Cu profilele de viteză calculate la diferite combinații ale variabilelor de control, acestea au fost impuse la intrarea în domeniul de calcul (fig. 3. 4) și utilizând codul comercial Fluent [137] a fost simulată numeric curgerea cu rotație în tubul de aspirație, astfel fiind posibil calculul parametrului global DTLOSS. Prin calculul funcției obiectiv DTLOSS pentru cele 6 regimuri de funcționare investigate la 25 de configurații diferite ale variabilelor de control, au fost calculate un total de 150 de puncte de funcționare, făcând astfel posibil construirea unei suprafețe de căutare adecvată pentru aplicarea algoritmului de optimizare.



a. Suprafața de căutare a pierderilor relative de energie (DTLOSS) din tubul de aspirație



b. Suprafața de răspuns inițială a pierderilor relative de energie (DTLOSS) din tubul de aspirație

Fig. 4. 1 Suprafețele pierderilor relative de energie din tubul de aspirație

În figura 4. 1b este reprezentată suprafața inițială de răspuns a pierderilor relative de energie (DTLOSS) din tubul de aspirație, obținută prin *triangularea* suprafeței de căutare DTLOSS din figura 4. 1a. Triangularea este o operație trigonometrică prin care se pot determina suprafețe și distanțe, divizând suprafața într-o rețea de triunghiuri și determinând elementele acestora.

Pe această suprafață de răspuns se va aplica algoritmul de optimizare DSM, pentru a identifica configurația optimă a celor 2 variabile de control (sau configurația optimă a v_{sf}) pentru care funcția obiectiv are o valoare minimă.

În figura 4. 2 este reprezentată schema principală de evaluare a funcției obiectiv (DTLOSS) la diferite configurații ale variabilelor de control v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} . Conform acestora profilele radiale ale componentelor vitezei, obținute din codul *turboswirl1D* conform parametrilor de intrare, sunt impuse în Fluent la intrarea în domeniul de calcul, apoi este calculată media ponderată a pierderilor relative de energie considerată funcția obiectiv conform ec. (4.2a). Mai departe prin „controlarea” variabilelor de control se urmărește identificarea configurației optime a acestora, astfel identificând configurația optimă a curgerii cu rotație, mai mult, cât și a geometriei rotorice la bordul de fugă.

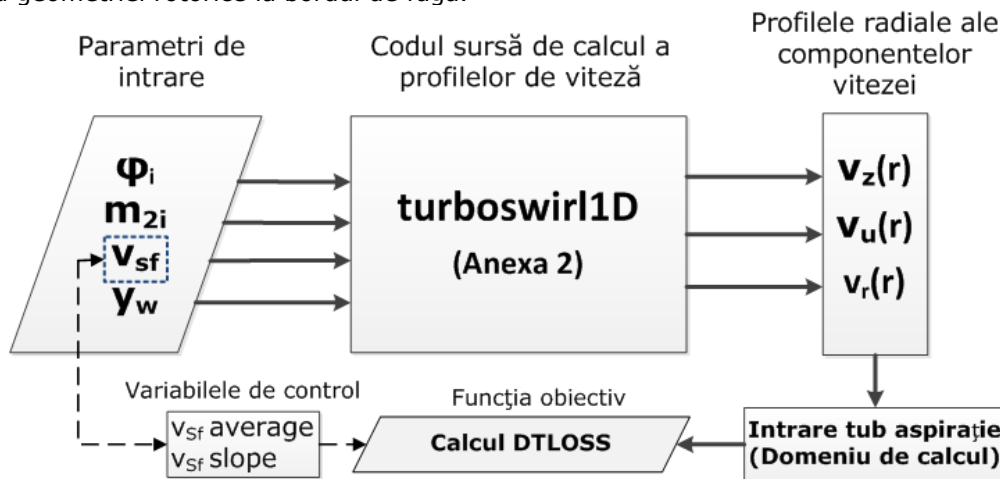


Fig. 4. 2 Schema principală de evaluare a funcției obiectiv la diferite configurații ale v_{sf}

Prin optimizarea mărimi v_{sf} se urmărește minimizarea pierderilor de energie din tubul de aspirație, acest obiectiv fiind abordat în §4.4 utilizând metoda *Downhill Simplex*.

4.3 Metoda "Downhill Simplex"

4.3.1 Concept

Metoda „*Downhill Simplex*” [72] prin natura sa efectuează optimizări în spații multidimensionale, necesitând doar evaluări ale funcției obiectiv. De obicei este necesar un număr mai mare de evaluări pentru a efectua minimizarea, devenind astfel utilă pentru aplicații ce au funcții obiectiv cu costuri mici. Conform [93] această metodă:

- necesită doar evaluări ale funcției, nu și a derivatelor;

- este una dintre cele mai eficiente metode de optimizare, fiind utilizată pe scară largă;
- are la bază o analogie geometrică, fiind ușor de utilizat.

Simplexul este o figură geometrică definită de N dimensiuni cu $N+1$ puncte (vârfuri), toate interconectate cu linii de segmente și fețele poligonale corespondente. În 3D este un tetraedron, iar în 2D este un triunghi. Ideea unei asemenea metode constă în a căuta în direcțiile definite de liniile segmentelor simplexului, minimum funcției de obiectiv. Metoda nu pornește de la un singur punct, ci de la $N+1$ puncte ce definesc un simplex inițial. Dacă plecăm de la un punct, considerat punctul inițial P_0 , atunci celelalte N puncte pot fi definite ca:

$$P_i = P_0 + \lambda e_i \quad (4.6)$$

, unde e_i este N vector unitate. iar λ este o constantă dependentă de caracteristica lungimii scalei.

Algoritmul funcționează în 3 pași:

- Începe prin a schimba poziția punctului cu valoarea funcției cea mai mare, în poziția opusă acestuia prin mijlocul segmentului ce unește celelalte 2 puncte ale simplexului, ce valori mai mici ale funcției de obiectiv.
- Atunci când este posibil metoda încearcă să se extindă pentru a face pași mai mari.
- Când metoda detectează apariția unei văi (canion), aceasta se contractă și micșorează în toate direcțiile și încearcă să găsească punctul cel mai bun (cu cea mai mică valoare a funcției de obiectiv).

După cum se poate observa în figura 4. 3, acești 3 pași corespund: 1) reflectiei, 2) expansiunii, respectiv, 3) contracției (micșorare). O succesiune adecvată a acestor pași va converge întotdeauna spre un minimum al funcției obiectiv.

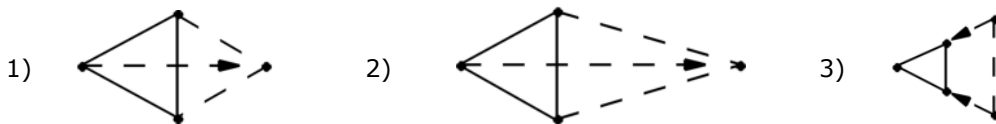


Fig. 4. 3 Mișcări posibile a pașilor metodei "Downhill simplex". 1) Reflectie, 2) Expansiune, 3) Contractie.

Criteriul de finalizare a optimizării se poate impune, atunci când valoarea funcției de obiectiv în toate direcțiile este mai mare decât cea corespondentă punctului cu valoarea cea mai mică a funcției din ultimul simplex. Este recomandat ca optimizarea să se efectueze de mai multe ori, de fiecare dată cu puncte de plecare diferite, pentru a ne asigura că obținem minimum global. Mai multe informații se mai pot găsi și în [121].

4.3.2 Algoritm

Conform [72], se începe prin alegerea unui simplex inițial într-o locație aleatorie de pe suprafața de răspuns, evaluând în fiecare punct al simplexului valoarea funcției de obiectiv. Apoi iterativ la fiecare pas efectuat, se va încerca să se îmbunătățească punctul cu cea mai mare valoare a funcției de obiectiv.

Dacă presupunem că \vec{x}_i este vectorul de poziție al celui de-al i -punct, ordonat astfel încât: $f(\vec{x}_1) > f(\vec{x}_2) > \dots > f(\vec{x}_{D+1})$, Astfel, primul pas este să calculăm centrul feței simplexului x_{mean} :

$$\bar{x}_{mean} = \frac{1}{D} \sum_{i=2}^{D+1} \bar{x}_i \quad (4.7)$$

, unde D reprezintă numărul variabilelor de control.

Întrucât toate celelalte puncte ale simplexului au o valoare mai bună a funcției de obiectiv este rezonabil să credem că ele ne dau o direcție bună înspre care să mergem. Următorul pas este să reflectăm punctul simplexului cu cea mai mare valoare a funcției, prin mijlocul feței, către un nou punct:

$$\bar{x}_1 \rightarrow \bar{x}_1^{new} = \bar{x}_{mean} + (\bar{x}_{mean} - \bar{x}_1) = 2\bar{x}_{mean} - \bar{x}_1 \quad (4.8)$$

Dacă noul punct are valoarea funcției de obiectiv mai mică decât cel inițial de la care sa plecat, atunci este clar că noul simplex este mai bun, astfel merită să se încerce și o expansiune:

$$\bar{x}_1 \rightarrow \bar{x}_1^{new} = \bar{x}_{mean} + 2(\bar{x}_{mean} - \bar{x}_1) = 3\bar{x}_{mean} - 2\bar{x}_1 \quad (4.9)$$

, care în caz că are o valoare mai mare a noului punct va reveni la pasul anterior, ec. (4. 8).

În schimb dacă după reflectare \bar{x}_1^{new} este o soluție nefavorabilă, înseamnă că s-a depășit minimul funcției. În acest caz în schimbul reflecției se va încerca o reflecție cu micșorare:

$$\bar{x}_1 \rightarrow \bar{x}_1^{new} = \bar{x}_{mean} + \frac{1}{2}(\bar{x}_{mean} - \bar{x}_1) = \frac{3}{2}\bar{x}_{mean} - \frac{1}{2}\bar{x}_1 \quad (4.10)$$

Dacă după reflectare și micșorare \bar{x}_1^{new} este încă cea mai rea variantă, putem încerca doar să micșorăm:

$$\bar{x}_1 \rightarrow \bar{x}_1^{new} = \bar{x}_{mean} + \frac{1}{2}(\bar{x}_{mean} - \bar{x}_1) = \frac{1}{2}\bar{x}_{mean} + \frac{1}{2}\bar{x}_1 \quad (4.11)$$

În cazul în care și după această mutare \bar{x}_1^{new} este o mutare nefavorabilă, concluzia este că mutările efectuate sunt prea mari, în consecință se va muta punctele simplexului cu valorile cele mai mari ale funcției de obiectiv către cel cu valoarea cea mai mică:

$$\bar{x}_1 \rightarrow \bar{x}_1^{new} = \bar{x}_i - \frac{1}{2}(\bar{x}_1 - \bar{x}_{D+1}) = \frac{1}{2}\bar{x}_i + \frac{1}{2}\bar{x}_{D+1}, \quad i = 1, \dots, D \quad (4.12)$$

Utilizând toți acești pași într-o succesiune adecvată, algoritmul va găsi minimul funcției obiectiv pe suprafața de răspuns. Când va ajunge la un minim, decizia de oprire a algoritmului se va declanșa atunci când valoarea funcției de obiectiv nu se va mai îmbunătăți în nici o direcție. Avantajul acestui algoritm este că în afară de criteriul de oprire, numai există niciun alt parametru ajustabil de setat.

4.3.3 Exemplu de aplicare a algoritmului DSM

Să presupunem un simplex, denumit *simplex1* format din cele 3 puncte ale sale, caracterizate de v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} corespondent fiecăruia, după cum se poate observa în tabelul următor. Astfel, după cum a fost enunțat în §4.2, v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} în sunt considerați cele 2 variabile de control, ceea ce înseamnă că $D = 2$.

Simplex 1	v_{sf}^{ave}	v_{sf}^{slo}
P1	0.328	0.00
P2	0.33	0.00
P3	0.328	0.05

Conform ec. (4. 7), (4. 8) se pot efectua primii pași, după cum urmează:

$$\bar{x}_{mean} = \frac{1}{D} \sum_{i=2}^{D+1} \bar{x}_i = \frac{\bar{x}_2 + \bar{x}_3}{2} = P_{mean} \quad (4.13)$$

Pentru a efectua pasul corespunzător reflecției, știm conform ec.(4. 8) că:

$$\bar{x}_1 \rightarrow \bar{x}_1^{new} = 2\bar{x}_{mean} - \bar{x}_1 \quad (4.14)$$

, astfel

$$\bar{x}_1^{new} = 2 \left(\frac{\bar{x}_2 + \bar{x}_3}{2} \right) - \bar{x}_1 = \bar{x}_2 + \bar{x}_3 - \bar{x}_1 \quad (4.15)$$

În final noul punct al simplexului va fi egal cu:

$$\begin{aligned} \bar{x}_1^{new} &= (0.33 + 0.328 - 0.328)\vec{i} + (0.00 + 0.05 - 0.00)\vec{j} \\ &= 0.33\vec{i} + 0.05\vec{j} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Simplex 1	v_{sf}^{ave}	v_{sf}^{slo}
P1	0.328	0.00
P2	0.33	0.00
P3	0.328	0.05
P1 nou	0.33	0.05

În acest fel, aplicând metoda *downhill simplex*, respectând algoritmul descris în §4.3.1, pe suprafața de răspuns din figura 4. 1b, se va ajunge la o soluție finală considerată soluția optimă.

4.4 Optimizarea curgerii cu rotație utilizând metoda "Downhill Simplex"

Schema procedurii de optimizare utilizată în cercetarea doctorală de față pentru a identifica configurația optimă a vitezei axiale fără rotație v_{sf} care conduce mai departe la profilele de viteză optimizate de la intrarea în tubul de aspirație, este reprezentată în figura 4. 4.

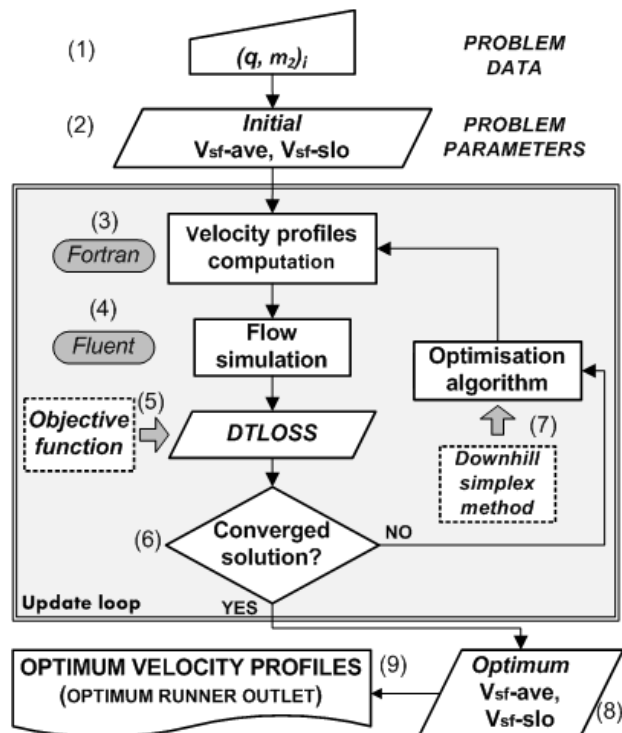


Fig. 4. 4 Schema logică a metodologiei de optimizare a profilelor de viteză de la intrarea în tubul de aspirație.

Aceasta este descrisă după cum urmează:

(1) & (2) – perechile $(\varphi, m_2)_i$ corespunzătoare celor 6 regimuri de funcționare investigate, sunt selectate împreună cu configurația inițială a vitezei axiale fără rotație $v_{sf}^{ave} = 0.328$ și $v_{sf}^{slo} = 0.00$, ce corespunde geometriei bordului de fugă a rotorului turbinei Francis GAMM proiectat cu metodele clasice [1];

(3) – profilele de viteză de la intrarea în tubul de aspirație corespunzătoare celor 6 regimuri de funcționare investigate, sunt calculate cu modelul matematic descris în §2.5 și implementat în FORTRAN utilizând librăria numerică IMSL (International Mathematics and Statistics Library) [140]. Apoi, profilele de viteză calculate sunt introduse într-un fișier cu extensia “.prof” pentru a putea fi încărcate în codul comercial de simulare numerică Fluent;

(4) – curgerea staționară 3D turbulentă este simulată numeric utilizând modelul de turbulență $k - \omega SST$ pentru fiecare regim de funcționare (descrie de către perechile de la pasul 1) cu condițiile de intrare determinate la pasul anterior;

(5) – funcția de obiectiv $DTLOSS$ este calculată utilizând ec. (4. 2a) cu ponderile din tabelul 2. 3;

(6), (8), (9) – soluția este verificată, iar decizia de oprire este declanșată atunci când funcția obiectiv atinge valoarea minimă globală, ceea ce

înseamnă că algoritmul de optimizare a converș la o soluție. Drept urmare, configurația optimizată a variabilelor de control sunt obținute conducând mai departe la profilele de viteză optimizate de la intrarea în tubul de aspirație, ce corespund geometriei optime a paletajului rotorului la bordul de fugă.

(7) – în caz contrar, procesul va continua prin ajustarea variabilelor de control conform algoritmului de optimizare, până când funcția obiectiv nu se va mai îmbunătăți pentru orice posibilă configurație a variabilelor de control.

Astfel, respectând schema logică de optimizare din figura 4. 4 a profilelor de viteză de la intrarea în tubul de aspirație, în figura 4. 5 sunt reprezentați succesiv pași efectuați de algoritmul de optimizare spre configurația optimă a vitezei axiale fără rotație v_{sf} (sau a variabilelor de control). Din toate cele 3 puncte ale ultimului

simplex, punctul P3 descris de către variabilele de control v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} , unde funcția obiectiv are valoarea cea mai mică, este considerat punctul optim.

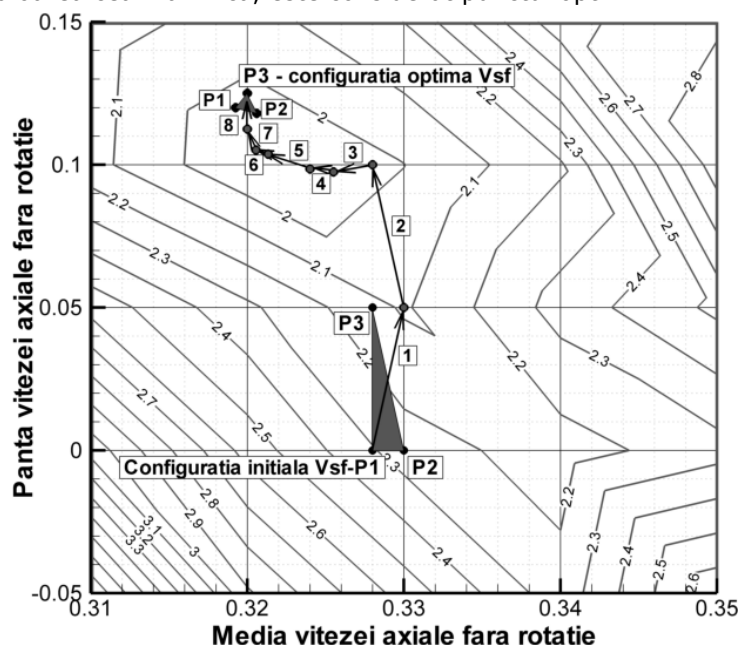


Fig. 4. 5 Metoda *Downhill Simplex*: Pasul 1 – Reflecție; Pasul 2 – Reflecție; Pasul 3 – Reflecție; Pasul 4 Reflecție și Expansiune; Pasul 5 – Reflecție; Pasul 6 – Reflecție; Pasul 7 – Contractie; Pasul Final - Reflecție.

Valorile configurației inițiale și optimizată a variabilelor de control cât și a funcției obiectiv sunt date în tabelul 4. 1.

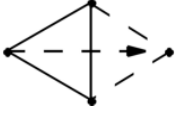
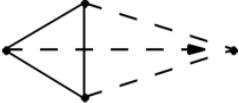
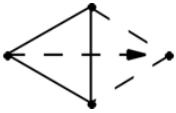
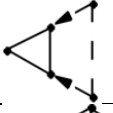
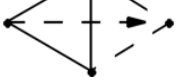
Tabel 4. 1 Configurațiile vitezei axiale fără rotație

Viteza axială fără rotație	v_{sf}^{ave}	v_{sf}^{slo}	DTLOSS [%]
Configurația inițială	0.328	0.00	2.308
Configurația optimizată	0.32	0.125	1.857

Mișcările efectuate de algoritmul de optimizare spre configurația optimă a vitezei axiale fără rotație sunt sumarizate în tabelul 4. 2.

Tabel 4. 2 Mișcările simplexului a algoritmul de optimizare către configurația optimă

a v_{sf}

Nr. pași	Configurația vitezei axiale fără rotație	Valoarea funcției obiectiv [%]	Tipul de pas efectuat	Reprezentare schematică a tipului de simplex efectuat
<i>Inițial</i>	$v_{sf}^{ave} = 0.3280, v_{sf}^{slo} = 0.0000$	2.3080	-	-
1	$v_{sf}^{ave} = 0.3301, v_{sf}^{slo} = 0.0500$	2.0870	Reflecție	
2	$v_{sf}^{ave} = 0.3280, v_{sf}^{slo} = 0.1000$	1.9806	Reflecție	
3	$v_{sf}^{ave} = 0.3255, v_{sf}^{slo} = 0.0975$	1.9633	Reflecție	
4	$v_{sf}^{ave} = 0.3240, v_{sf}^{slo} = 0.0985$	1.9484	Reflecție + Expansiune	
5	$v_{sf}^{ave} = 0.3210, v_{sf}^{slo} = 0.1040$	1.9170	Reflecție	
6	$v_{sf}^{ave} = 0.3205, v_{sf}^{slo} = 0.1050$	1.9124	Reflecție	
7	$v_{sf}^{ave} = 0.3200, v_{sf}^{slo} = 0.1125$	1.9119	Contractie	
<i>Optim</i>	$v_{sf}^{ave} = 0.3200, v_{sf}^{slo} = 0.1250$	1.8570	Reflecție	

În concluzie, configurația optimă a vitezei axiale fără rotație v_{sf} corespunde variabilelor de control $v_{sf}^{ave} = 0.32$ și $v_{sf}^{slo} = 0.125$ cu $DTLOSS = 1.857\%$. În figura 4. 6 este reprezentată suprafața de răspuns finală a pierderilor relative de energie din tubul de aspirație, reconstruită cu toate punctele adiționale rezultate în urma aplicării algoritmului de optimizare. Pe această figură se poate observa foarte bine locația punctului optim P3 caracterizat de variabilele de control $v_{sf}^{ave} = 0.32$ și $v_{sf}^{slo} = 0.125$.

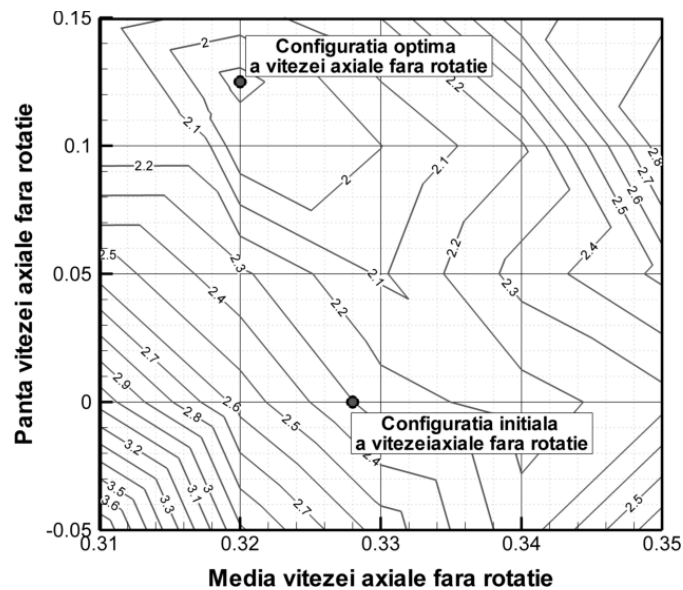


Fig. 4. 6 Suprafața de răspuns finală a pierderilor relative de energie (DTLOSS) din tubul de aspirație.

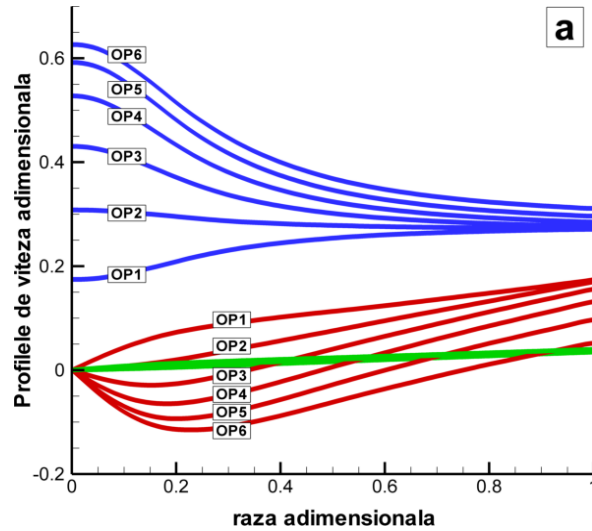
Se poate observa foarte bine că parametrii $v_{sf}^{ave} = 0.328$, $v_{sf}^{slo} = 0.00$ cu funcția obiectiv $DTLOSS = 2.308\%$ a configurației inițiale a curgerii cu rotație ce corespunde geometriei inițiale a bordului de fugă a paletajului rotor, nu se află în zona unde valorile funcției obiectiv sunt minime.

4.5 Concluzii

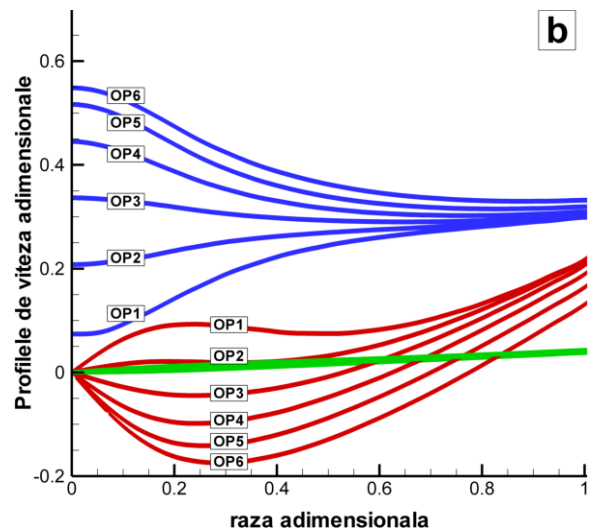
În capitolul anterior s-a demonstrat că utilizând algoritmul DSM, prezentat în detaliu în §4.3, se poate găsi un minim pentru care funcția obiectiv are valoarea cea mai mică. Parametrii configurației optime a v_{sf} corespunde $v_{sf}^{ave} = 0.3200$ și $v_{sf}^{slo} = 0.1250$, care sunt diferiți de cei corespondenți rotorului existent $v_{sf}^{ave} = 0.328$ și $v_{sf}^{slo} = 0.00$, sugerând faptul că este destul loc de îmbunătățire a geometriei paletajului rotor la bordul de fugă.

Profilele de viteză de la intrarea în tubul de aspirație corespunzătoare celor 6 regimuri de funcționare investigate, pentru configurația inițială și optimizată sunt prezentate în figura 4. 7. În figura 4. 7a se poate observa că pentru configurația inițială a v_{sf} , profilele de viteză axiale sunt de tip jet axial în vecinătatea axei, exceptând punctul de funcționare OP1. Profilele de viteză de tip jet axial sunt caracterizate de un exces al vitezei axiale în vecinătatea axei. În schimb în cazul configurației optimizate a v_{sf} , se poate observa o reducere semnificativă a vitezei axiale în vecinătatea axei. În consecință, după cum se poate observa în figura 4. 7b, punctele de funcționare OP1 și OP2 au un deficit al vitezei axiale în vecinătatea axei. Aceste profile de viteză corespund profilelor de viteză de tip dâră. În ambele cazuri,

viteza circumferențială este fie co-rotativă fie contra-rotativă față de direcția de rotație a rotorului [103].



a. Configurația inițială a vitezei axiale fără rotație



b. Configurația optimizată a vitezei axiale fără rotație

Fig. 4. 7 Profilele componentelor de viteză la intrarea în tubul de aspirație: Axial (albastru), Circumferențial (roșu), Radial (verde).

Odată cu creșterea debitului, viteza axială ajunge la o distribuție cvasi-constantă, în timp ce viteza circumferențială este co-rotativă la regimuri de funcționare la sarcină parțială, respectiv, contra-rotativă la regimuri de funcționare la suprasarcină [105]. Însă, în cazul configurației optimizate se poate observa o creștere a vitezei circumferențiale în vecinătatea peretelui tubului de aspirație.

5. Hidrodinamica tubului de aspirație

Tubul de aspirație este în continuare una dintre cele mai dificile componente de descris din perspectiva curgerii fluidelor, datorită dificultății de descriere cu o acuratețe ridicată a interacțiunilor complexe dintre caracteristicile corespondente curgerii tridimensionale.

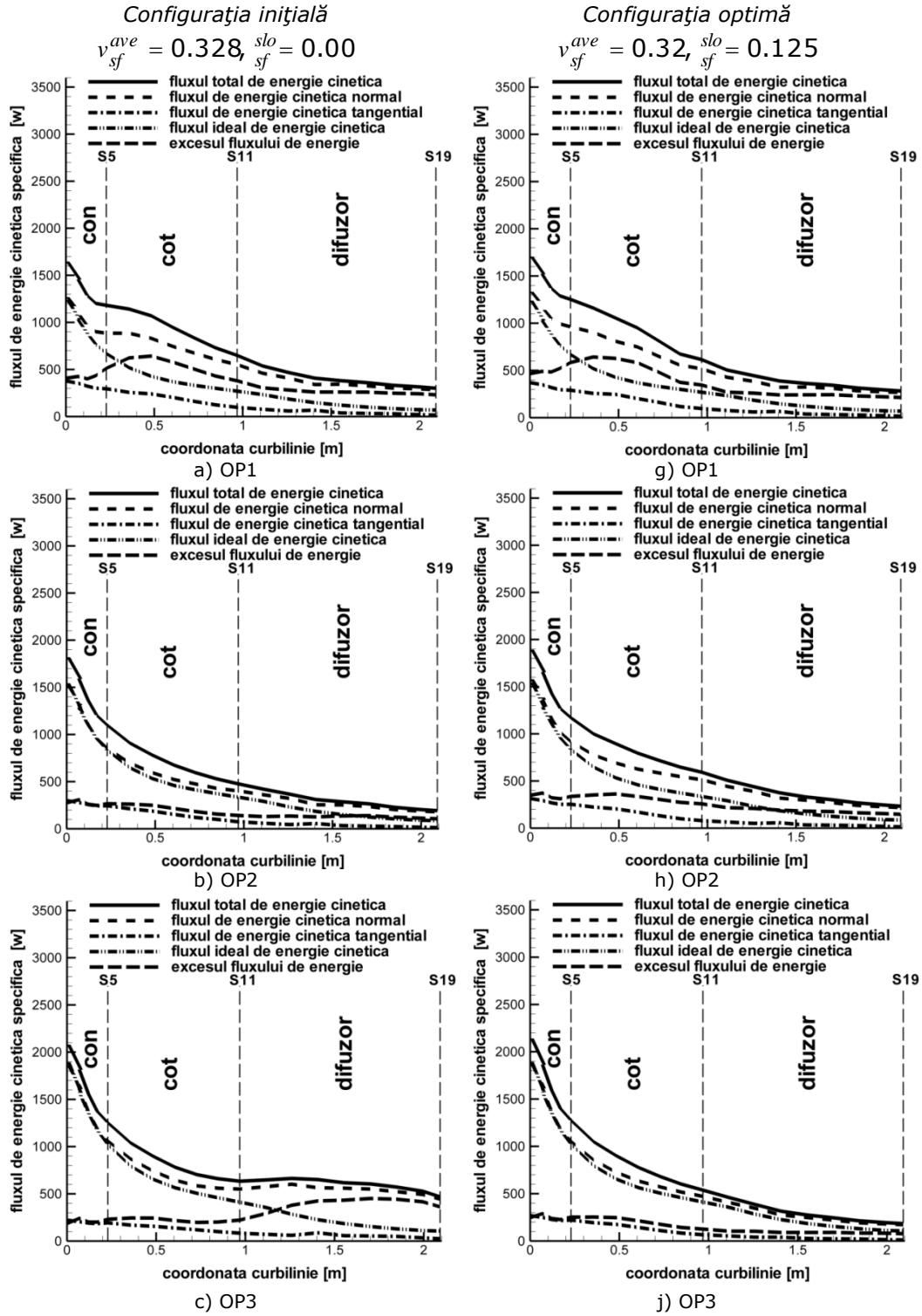
În cazul turbinelor de reacțiune de cădere mijlocie, tubul de aspirație are o influență majoră, deoarece randamentul turbinei este afectat semnificativ de către performanțele acestuia. Scopul principal al tubului de aspirație este de-a recupera energia cinetică remanentă de la ieșire din rotor prin conversie în energie potențială (de presiune), fără de care acesta ar avea doar pierderi. Performanțele procesului sunt cu atât mai bune cu cât se realizează un grad mai mare din energia cinetică în energie potențială cu pierderi minime. Scopul secundar al tubului de aspirație este de-a conduce apa de la ieșire din rotor (vertical) la canalul de fugă (orizontal) cu pierderi hidraulice minime.

În capitolul 5, pentru a evalua îmbunătățirile hidrodinamice aduse de profilele de viteză optimizate, reprezentate în figura 4. 7, se utilizează o analiză detaliată a câmpului hidrodinamic. Mărimile ce cuantifică îmbunătățirile din punct de vedere energetic pentru cele 6 puncte de funcționare investigate este pierderea relativă de energie în tubul de aspirație h_{rDT} . Pentru evaluarea în detaliu a hidrodinamicii tubului de aspirație au fost definite în §3.5 mărimile ce caracterizează performanțele tubului de aspirație. Acestea sunt: fluxul energiei cinetice și componentele sale (normală și tangențială), fluxul energiei cinetice în cazul ideal (atunci când avem o curgere uniformă în fiecare secțiune a tubului de aspirație), coeficientul de neuniformitate (care este definit ca raportul între fluxul energiei cinetice și energiei cinetice în cazul ideal și este întotdeauna mai mare decât unu). Reprezentarea acestor mărimi de-a lungul coordonatei curbilini (coordonata ce unește centrele de greutate a fiecărei secțiuni a tubului de aspirație), evidențiază diferențele în hidrodinamică pentru cele două cazuri analizate, inițial, respectiv, optimizat.

5.1 Analiza decelerării și neuniformității curgerii

Hidrodinamica tubului de aspirație corespunzătoare configurației inițiale, respectiv, optime a mărimi viteza axială fără rotație v_{sf} este cuantificată prin decelerarea și neuniformitatea curgerii. Aceste cantități au fost definite în §3.5 și sunt calculate conform ec. (3.9 – 3.14) pentru decelerarea curgerii, respectiv, ec. (3.15) pentru calculul coeficientului de neuniformitate ζ .

Comparația între configurația inițială și optimizată a curgerii cu rotație a fost efectuată pentru toate cele 6 puncte de funcționare investigate. În figura 5. 1 este reprezentată distribuția fluxului de energie cinetică de-a lungul tubului de aspirație de la intrare la ieșire, pentru configurația inițială, respectiv, optimizată a v_{sf} .



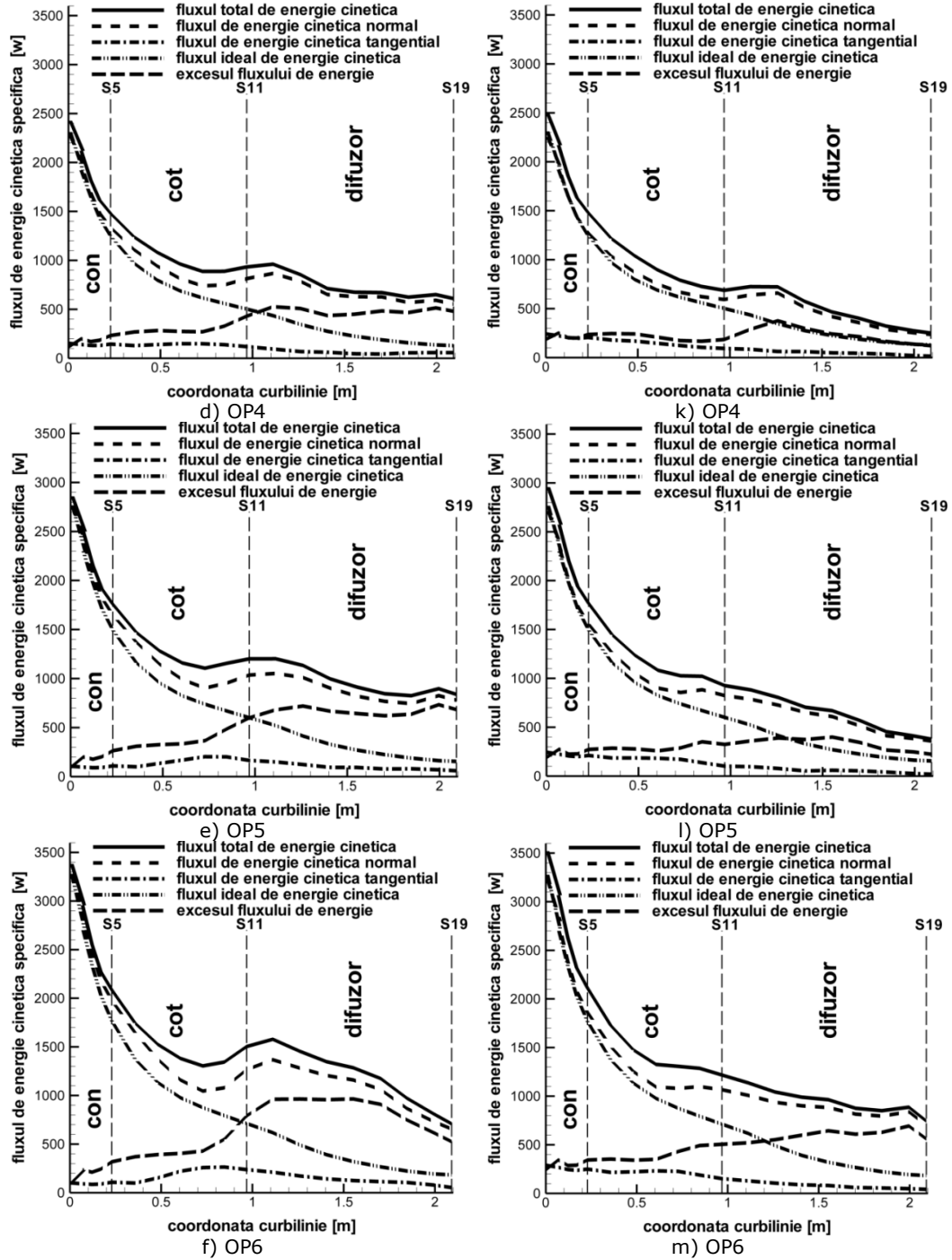


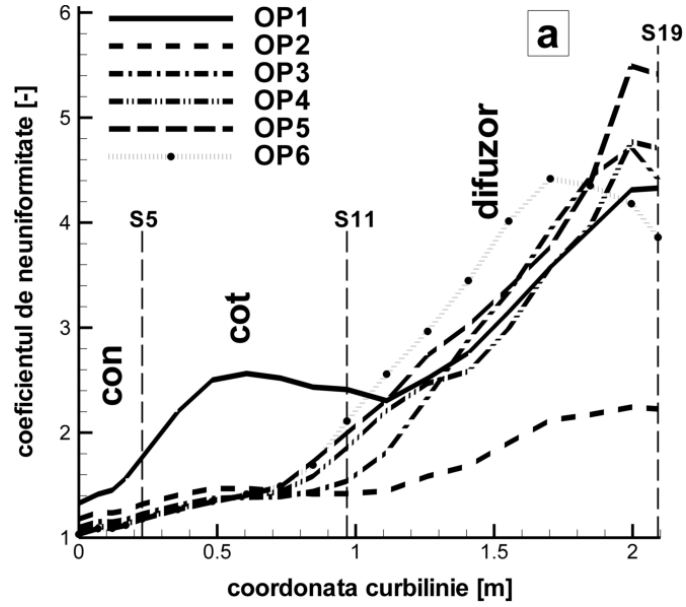
Fig. 5. 1 Decelerarea curgerii de la intrare la ieșirea din tubul de aspirație pentru cele 6 puncte de funcționare investigate, corespunzătoare configurație inițială (stânga), respectiv, configurației optimizate (dreapta) a v_{sf}

În figura 5. 1 se poate observa că aproape jumătate din energia cinetică este recuperată în conul tubului de aspirație, rămânând aproximativ un sfert la ieșirea din cotul tubului de aspirație (S11), pentru ambele configurații ale v_{sf} . În cazul primelor 2 puncte de funcționare, recuperarea de energie cinetică este aproximativ la fel de la intrare la ieșire în tubul de aspirație, ușor mai bună în cazul configurației inițiale. Ceea ce a fost îmbunătățit într-un mod semnificativ, în urma aplicării metodei de optimizare, sunt punctele de funcționare de la 3 la 6, unde recuperarea de energie cinetică de la intrare la ieșire din tubul de aspirație este mai bună decât cea corespunzătoare configurației inițiale a v_{sf} . Diferențele distribuției energiei cinetice dintre cele două configurații, corespunzătoare punctelor de funcționare de la 3 la 6 apar în difuzor, unde pentru configurația optimizată diferența dintre distribuția fluxului total de energie cinetică F_{kin} , respectiv, a fluxului de energie cinetică ideală $F_{kin}^{(ideal)}$ este mult mai mică față de cea corespunzătoare configurației inițiale a v_{sf} . Această diferență este cuantificată foarte bine prin distribuția excesului de energie cinetică $F_{kin}^{(exces)}$ calculat conform ec. (3. 14). Astfel, pentru punctele de funcționare de la 3 la 6, corespunzătoare configurației optimizate, excesul de energie cinetică este mult mai mic în difuzor în comparație cu cel corespunzător configurației inițiale. Un exces mai mic al energiei cinetice în difuzorul turbinei, înseamnă că tubul de aspirație răspunde foarte bine la configurația optimizată a curgerii cu rotație impusă la intrare, acesta recuperând mai bine energia cinetică de la intrare la ieșire din acesta. În schimb la configurația inițială a v_{sf} , excesul de energie cinetică este foarte mare în difuzor, ceea ce înseamnă că energia cinetică numai este recuperată în această zonă a tubului de aspirație. În cazul distribuției de energie cinetică tangențială la planul secțiunii $F_{kin}^{(t)}$, practic aceasta este recuperată aproape în totalitate pentru configurația optimizată a profilelor de viteză de la intrarea în tubul de aspirație.

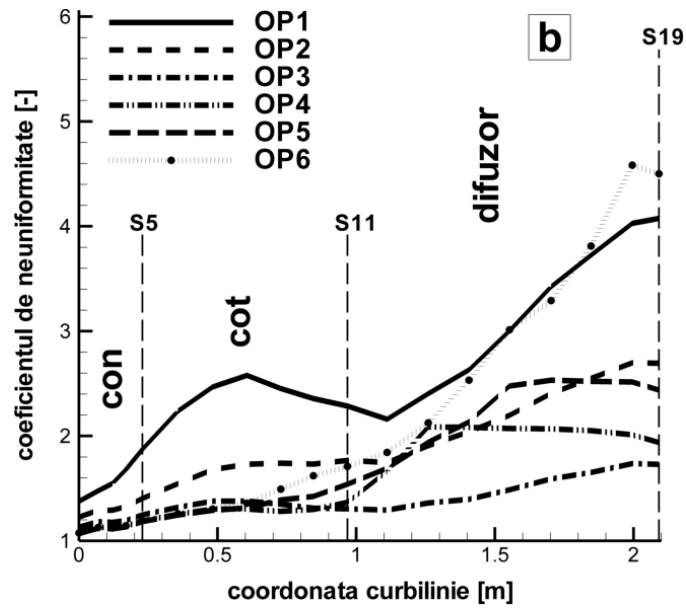
Neuniformitatea curgerii cu rotație este cuantificată prin coeficientul de neuniformitate ζ , conform ec. (3. 15). Distribuția neuniformității curgerii de la intrare la ieșire din tubul de aspirație este reprezentată în figura 5. 2, pentru toate cele 6 puncte de funcționare investigate.

În această figură se poate observa că în cazul configurației optimizate a v_{sf} , figura 5. 2a, distribuția neuniformității curgerii de-a lungul coordonatei curbilinii a tubului de aspirație, este mai mică comparativ cu cea corespunzătoare configurației inițiale a v_{sf} , figura 5. 2b. Afirmarea anterioară fiind susținută de către îmbunătățirea cu aproximativ 20% a $DTLOSS = 1.857\%$ corespunzător configurației optimizate, față de $DTLOSS = 2.308\%$ corespunzător configurației inițiale a v_{sf} . Distribuția cu valorile minime a neuniformității curgerii între secțiunile de intrare și ieșire, corespunde punctului de funcționare OP2 pentru configurația inițială (fig. 5. 2a), respectiv, OP3 pentru configurația optimizată (fig. 5. 2b). Aceasta înseamnă că punctul de funcționare OP2 cu distribuția cea mai mică a

neuniformității curgerii este mutat către debite mai mari, OP3, în cazul configurației optimizate a curgerii cu rotație



a) Configurația inițială a v_{sf}



b) Configurația optimizată a v_{sf}

Fig. 5. 2 Distribuția coeficientului de neuniformitate de la intrare la ieșirea din tubul de aspirație

În particular, distribuția neuniformității curgerii de-a lungul tubului de aspirație corespunzătoare punctului de funcționare OP1 la debitul cel mai mic, este complet diferită față de celelalte puncte de funcționare. Această distribuție corespundentă punctului de funcționare OP1 este aproximativ la fel pentru ambele configurații ale v_{sf} . Distribuția neuniformității este relativ mică în conul și cotul tubului de aspirație pentru ambele configurații a v_{sf} . Diferențele dintre cele două configurații apar în difuzorul tubului de aspirație. Neuniformitatea curgerii crește în difuzorul tubului de aspirație din cauza distribuției inegale a debitului pe cele două canale de evacuare ale difuzorului, astfel dezvoltându-se zone mari de recirculare [119] în canalul difuzorului cu distribuțiile cele mai mici ale debitului.

Neuniformitatea curgerii este mai mică în cazul configurației optimizate, exceptând punctele de funcționare din extremității, cu debitele minime și maxime de funcționare, unde distribuțiile neuniformității curgerii sunt aproximativ la fel pentru ambele configurații ale v_{sf} .

5.1.1 Distribuția debitului la ieșirea din tubul de aspirație

La ieșirea din tubul de aspirație debitul are o distribuție inegală, după cum se poate observa în tabelul 4. 3. În acest tabel este prezentată distribuția debitului în procente pe canalul stâng și drept al tubului de aspirație.

Tabel 4. 3 Distribuția debitului pe cele 2 canale de evacuare a tubului de aspirație

	Canalul de ieșire	OP1	OP2	OP3	OP4	OP5	OP6
Configurația inițială $v_{sf}^{ave} = 0.328$, $slo_{sf} = 0.00$	Canalul Stâng	66.3%	55.0%	56.3%	54.0%	52.0%	47.8%
	Canalul Drept	33.7%	45.0%	43.7%	46.0%	48.0%	52.2%
Configurația optimizată $v_{sf}^{ave} = 0.32$, $slo_{sf} = 0.125$	Canalul Stâng	65.1%	60.4%	53.2%	52.6%	50.3%	49.4%
	Canalul Drept	34.9%	39.6%	46.8%	47.4%	49.7%	50.6%

În cazul primelor 2 puncte de funcționare distribuția debitului este mai mare pe canalul stâng, chiar dublă în cazul primului punct de funcționare, pentru ambele configurații ale v_{sf} , ceea ce înseamnă că din cauza distribuției inegale a debitului pe canalul drept sunt dezvoltate zone mari de recirculare. Direcția de rotație a fluidului se schimbă de la co-rotație la contra-rotație față de direcția de rotație a rotorului, odată cu creșterea debitului turbinei. Drept urmare, debitul din canalul drept crește până când devine mai mare decât cel din canalul stâng, OP6, pentru ambele configurații ale curgerii, după cum se poate observa în figura 5. 3.

Conform acestei figuri, în cazul configurației optimizate ale curgerii cu rotație (gri închis) exceptând OP2, distribuția debitului este mai aproape de distribuția ideală a debitului (50% canal stâng – 50% canal drept). Egalizarea debitului pe canalele de evacuare ale tubului de aspirație este una dintre „rezervele” neexploatate pentru creșterea randamentului turbinei hidraulice.

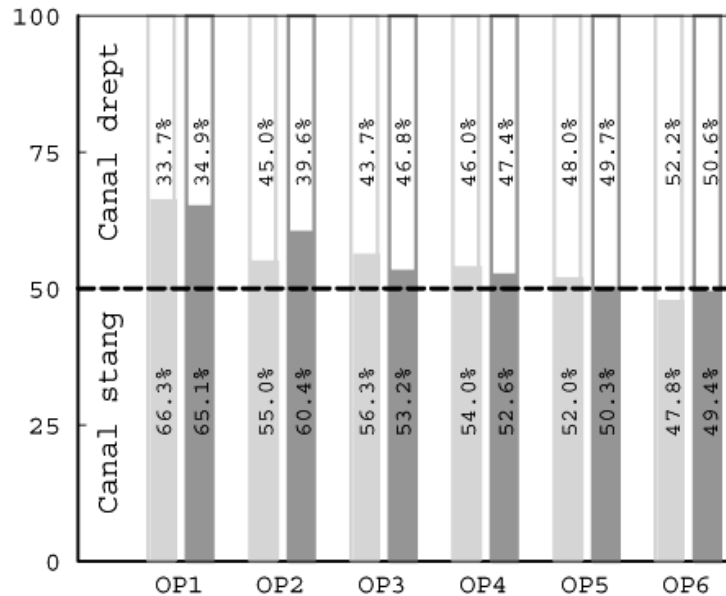


Fig. 5. 3 Distribuția debitului pe canalele de evacuare ale tubului de aspirație corespunzătoare configurației inițiale (gri deschis), respectiv, optimizată (gri închis) a v_{sf}

5.2 Discuții

Variația pierderilor relative de energie din tubul de aspirație h_{rDT} , calculată conform ec. (4. 2b), pentru cele 6 puncte de funcționare investigate, este reprezentată grafic în figura 5. 4. Pe această figură se poate observa că pentru configurația inițială $v_{sf}^{ave} = 0.328$, $s_{sf}^{lo} = 0.00$ reprezentată cu linie continuă, corespunzătoare geometriei inițiale a paletajului rotorului la bordul de fugă, minimul pierderilor este situat la punctul de funcționare OP2 ce corespunde debitului de funcționare $\varphi = 0.28$.

Configurația optimizată $v_{sf}^{ave} = 0.32$, $s_{sf}^{lo} = 0.125$, reprezentată cu linie întreruptă, are minimul pierderilor transportat către debite mai mari, mai exact la punctul OP3 de funcționare, corespunzător debitului $\varphi = 0.30$, ceea ce înseamnă că vârful diagramei colinare a turbinei Francis GAMM este mutat către debite mai mari. Drept urmare, mutând vârful colinei la debite mai mari se reduc pierderile de energie la regimuri de funcționare la suprasarcină, după cum se poate observa și în figura 5. 4, unde pierderile corespunzătoare punctelor de funcționare de la 3 la 6 corespunzătoare configurației optimizate sunt mult mai mici decât cele

corespunzătoare configurației inițiale a v_{sf} . Minimizarea pierderilor de energie la regimuri de funcționare la suprasarcină este la ora actuală unul din obiectivele principale urmărite de marile companii producătoare de energie hidroelectrică.

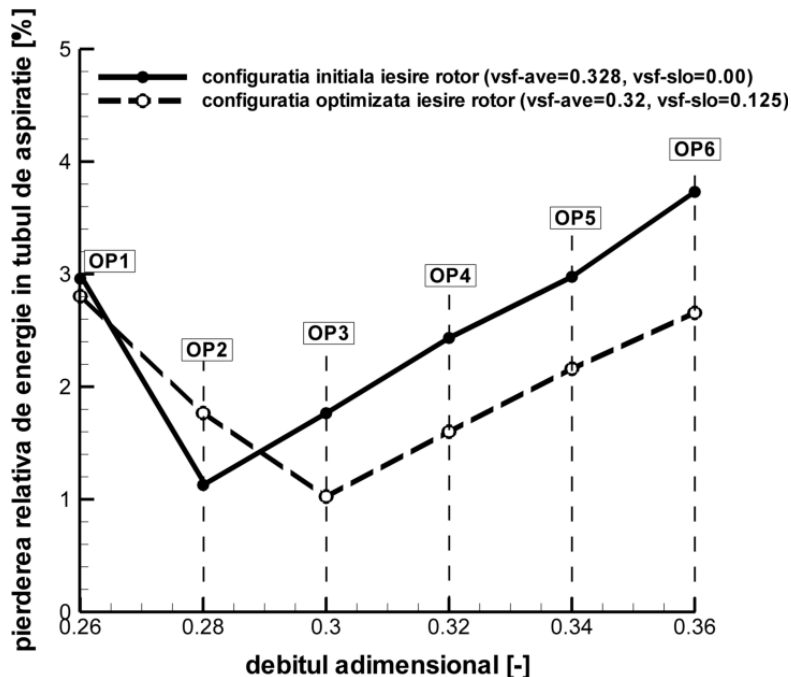


Fig. 5. 4 Pierderile relative de energie în tubul de aspirație funcție de debitul adimensional, corespunzătoare configurației inițiale a v_{sf} (linie continuă), respectiv, optimizate (linie întreruptă)

De asemenea trebuie menționat și faptul că în urma optimizării s-a obținut o distribuție a pierderilor relative de energie funcție de debit relativ mai plată față de distribuția corespunzătoare configurației inițiale. Astfel, asociind profilele de viteză optimizate din figura 4. 7b cu distribuția pierderilor relative de energie corespunzătoare configurației optimizate a v_{sf} , se poate spune că pentru tubul de aspirație investigat dat în figura 3. 1, aceste tipuri de profile de viteză cu zone mai mari de co-rotație, respectiv, contra-rotație și cu o reducere a vitezei axiale în vecinătatea axei ce corespund geometriei optimizate la bordul de fugă al paletelor rotorice, sunt cele care aduc o îmbunătățire semnificativă în performanțele tubului de aspirație.

5.3 Concluzii

În capitolul 5 al tezei doctorale, investigarea întreprinsă a fost concentrată pe analiza detaliată a hidrodinamicii tubului de aspirație. Pentru aceasta au fost definite și calculate fluxul energiei cinetice și componentele acesteia (normală și tangențială) pe întreaga plajă de funcționare investigată. De asemenea a fost identificat în urma aplicării algoritmului de optimizare și punctul de funcționare la

care recuperarea de energie cinetică este realizată cu pierderi relative de energie minime.

Acest punct de funcționare cu pierderile relative de energie, este situat conform figuri 5. 4 la debitul de funcționare $\varphi = 0.30$ pe distribuția pierderilor relative de energie corespunzătoare configurației optimizate a v_{sf} . Punctul de funcționare situat la $\varphi = 0.30$, corespunde punctului OP3 de funcționare considerat punctul de randament maxim pentru configurația optimizată, și are conform figurii 5. 1j o recuperare de energie cinetică din tubul de aspirație mai bună comparativ cu cea corespunzătoare punctului OP2, figura 5. 1b, considerat optim pentru configurația inițială a v_{sf} . De asemenea, în figura 5. 2b se poate observa că neuniformitatea cea mai mică a curgerii corespunde punctului OP3 de funcționare.

După cum a fost menționat mai sus, este cunoscut faptul că pierderile minime în cazul configurației optime sunt situate la OP3. Astfel, o concluzie importantă este că noul rotor va trebui să fie proiectat la acest punct de funcționare pentru a produce aceeași distribuție a pierderilor relative de energie ca cea corespunzătoare configurației optimizate a v_{sf} din figura 5. 4.

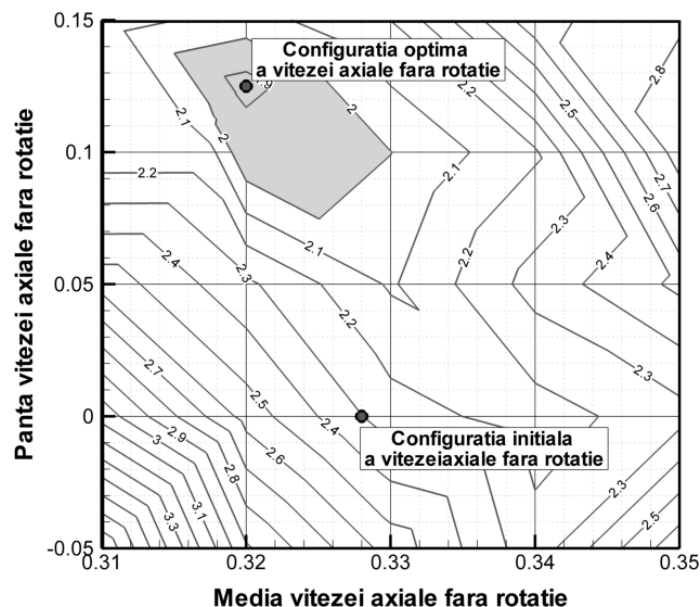


Fig. 5. 5 Regiunea cu valori acceptabile ale v_{sf} de pe suprafața DTLOSS

O altă concluzie importantă este că rezultate similare ale DTLOSS se poate obține din diferitele configurații ale perechilor v_{sf}^{ave} , v_{sf}^{slo} , după cum se poate observa în figura 5. 5. În această figură regiunea cu gri este considerată regiunea în care se găsesc configurații rezonabile ale paletajului rotorului la bordul de fugă, dar desigur că este recomandat ca soluțiile proiectate să fie cât mai aproape de soluția optimă. Totuși, această flexibilitate în alegerea configurației v_{sf}^{ave} , v_{sf}^{slo} , din regiunea

considerată rezonabilă, este foarte importantă atunci când rotorul ce va fi proiectat trebuie să respecte constrângerile tehnologice și de structură impuse.

Concluzia generală a cercetării întreprinsă în PARTEA II-a tezei doctorale, este că utilizând algoritmul metodei de optimizare *DSM* (*Downhill Simplex Method*) împreună cu, conceptul de "*viteză axială fără rotație*" introdus în Partea I, cu scopul de a reduce pierderile relative de energie din tubul de aspirație pe un domeniu extins de operare, arată clar potențialul metodologiei introdusă și aplicată pe un caz test. Această metodologie este adecvată pentru optimizarea performanțelor și aplicarea la nivel industrial în domeniul turbinelor hidraulice aflate în proces de *re tehnologizare*.

PARTEA III

PROIECTAREA GEOMETRIEI ROTORULUI ȘI ANALIZA GEOMETRIEI

6. Proiectarea cu metoda inversă a geometriei rotorice

În domeniul turbomașinilor, proiectarea acestora încă a rămas o sarcină complexă, combinând discipline multiple din inginerie precum dinamica fluidelor, inginerie mecanică și economie. Este cunoscut faptul că mai bine de jumătate din turbinele hidraulice din România sunt în proces de *re tehnologizare*, datorită timpului de viață depășit. Ca urmare, alegerea noilor soluții tehnico-economice pentru re tehnologizarea turbinelor hidraulice implică probleme noi care trebuie să cont de *cerințele tehnice ale pieței de energie* (funcționarea pe o plajă extinsă și intervenția rapidă pentru a asigura reglajul rețelei) precum și de *condițiile economice actuale*. În consecință, aceasta implică modificarea rotorului și în anumite cazuri paletele aparatului director, cu păstrarea traseului hidraulic existent. Aceste cerințe sunt o mare provocare din punct de vedere tehnico-economic deoarece condițiile de acum mai bine de 30-50 de ani impuse pentru proiectarea și executarea echipamentelor sunt total diferite de cerințele actuale pentru proiectarea și executarea noilor componente în procesul de re tehnologizare. Mai mult, noile turbine hidraulice re tehnologizate trebuie să asigure o funcționare eficientă și sigură pentru următorii 30 de ani.

O turbină hidraulică este proiectată conform specificațiilor inițiale, obținute în situ, unde mașina va fi instalată. Condițiile de operare exprimate ca și energie specifică E , debit Q și turație n , sunt de obicei parametrii inițiali de dimensionare preliminară a mașinii și de alegere a posibilei configurații (radial, axial, radial-axial, etc.). Metodele de proiectare pot fi clasificate în 2 grupe principale: Metode clasice și Tehnici actuale. Metodologiile clasice sunt considerate acele tehnici de proiectare dezvoltate în principiu din experimente. Forma finală a rotorului turbinei fiind strâns legată de vizualizarea curgerii în jurul diferitelor profile și validate pe ștandee experimentale, mai exact, întâi s-a proiectat rotorul apoi sa analizat curgerea, iar rezultatele finale (dorite) au fost obținute print-un proces de încercare și eroare. Din punct de vedere geometric, metodologiile tradiționale au utilizat desene tehnice de mână și seturi de date pentru definirea geometriei. Dar această reprezentare limitată și cumva ambiguu, a fost de obicei sursa neînțelegerii a geometriei finale și a fabricării sale. Relativ recent, dezvoltarea codurilor CFD și a creșterii puterii de calcul a permis precizarea performanțelor unei turbine hidraulice și reducerea testelor pe standuri experimentale, tehnicile CFD [33], [54], [86], [98] devenind astfel un instrument standard în proiectarea turbinelor hidraulice.

Tehnicile actuale s-au dezvoltat și îmbunătățit odată cu progresul tehnologic în domeniul calculatoarelor. Aceste noi tehnici de proiectare tind să depășească dificultățile și constrângerile metodelor clasice, fiind mai flexibile și precise decât acestea, deși majoritatea dintre ele sunt strâns legate de tehnicile clasice de proiectare. Majoritatea tehnicilor noi de proiectare se bazează pe proiectarea inversă, originalitatea acestei metode constă în inversarea tehnicilor clasice. Pornind de la proiectarea curgerii dorite la ieșirea din rotor / intrarea în tubul de aspirație, care va duce în final la geometria paletajului rotoric care va livra aceea curgere dorită. În decursul ultimelor decenii noile tehnici de proiectare bazate pe proiectarea inversă au fost dezvoltate și extinse spre aplicații 3D [30], [32], [37], [45-46], [56], [85], [113] și [128], fiind aplicații ale metodei inverse pe turbine hidraulice. De asemenea mai există și pachete de softuri comerciale ce furnizează instrumente de proiectare ce se bazează pe proiectarea inversă [141-142].

Ultima parte a tezei de cercetare doctorală, partea a-III-a, este concentrată spre proiectarea cu metoda inversă a geometriei noului paletaj rotoric pentru tubul

de aspirație existent, reprezentat în figura 3. 1, astfel încât pierderile de energie din tubul de aspirație ce va fi cuplat cu noul rotor, să fie minime. Cazul test, se bazează pe geometria paletajului rotoric inițial ce corespunde rotorului turbinei model Francis GAMM.

Conform §4, în urma optimizării profilelor de viteză, corespunzătoare celor 6 puncte de funcționare investigate, de la intrarea în tubul de aspirație și conform distribuției optime a pierderilor relative de energie din tubul de aspirație reprezentată în figura 5. 4, este cunoscut faptul că pierderile minime de energie au loc la punctul 3 de funcționare. În consecință, noul rotor va fi proiectat la acest punct de funcționare ce corespunde unui debit adimensional de $q = 0.30$, astfel încât la cuplarea geometria noului paletaj rotoric cu tubul de aspirație existent, pierderile de energie vor fi aproximativ egale cu cele din figura 5. 4.

6.1 Modelul matematic al curgerii nevâscoase, staționare, axial simetrice cu rotație

Descrierea completă a curgerii fluidelor presupune specificarea unor anumite mărimi 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 [106] tratează curgerea axial simetrică a fluidelor ideale atât pentru zona nepaletată a turbinelor cât și în zona paletată.

6.1.1 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, θ) . În coordonate cilindrice vectorul viteză se scrie:

$$\vec{V} = V_z \vec{e}_z + V_r \vec{e}_r + V_\theta \vec{e}_\theta \quad (6.1)$$

unde V_z, V_r, V_θ , sunt proiecțiile vectorului viteza 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 θ , este evident că $\partial V / \partial \theta = 0$.

Forma locală a ecuației de continuitate pentru fluide incompresibile este:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (6.2)$$

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

$$\nabla \cdot (\nabla \times \vec{\beta}) = 0 \quad (6.3)$$

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

$$\nabla \times \left(\frac{\tilde{\psi}}{r} \vec{e}_\theta \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial r} \vec{e}_z - \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial z} \vec{e}_r \quad (6.4)$$

Ținând cont de ecuația (6.4) se pot scrie componentele vitezei în direcția curgerii V_z și în direcție radială V_r

$$V_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial r}, \quad V_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial z} \quad (6.5)$$

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

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_r)}{\partial r} = 0 \quad (6.6)$$

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:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla p \quad (6.7)$$

unde:

$$\nabla p = \vec{e}_z \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) + \vec{e}_r \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) + \vec{e}_\theta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \vec{e}_z \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) + \vec{e}_r \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) \text{ este gradientul} \quad (6.8)$$

presiunii în coordonate cilindrice, iar

$$\nabla \cdot \vec{V} = \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} = \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_r)}{\partial r} \text{ este divergența} \quad (6.9)$$

vitezei în coordonate cilindrice, în ipoteza mișcării axial – simetrice.

Ținând cont de ecuațiile (6. 8) și (6. 9), ecuația (6. 7) are proiecțiile pe cele trei axe ale sistemului de coordonate cilindrice:

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (6.10)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (6.11)$$

$$\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_r V_\theta}{r} = 0 \quad (6.12)$$

În [106], Capitolul 3, pag. 124, se definesc următoarele 2 funcții:

- funcția de vârtej

$$C = RV_\theta \quad (6.13)$$

- intensitatea vârtejului circumferențial

$$\chi = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) = -\frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial r} \right) = L \tilde{\psi} \quad (6.14)$$

Rotorul vitezei este dat de

$$\vec{\omega} = \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_\theta)}{\partial r} \vec{e}_z - \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \vec{e}_r + \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \vec{e}_\theta \quad (6.15)$$

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

$$\frac{D\vec{\omega}}{Dt} \equiv \frac{\partial\vec{\omega}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla)\vec{\omega} = (\vec{\omega} \cdot \nabla)\vec{V} \quad (6.16)$$

Proiecțiile ecuației (6. 16) se scriu:

$$\frac{D\omega_z}{Dt} = \omega_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + \omega_r \frac{\partial V_z}{\partial r} \quad (6.17)$$

$$\frac{D\omega_r}{Dt} = \omega_z \frac{\partial V_r}{\partial z} + \omega_r \frac{\partial V_r}{\partial r} \quad (6.18)$$

$$\frac{D\omega_\theta}{Dt} = \frac{V_r \omega_\theta - 2V_\theta \omega_r}{r} \quad (6.19)$$

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

$$\frac{D(rV_\theta)}{Dt} \equiv \frac{DC}{Dt} = 0 \quad (6.20)$$

Funcția de vârtej C și intensitatea vârtejurii circumferențial χ se scriu astfel:

$$\frac{DC}{Dt} = \frac{\partial C}{\partial t} + V_z \frac{\partial C}{\partial z} + V_r \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{\partial C}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial r} \frac{\partial C}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial z} \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{\partial C}{\partial t} + \{\tilde{\psi}, C\} = 0 \quad (6.21)$$

$$\frac{\partial \chi}{\partial t} + \{\tilde{\psi}, \chi\} = \frac{1}{4y^2} \frac{\partial C^2}{\partial z} \quad (6.22)$$

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 (6. 21) se reduce la forma $\{\tilde{\psi}, C\} = 0$. Întrucât Jacobianul se anulează, trebuie să avem o dependență de forma $C(\tilde{\psi})$, adică funcția de vârtej C rămâne constantă de-a lungul liniei de curent. Termenul din membrul drept al ecuației (6. 22) poate fi scris [106]:

$$\frac{1}{4y^2} \frac{\partial C^2}{\partial z} = \frac{1}{4y^2} \frac{d(C^2)}{d\tilde{\psi}} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial z} = - \frac{d(C^2)}{d\tilde{\psi}} \left\{ \frac{1}{4y}, \tilde{\psi} \right\} = \left\{ \tilde{\psi}, \frac{1}{4y} \frac{d(C^2)}{d\tilde{\psi}} \right\} \quad (6.23)$$

În cazul curgerii axial simetrice staționare ecuația de transport a densității vârtejurii (6. 20) se scrie sub forma:

$$\left\{ \tilde{\psi}, \chi - \frac{1}{4y} \frac{d(C^2)}{d\tilde{\psi}} \right\} = 0, \quad (6.24)$$

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

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

$$\begin{aligned} \vec{V} \times \vec{\omega} &= \begin{vmatrix} \vec{e}_z & \vec{e}_r & \vec{e}_\theta \\ V_z & V_r & V_\theta \\ \omega_z & \omega_r & \omega_\theta \end{vmatrix} = \frac{r}{r} \cdot \begin{vmatrix} \vec{e}_z & \vec{e}_r & \vec{e}_\theta \\ V_z & V_r & V_\theta \\ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} & -\frac{\partial V_\theta}{\partial z} & \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \end{vmatrix} = \\ &= \left[\frac{V_\theta}{r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z} + V_r \omega_\theta \right] \vec{e}_z + \left[\frac{V_\theta}{r} \cdot \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} - V_z \omega_\theta \right] \vec{e}_r + [-V_r \omega_z + V_z \omega_r] \vec{e}_\theta \end{aligned} \quad (6.25)$$

Pornind de la (6. 5) (și având în vedere scrierea unei funcții vectoriale), se poate exprima gradientul funcției de vârtej C :

$$\begin{aligned} \nabla C &= \vec{e}_z \frac{\partial C}{\partial z} + \vec{e}_r \frac{\partial C}{\partial r} + \vec{e}_z \frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial \theta} = \vec{e}_z \frac{\partial C}{\partial \tilde{\Psi}} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} + \vec{e}_r \frac{\partial C}{\partial \tilde{\Psi}} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} = \\ &= (-r) \vec{e}_z \frac{\partial C}{\partial \tilde{\Psi}} \left(-\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) + r \vec{e}_r \frac{\partial C}{\partial \tilde{\Psi}} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) = r \frac{\partial C}{\partial \tilde{\Psi}} (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) \end{aligned} \quad (6.26)$$

Cu rezultatul de mai sus se poate rescrie produsul vectorial (6.25):

$$\begin{aligned} \vec{V} \times \vec{\omega} &= \left(\frac{V_\theta}{r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z} + V_r \omega_\theta \right) \vec{e}_z + \left(\frac{V_\theta}{r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} - V_z \omega_\theta \right) \vec{e}_r + (-V_r \omega_z + V_z \omega_r) \vec{e}_z = \\ &= r \left(\frac{1}{4y} \frac{dC^2}{d\tilde{\Psi}} - R \cdot \frac{1}{R} \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right) (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) = -r \left(\frac{1}{4y} \frac{dC^2}{d\tilde{\Psi}} - \chi \right) (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) \end{aligned} \quad (6.27)$$

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

$$\vec{V} \times \vec{\omega} = \nabla E \quad (6.28)$$

,unde E este funcția Bernoulli exprimată în energii specifice masice. Funcția E este definită ca fiind: $E = p / \rho + V^2 / 2 + \lambda$. Pentru că E este constantă pentru particula de fluid în curgerea staționară, trebuie să depindă doar de liniile de curent $E(\tilde{\Psi})$.

Combinând (6. 27) și (6. 28), ecuația impulsului se rescrie:

$$\begin{aligned} r \frac{dE}{d\tilde{\Psi}} (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) &= -r \cdot F (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) \\ F(\tilde{\Psi}) &= -\frac{dE(\tilde{\Psi})}{d\tilde{\Psi}} \end{aligned} \quad (6.29)$$

Utilizând expresia operatorului liniar ∇ în coordonate cilindrice, rezultă o ecuație neliniară pentru funcția de curent într-o curgere axial simetrica staționară:

$$\begin{aligned}
& -\frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) = \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{r^3} \frac{\partial}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) = \frac{\partial^2}{\partial y^2} \\
\mathfrak{S} &= -\frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial y^2} = -\frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial z^2} = -\frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{1}{2y^2} \frac{\partial^2}{\partial z^2} \\
\chi &= -\frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial r} \right) = -\frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 \tilde{\Psi}}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial z^2} = \\
&= -\frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial y^2} - \frac{1}{2y} \frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial z^2} = \frac{1}{4y} \frac{dC^2}{d\tilde{\psi}} - \frac{dE(\tilde{\psi})}{d\tilde{\psi}} = \frac{1}{4y} \frac{d[C(\tilde{\psi})C(\tilde{\psi})]}{d\tilde{\psi}} - \frac{dE(\tilde{\psi})}{d\tilde{\psi}} = \\
&= \frac{1}{4y} \left[C(\tilde{\psi}) \frac{d[C(\tilde{\psi})]}{d\tilde{\psi}} + C(\tilde{\psi}) \frac{d[C(\tilde{\psi})]}{d\tilde{\psi}} \right] - \frac{dE(\tilde{\psi})}{d\tilde{\psi}} = \frac{2}{4y} C(\tilde{\psi}) \frac{d[C(\tilde{\psi})]}{d\tilde{\psi}} - E'(\tilde{\psi}) = \\
&= \frac{1}{2y} C(\tilde{\psi}) C'(\tilde{\psi}) E'(\tilde{\psi})
\end{aligned} \tag{6.30}$$

Deductia de mai sus ajută să se scrie ecuația:

$$-\frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial y^2} - \frac{1}{2y} \frac{\partial^2 \tilde{\psi}}{\partial z^2} - \frac{1}{2y} C(\tilde{\psi}) C'(\tilde{\psi}) + E'(\tilde{\psi}) = 0 \tag{6.31}$$

Ecuația (6.31) 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 deductie 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 [106], Capitolul 3, pag. 126.

6.1.2 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. Elementele curgerii axial – simetrice cu rotație în zona paletată a turbomașinilor este tratată de Susan-Resiga [106].

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

$$\begin{aligned}
\nabla \cdot \vec{V} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\
(\nabla \times \vec{V}) \times \vec{V} &= -\nabla E && \text{ecuația impulsului} \\
E &\equiv \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} && \text{energia specifică masică}
\end{aligned} \tag{6.32}$$

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 $\bar{W} = \bar{V} - \bar{\Omega} \times \bar{R}$, 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:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \bar{W} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\ (\nabla \times \bar{V}) \times \bar{W} &= -\nabla E_r && \text{ecuația impulsului} \end{aligned} \quad (6.33)$$

$$E_r = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + \frac{(\omega R)^2}{2} \quad \text{energia specifică masică relativă}$$

În acest caz ecuația impulsului pentru curgerea relativă este $\bar{W} \times \nabla E = 0$ 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 paletelor cu presiune mare sunt împinse radial spre butuc în timp ce liniile de curent din vecinătatea feței paletelor 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 paletelor \bar{B} , pentru considerarea interacțiunii paletă-lichid. În consecință, ecuația (6.32) se scrie:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \bar{V} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\ (\nabla \times \bar{V}) \times \bar{V} &= -\nabla E + \bar{B} && \text{ecuația impulsului} \end{aligned} \quad (6.34)$$

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

iar ecuațiile curgerii axial-simetrice pentru mișcarea relativă sunt:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \bar{W} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\ (\nabla \times \bar{V}) \times \bar{W} &= -\nabla E_R + \bar{B} && \text{ecuația impulsului} \end{aligned} \quad (6.35)$$

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

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

$$\alpha(z, r, \theta) \equiv \theta - f(z, r) = \text{const.} \quad (6.36)$$

unde $f(z, r)$ este unghiul de înfășurare al paletelor în cazul numărului infinit de palete.

Ecuația (6.36) corespunde paletelor subțiri. Cu vectorul unitar normal la suprafața de curent (6.37) condiția de tangențialitate este dată de produsul scalar dintre vectorul normalei și vectorul vitezei absolute, respectiv relative, (6.38)

$$\vec{n} \equiv \frac{\nabla\alpha}{|\nabla\alpha|} = \frac{\vec{e}_\theta - \frac{r\partial f}{\partial r}\vec{e}_r - \frac{r\partial f}{\partial z}\vec{e}_z}{\sqrt{1 + \left(\frac{r\partial f}{\partial r}\right)^2 + \left(\frac{r\partial f}{\partial z}\right)^2}} \quad (6.37)$$

$$\begin{aligned} \vec{n} \cdot \vec{V} &= 0 \\ \vec{n} \cdot \vec{W} &= 0 \end{aligned} \quad (6.38)$$

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

$$\vec{B} \cdot \vec{V} = 0 \quad (6.39)$$

$$\vec{B} \cdot \vec{W} = 0 \quad (6.40)$$

și poate fi scrisă sub forma

$$\vec{B} = B(z, r) \cdot \nabla\alpha \quad (6.41)$$

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

În ecuația (6. 41) funcția $B(z,r)$ este legată de schimbarea momentului impulsului fluidului dat de rețeaua de palete. Constanta α poate fi echivalată cu grosimea paletii iar $\nabla\alpha$ este un vector pe direcție normală la suprafața paletii. Forța masică specifică a paletii \vec{B} este anulată în afara zonei paletate deoarece RV_θ este constant de-a lungul liniilor de curent în mișcarea absolută. Ecuația (6. 41) 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:

$$\begin{aligned} M &= \int_{Vol} r \rho B_\theta dVol = \int_{Vol} \left[r \rho \frac{\vec{V} \cdot \nabla(rV_\theta)}{r} \right] dVol = \\ &= \int_{Vol} \rho \vec{V} \cdot \nabla(rV_\theta) dVol = \int_{Vol} \nabla \cdot [\rho \vec{V}(rV_\theta)] dVol \end{aligned} \quad (6.42)$$

Puterea transferată de rotor, cu viteza unghiulară ω , de la/spre fluid, este:

$$\begin{aligned} P &= M\Omega = \int_{Vol} \nabla \cdot [\rho \vec{V}(rV_\theta)] dVol = \int_S (\Omega r V_\theta) \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS = \\ &= \int_{S_{in}} (UV_\theta) \rho \vec{V} \cdot \vec{n}_{in} dS + \int_{S_{out}} (UV_\theta) \rho \vec{V} \cdot \vec{n}_{out} dS \end{aligned} \quad (6.43)$$

În ecuația (6. 43), 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:

$$P = M\Omega = \int_{S_{in}} [(UV_\theta) \rho \vec{V}] \cdot \vec{n}_{in} dS + \int_{S_{out}} [(UV_\theta) \rho \vec{V}] \cdot \vec{n}_{out} dS \quad (6.44)$$

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:

$$\begin{aligned}
P &= \int_{S_{in}} [(UV_\theta) \rho \bar{V}] \cdot \bar{n}_{in} dS + \int_{S_{out}} [(UV_\theta) \rho \bar{V}] \cdot \bar{n}_{out} dS = \\
&= (\overline{UV_\theta})_{out} \rho \bar{V} S_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in} \rho \bar{V} S_{in} = \\
&= [(\overline{UV_\theta})_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in}] \rho Q = \dot{m} [(\overline{UV_\theta})_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in}]
\end{aligned} \tag{6.45}$$

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

Din [106] 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 viteză ($\bar{V} \cdot \nabla E = 0$ pentru curgerea absolută și $\bar{W} \cdot \nabla E_R = 0$ 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 (6. 46) devine:

$$P = \dot{m} [(\overline{UV_\theta})_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in}] = \dot{m} [\bar{E}_{out} - E_R - \bar{E}_{in} + E_R] = \dot{m} [\bar{E}_{out} - \bar{E}_{in}] \tag{6.46}$$

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:

$$\bar{N} \equiv \frac{\bar{W}}{W} \times \bar{n}. \tag{6.47}$$

Ținând cont de condiția de tangențialitate exprimată în relația (6. 38), se obține proiecția de-a lungul vectorului normal \bar{N} al membrului stâng a ecuației impulsului (6. 48):

$$\begin{aligned}
\bar{N} \cdot [(\nabla \times \bar{V}) \times \bar{W}] &= \left(\frac{\bar{W}}{W} \times \bar{n} \right) \cdot [-\bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] = \left\{ [-\bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] \times \frac{\bar{W}}{W} \right\} \cdot \bar{n} = \\
\bar{n} \cdot \left\{ \frac{\bar{W}}{W} \times [+ \bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] \right\} &= \frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ \bar{W} \times [\bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] \right\} = \\
\frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ -W^2 (\nabla \times \bar{V}) + \bar{W} \cdot [\bar{W} \cdot (\nabla \times \bar{V})] \right\} &= \frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ -W^2 (\nabla \times \bar{V}) \right\} + \frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ \bar{W}^2 \cdot (\nabla \times \bar{V}) \right\} = \\
-\bar{n} \cdot \left\{ \bar{W} \cdot (\nabla \times \bar{V}) \right\} &= -W \cdot \bar{n} \cdot (\nabla \times \bar{V})
\end{aligned} \tag{6.48}$$

Membrul drept al ecuației impulsului devine:

$$\begin{aligned} \vec{N} \cdot \nabla E_R &= \left(\frac{\vec{W}}{W} \times \vec{n} \right) \cdot \nabla E_R = (\vec{W} \times \vec{n}) \cdot \nabla E_R = \\ &= \left[(W_r n_\theta - W_\theta n_r) \vec{e}_z + (W_\theta n_z - W_z n_\theta) \vec{e}_r + (W_z n_r - W_r n_z) \vec{e}_\theta \right] \cdot \\ &\cdot \left(\frac{\partial E_R}{\partial z} \vec{e}_z + \frac{\partial E_R}{\partial r} \vec{e}_r + \frac{\partial E_R}{\partial \theta} \vec{e}_\theta \right) = \frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r n_\theta - W_\theta n_r) + \\ &+ \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_\theta n_z - W_z n_\theta) = \frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r n_\theta - W_\theta n_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z n_\theta - W_\theta n_z) \end{aligned} \quad (6.49)$$

Folosind expresia matematică a vectorului vârtej în coordonate cilindrice

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

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

$$\begin{aligned} -W\vec{n} \cdot (\nabla \times \vec{V}) &= -\frac{1}{W} \left[\frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r n_\theta - W_\theta n_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z n_\theta - W_\theta n_z) \right] \\ n \left(\vec{e}_z \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \vec{e}_r \left(-\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \vec{e}_\theta \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right) &= \frac{1}{W^2} \left[\frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r n_\theta - W_\theta n_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z n_\theta - W_\theta n_z) \right] \\ n_z \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + n_r \left(-\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + n_\theta \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) &= \frac{1}{W^2} \left[\frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r n_\theta - W_\theta n_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z n_\theta - W_\theta n_z) \right]; n_\theta \\ \frac{n_z}{n_\theta} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{n_r}{n_\theta} \left(-\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) &= \frac{1}{W^2} \left[\frac{\partial E_R}{\partial z} \left(W_r - W_\theta \frac{n_r}{n_\theta} \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left(W_z - W_\theta \frac{n_z}{n_\theta} \right) \right] \\ \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} = \frac{r \partial f}{\partial z} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{r \partial f}{\partial r} \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + \frac{1}{W^2} \left[\frac{\partial E_R}{\partial z} \left(W_r + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial r} \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left(W_z + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (6.50)$$

În direcție normală la suprafața de curent, ecuația (6.50) ia forma:

$$\frac{\partial V_r}{\partial z} \frac{\partial V_z}{\partial r} = \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial (RV_\theta)}{\partial r} - \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial (RV_\theta)}{\partial z} + \frac{1}{W^2} \left[\frac{\partial E_R}{\partial z} \left(W_r + \frac{R \partial f}{\partial r} W_\theta \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left(W_z + \frac{R \partial f}{\partial z} W_\theta \right) \right] \quad (6.51)$$

Ecuația (6.51) este acceptată ca fiind rescrisă folosind funcția de curent Stokes ψ pentru curgerea axial-simetrică. În zona paletată a turbomașinilor grosimea paletei este luată în calcul pentru determinarea coeficientului de obstrucție al paletei $b < 1$ iar în zona nepaletată $b = 1$. În ecuația de continuitate [106], Capitolul 3, pag. 149, pentru viteza medie circumferențială:

$$\frac{\partial (brV_z)}{\partial z} + \frac{\partial (brV_r)}{\partial r} = 0 \quad (6.52)$$

se poate introduce funcția de curent pentru curgerea absolută

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} = rbV_z \Rightarrow V_z &= \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \frac{1}{rb} \\ \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} = -rbV_r \Rightarrow V_r &= -\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \frac{1}{rb} \end{aligned} \quad (6.53)$$

și pentru curgerea relativă

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} = rbW_z \Rightarrow W_z &= \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \frac{1}{rb} \\ \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} = -rbW_r \Rightarrow W_r &= -\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \frac{1}{rb} \end{aligned} \quad (6.54)$$

Considerând ecuațiile (6. 53) și (6. 54), ecuația fundamentală a turbomașinilor se rescrie astfel:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{br} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{br} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) &= \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial (rV_\theta)}{\partial z} - \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial (rV_\theta)}{\partial r} \\ &+ \frac{1}{W^2} \left[\frac{\partial E_R}{\partial r} \left(W_z + \frac{r \partial f}{\partial z} W_\theta \right) - \right. \\ &\left. - \frac{\partial E_R}{\partial z} \left(W_r + \frac{r \partial f}{\partial r} W_\theta \right) \right] \end{aligned} \quad (6.55)$$

Termenul E_R se poate exprima depinzând de funcția de curent [106], Capitolul 3, pag. 150 (este constant de-a lungul liniei de curent în plan meridian):

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_R}{\partial r} &= \frac{dE_R}{d\Psi} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} = rbW_z \frac{dE_R}{d\tilde{\Psi}}, \\ -\frac{\partial E_R}{\partial z} &= \frac{dE_R}{d\tilde{\Psi}} \left(-\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \right) = rbW_r \frac{dE_R}{d\tilde{\Psi}} \end{aligned} \quad (6.56)$$

Dacă se consideră pierderile de frecare, E_R nu rămâne 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 (6. 37) și (6. 38), rezultă:

$$\begin{aligned} \bar{W} \cdot \nabla \alpha = 0 &\Rightarrow (W_z \bar{e}_z + W_r \bar{e}_r + W_\theta \bar{e}_\theta) \left(\bar{e}_\theta - \frac{r \partial f}{\partial r} \bar{e}_r - \frac{r \partial f}{\partial z} \bar{e}_z \right) = 0 \\ \Rightarrow W_\theta - \frac{r \partial f}{\partial r} W_r - \frac{r \partial f}{\partial z} W_z &= 0 \\ \Rightarrow W_\theta &= \frac{r \partial f}{\partial r} W_r + \frac{r \partial f}{\partial z} W_z \end{aligned} \quad (6.57)$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \cdot \frac{1}{rb} \right) - \frac{\partial V_z}{\partial r} \left(-\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \cdot \frac{1}{rb} \right) &= \frac{r \partial f}{\partial z} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{r \partial f}{\partial r} \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + \\ \frac{1}{W^2} \left[\frac{\partial E_R}{\partial z} \left(W_r + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial r} \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left(W_z + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial z} \right) \right] &\Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \times \frac{1}{rb} \right) + \frac{\partial V_z}{\partial r} \left(\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \times \frac{1}{rb} \right) - rb \frac{dE_R}{d\psi} &= -\frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z}. \end{aligned} \quad (6.58)$$

Pentru o distribuție (rV_θ) în zona paletată, ecuația (6. 58) stabilește o relație între funcția de curent $\tilde{\Psi}$ și forma suprafeței de curgere f [106]. Termenul $dE_R / d\tilde{\Psi}$

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

$$\left(\frac{1}{rb} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) \frac{\partial f}{\partial z} - \left(\frac{1}{rb} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \right) \frac{\partial f}{\partial r} = \frac{V_\theta}{r} - \omega \quad (6.59)$$

Zangeneh [131] folosește sistemul de ecuații (6. 58) și (6. 59) dar scheletul paletei nu este aproximat de constanta α . 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 α 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 $C = C(\tilde{\Psi})$. Având în vedere aceste aspecte membrul drept din ecuația (6. 58) devine:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial rV_\theta}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial rV_\theta}{\partial z} &= \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial C}{\partial z} - \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{\partial f}{\partial r} \left(\frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \right) - \frac{\partial f}{\partial z} \left(\frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) = \\ &= \frac{\partial f}{\partial r} \left(\frac{dC}{d\tilde{\Psi}} (-rbW_r) \right) - \frac{\partial f}{\partial z} \left(\frac{dC}{d\tilde{\Psi}} rbW_z \right) = -rb \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \left(W_r \frac{\partial f}{\partial r} + W_z \frac{\partial f}{\partial z} \right) = -r \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \frac{W_\theta}{r} = \\ &= -r \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \frac{V_\theta - r\omega}{r} = r\omega \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} - \frac{C}{r} \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \end{aligned} \quad (6.60)$$

Folosind relațiile de mai sus ecuația fundamentală a turbomașinilor (6. 58) se rescrie sub următoarea formă:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \frac{1}{rb} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \frac{1}{rb} \right) - rb \frac{dE_R}{d\tilde{\Psi}} &= -\frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial rV_\theta}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial rV_\theta}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) - r \left(\frac{dE}{d\tilde{\Psi}} - \omega \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \right) &= r\omega \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} - \frac{C}{r} \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) - r \frac{dE}{d\tilde{\Psi}} + \omega r \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} &= \omega r \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} - \frac{C}{r} \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} \Big| \cdot \frac{1}{r} \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial r} \right) - \frac{dE}{d\tilde{\Psi}} + \frac{C}{r^2} \frac{dC}{d\tilde{\Psi}} &= 0 \end{aligned} \quad (6.61)$$

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

6.2 Aspecte generale 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. Calcul 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 paletelor, 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 paletelor), stabilirea încărcării paletelor în direcție radială și în direcția liniilor de curgere, stabilirea condițiilor de stivuire a paletelor.

Metoda pe proiectare inversă are mai multe dezvoltări bidimensionale. În cazul ideal se prescrie distribuția de presiuni sau viteze pe fața și dosul paletelor, paleta fiind proiectată cu un strat limită optimizat [48], [65]. În aceste cazuri nu se controlează grosimea paletelor 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 [66] preferă să prescrie distribuția vitezelor (sau presiunilor) pe fața cu depresiune a paletelor și distribuția grosimii paletelor, în timp ce alții [87] propun ca încărcarea paletelor 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 [130] 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, [131] 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 [132], [133] o metodă Q3D de proiectare inversă a turbomașinilor, la început pentru fluide compresibile aflate în curgere subsonică, și apoi o particularizează la fluide incompresibile [134] și [135]. Această metodă este o extindere a celei prezentate de Hawthorne în 1984 [49], în care paletelor sunt considerate ca suprafețe de vârtej, a căror intensitate este determinată de o medie circumferențială a momentului cinetic, definit astfel:

$$R\bar{V}_u = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi/N} RV_u d\theta \quad (6.62)$$

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 paletelor. Din vorticitate se obține câmpul de viteze, care este format din componente mediate circumferențial și componente periodice, folosind formularea Clebsch pentru curgerea staționară. Forma paletelor este determinată prin impunerea condiției de impenetrabilitate și neaderență (adică, forma paletelor se aliniază cu vectorul local al vitezei relative). Deoarece vârtejurile depind de forma paletelor și paleta depinde de câmpul de viteze, problema trebuie soluționată iterativ. Metoda nu numai că oferă calculul paletelor, 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 paletelor:

- Curgerea este staționară și uniformă la intrare;
- Nu există dâră turbionară provocată de desprinderi, la bordul de fugă;
- Paletelor 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 paletei, care trebuie să se alinieze vectorului vitezei. Această condiție poate fi exprimată în forma:

$$\vec{W}_{bl} \cdot \nabla a = 0 \quad (6.63)$$

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

$$\vec{W}_{bl} = \left(\vec{W}^+ + \vec{W}^- \right) / 2 \quad (6.64)$$

unde \vec{W}^+ și \vec{W}^- sunt vitezele pe suprafețele paletei (pe suprafața cu suprapresiune, respectiv pe suprafața cu depresiune).

Proiectarea inversă a turbomasinilor 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 paletei. Repartiția încărcării paletei în direcție radială și de-a lungul liniilor de curent influențează major performanțele energetice și comportarea cavitațională rotorului obținut. Dezvoltarea CFD a curgerii a deschis noi posibilități de automatizare și optimizare a proiectării.

6.3 Metodologia de proiectare inversă

6.3.1 Etapele de proiectare

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

- Îmbunătățirea performanțelor turbomasinilor
- 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 $R\vec{V}_u$ 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 figura 6. 1:

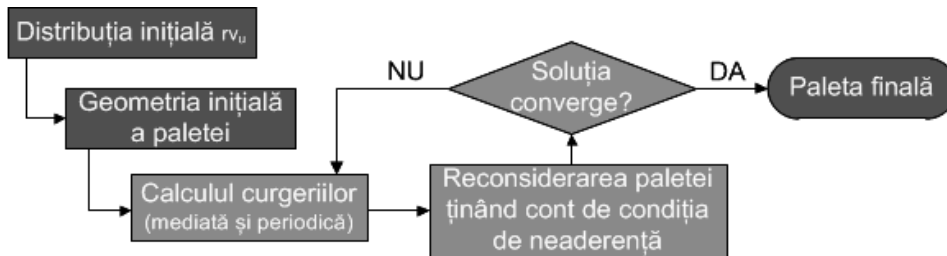


Fig. 6. 1 Algoritmul programului de proiectare inversă [143]

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 paletă.

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, prin aplicarea metodei asupra unei turbine hidraulice Francis [27] luată ca și exemplu, în următoarele subcapitole.

6.3.1.1 Geometria meridiană a rotorului

Prima etapă este definirea geometriei în plan meridian a rotorului supus optimizării. 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 (fig. 6. 2 punctele albastre), acestea formând conturul secțiunii meridionale. În direcție radială se impun coordonatele ce definesc bordul de atac și bordul de fugă.

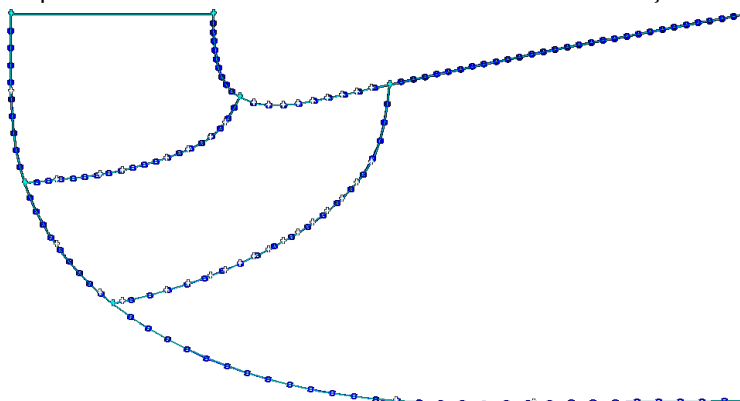


Fig. 6. 2 Conturul secțiunii meridionale a unei turbine Francis [27]

6.3.1.2 Discretizarea domeniului de analiză

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 figura 6. 3 este prezentat ca și exemplu un domeniu de analiză discretizat pentru o turbină Francis [27].

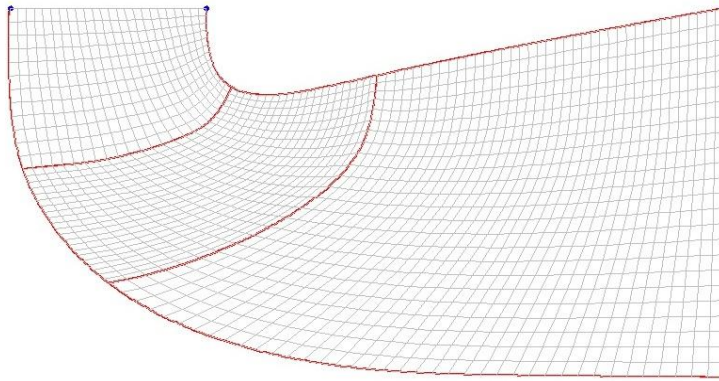


Fig. 6. 3 Secțiunea meridiană discretizată [27]

6.3.1.3 Distribuirea grosimii paletii

Grosimea paletii la turbomășinile 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. 6. 4). Algoritmul permite definirea grosimii paletii ca fiind constantă sau variabilă. Tot în această etapă se alege forma bordului de atac și bordului de fugă (rotund sau eliptic). Un bord de atac rotund este bun din punct de vedere hidrodinamic pe când unul tăiat sau eliptic poate să producă desprinderi ale curentului de pe paletă dar și să afecteze rezistența mecanică a paletii. În plus, un bord de atac ascuțit este defavorabil din punct de vedere cavitațional.

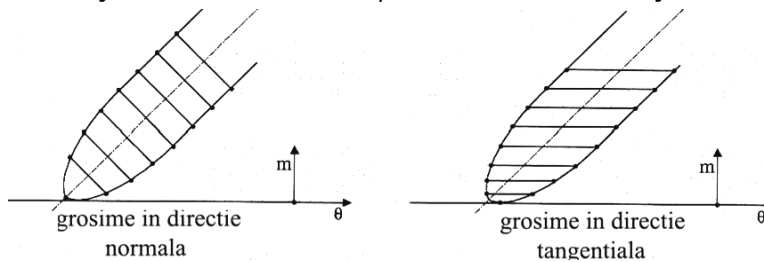


Fig. 6. 4 Definierea tipurilor de grosimi ale paletii [143]

6.3.1.4 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.

6.3.1.5 Mărimi caracteristice proiectării

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

Viteza de rotație [m/s]: direcția de rotație se stabilește cu ajutorul regulii mâinii drepte (fig. 6. 5).

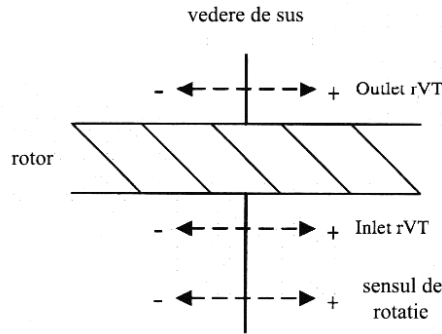


Fig. 6. 5 Direcția de rotație [143]

Raza de referință: Pentru impunerea razei de referință există 3 opțiuni:

- pentru rotoarele axiale

$$R_{ref} = \sqrt{\frac{R_{b_{in}}^2 + R_{p_{in}}^2}{2}} \Rightarrow V_{ref} = 2 \cdot \pi \cdot R_{ref} \cdot \frac{N}{60} \quad (6.65)$$

- pentru rotoarele radial-axiale

$$R_{ref} = \sqrt{\frac{R_{b_{out}}^2 + R_{p_{out}}^2}{2}} \Rightarrow V_{ref} = 2 \cdot \pi \cdot R_{ref} \cdot \frac{N}{60} \quad (6.66)$$

- pentru alte cazuri

$$R_{ref} = R_p \Rightarrow V_{ref} = 2 \cdot \pi \cdot R_{ref} \cdot \frac{N}{60} \quad (6.67)$$

Condițiile la intrare pentru calculul paletei pot fi:

- dacă se impune intrare normală, condiția de la intrare este viteza axială (debitantă);
- 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).

6.3.1.6 Încărcarea paletei

Pe lângă impunerea geometriei în planul meridian, încărcarea paletei este cea mai importantă etapă în obținerea formei paletei, ceea ce duce implicit la forma rotorului de turbomașină. Hawthorne [49] a dezvoltat o metoda de proiectare inversă pentru cazurile bidimensionale. Metoda a fost extinsă pentru curgerea 3D, incompresibilă de către Borges [14] iar Zangeneh [135] extinde metoda pentru curgerea compresibilă în turbomașini. Conform acestei metode, încărcarea paletei reprezintă propagarea vârtejului de la intrare până la ieșire, de-a lungul liniei de curent în plan meridian.

Încărcarea paletei 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 paletei [131]:

$$p^+ - p^- = \frac{2\pi}{N} \rho \cdot W_{mbl} \frac{\partial(RV_u)}{\partial x} \quad (6.68)$$

unde: N este numărul de palete ale rotorului, ρ este densitatea mediului de lucru, W_{mbl} este viteza relativă medie de-a lungul paletelor, RV_u este momentul cinetic dimensional.

Grafic, variația legii de încărcare este reprezentată adimensional în funcție de abscisa curbilinie normalizată de-a lungul secțiunii de calcul. Aceasta se poate distribui pe 2 sau 3 segmente de la butuc la periferie, după cum se poate observa în exemplul dat în figura 6. 6 (1 – butuc, 2 – mijloc, 3 – periferie):

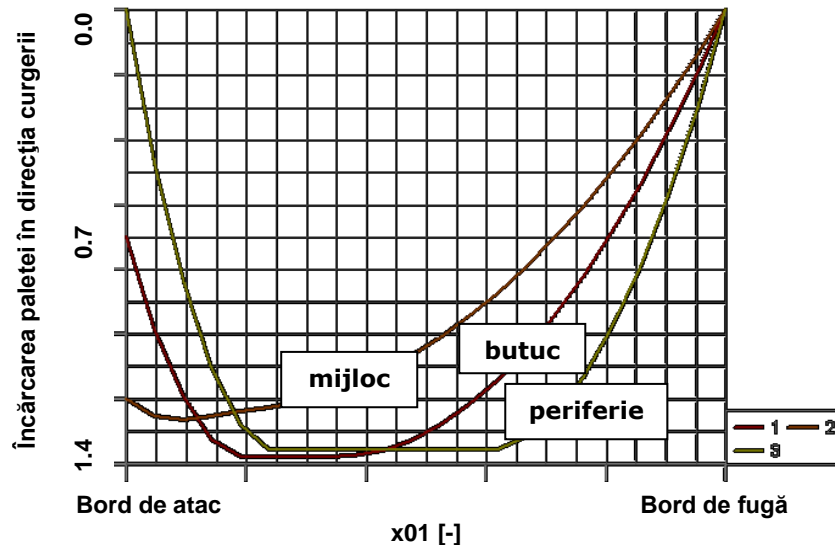


Fig. 6. 6 Configurația încărcării paletelor rotorice unei turbine Francis în direcția curgerii x_{01} pe 3 segmente de la butuc la periferie din programul de proiectare inversă [27]

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 (periferie) 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, conform figurii 6. 7.
- Dacă există o rețea amonte (la turbine, aparatul director) trebuie specificată distribuția vârtejului pe rază. La turbine, după cum se poate observa în figura 6. 7 ținând cont de condițiile concrete de curgere și de maximizarea energiei transmise de la fluid la rotor, se admite o ieșire fără vârtej $(RV_u)_{out}=0$
- Derivata momentului cinematic la muchia de ieșire trebuie să se anuleze $\partial RV_u / \partial x = 0$ (încărcarea paletelor în direcția curgerii) 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.

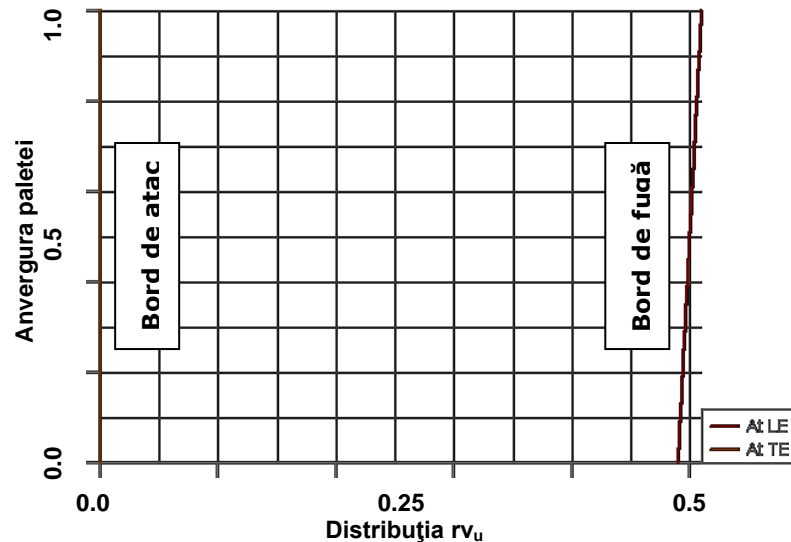


Fig. 6. 7 Configurarea încărcării paletii rotorice unei turbine Francis de-a lungul muchiilor de intrare (roșu) și ieșire (maro) din programul de proiectare inversă [27]

6.3.1.7 Stivuirea paletii

O specificație de intrare importantă, care influențează forma finală a paletii este condiția de stivuire. 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 figura 6. 8. O modificare a unghiului de înfășurare (θ) are potențialul de-a induce o înclinare în direcția sau împotriva direcției de rotație. O înclinare în direcția de rotație duce la creșterea încărcării paletii la inel și descărcarea încărcării la coroană. O înclinare împotriva direcției de rotație va duce la încărcarea paletii la coroană și descărcarea paletii la inel. 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.

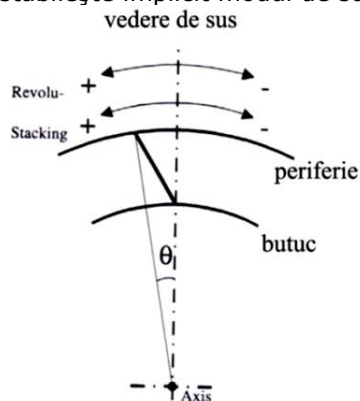


Fig. 6. 8 Sensul unghiului de înfășurare [143]

6.3.1.8 Postprocesarea

Programul de proiectare inversă [141], utilizat pentru proiectarea optimizată a geometriei paletajului rotorului unei turbine Francis, permite vizualizarea paletei în timpul iterațiilor spre varianta optimă. Dacă încărcarea a fost greșit stabilită, problema nu converge. În figura 6. 9a este prezentat ca și exemplu fereastra în care se vizualizează procesul de constituire al paletei și o imagine 3D a paletei obținute în figura 6. 9b, iar în figura 6. 10 este reprezentat un rotor de turbină Francis proiectat cu metoda inversă.

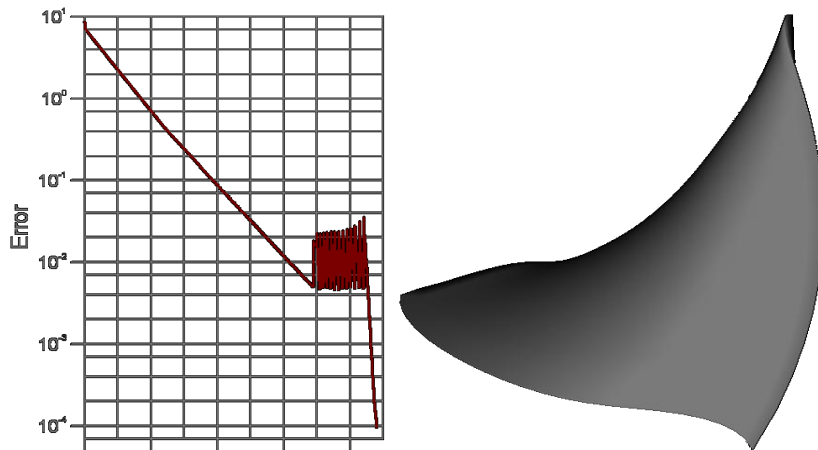


Fig. 6. 9a. Fereastra de convergență afișată de programul de proiectare inversă; b. geometria paletei de turbină Francis rezultată în urma calculului [27]

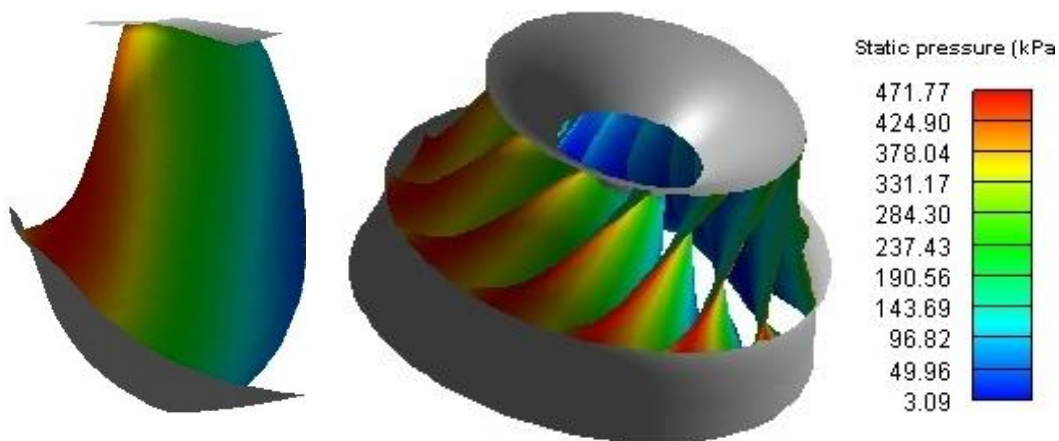


Fig. 6. 10 Distribuția presiunii statice pe suprafața paletei, respectiv, a rotorului

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 figura 6. 11 este reprezentată ca și exemplu distribuția de presiuni pe paleta unui rotor, pentru zona limitrofă butucului și periferiei.

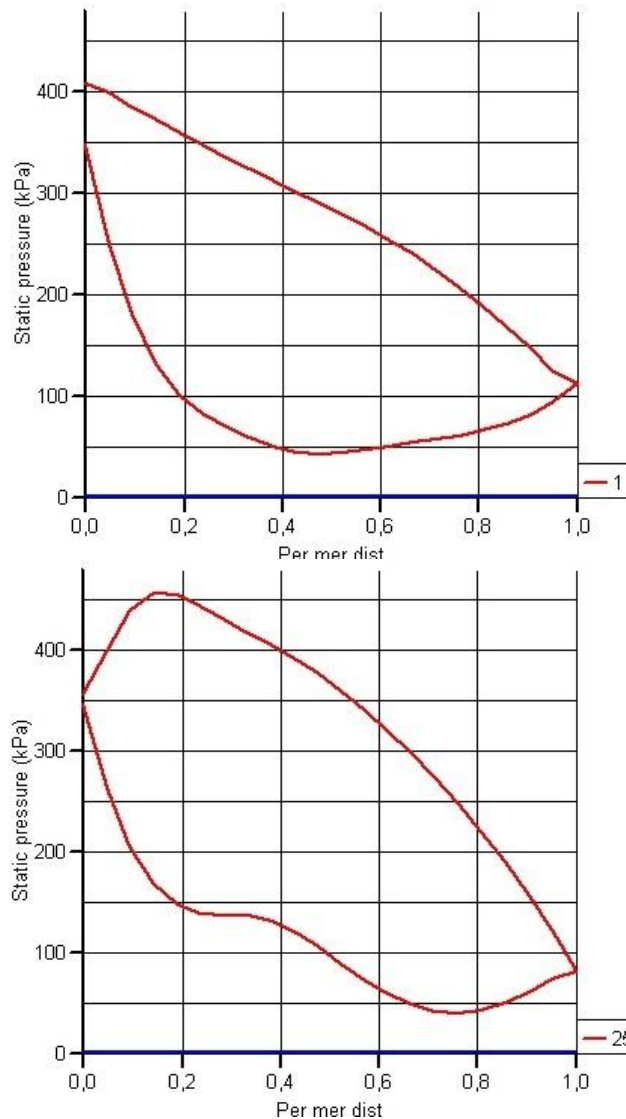


Fig. 6. 11 Repartiția de presiune statică în zona butucului (1), respectiv, în zona periferiei (25) a unei palete rotorice de turbină Francis

6.3.2 Concluzii privind metodologia inversă de proiectare și analiza numerică a curgerii

Proiectarea unui rotor de turbină hidraulică 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 calculului de proiectare și analiză până când obiectivele sunt atinse.

Conform [79], 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, pe baza unuia sau mai multe criterii necesare unui anumit tip de funcționare a mașinii.

6.4 Studiu de caz – proiectarea cu metoda inversă a geometriei rotorice

Modelul utilizat pentru proiectarea cu metoda inversă a geometriei rotorice corespunde turbinei Francis GAMM prezentată în §2.2.

Rotorul inițial al turbinei Francis GAMM are 13 palete, diametrul de ieșire (D_{2e}) considerat la turbinele radial-axiale diametrul de referință este de $D_{ref}=400$ mm, iar turația rotorului este de $n=500$ rpm.

Turbina model Francis GAMM este caracterizată, conform diagramei colinare a turbinei [80] de următorii parametrii principali în formă adimensională: $\varphi=0.285$ (coeficient de debit); $\psi=1.07$ (coeficient de energie). Aceasta a fost proiectată conform metodelor clasice de proiectare, considerând nulă componenta de rotație a fluidului aval de rotor $(UV_u)_2 = \omega(RV_u)_2 = 0$. Din ecuația lui Euler pentru turbine știm că: $gH = (UV_u)_1 - (UV_u)_2$ și considerând $(UV_u)_2 = 0$, componenta de rotație a fluidului amonte de rotor va fi $(RV_u)_1 = gH/\omega$. Prin adimensionalizarea lui $(RV_u)_1$ cu raza și viteza de referință, vom avea în final în forma adimensională $(rv_u)_1 = \psi/2 = 1.07/2 = 0.535$. Aceasta fiind valoarea componentei de rotație a fluidului amonte de rotor la care a fost proiectat rotorul inițial al turbinei Francis GAMM.

În urma cercetării întreprinse în §4, s-a concluzionat că noul rotor considerat optim pentru tubul de aspirație existent, va fi proiectat conform figurii 6. 12, la punctul de funcționare unde pierderile de energie sunt minime, în speță, OP3. În consecință, noul rotor va fi proiectat la debitul adimensional $\varphi = 0.30$.

După cum se poate observa în fig. 6. 12, punctul optim de proiectare OP3 este caracterizat de către debitul adimensional $\varphi = 0.30$, respectiv, fluxul de moment hidraulic aval de rotor $m_2 = 0.0191$. Știind că $m_2 = \varphi \cdot \overline{(rv_u)_2}$, rezultă că $\overline{(rv_u)_2} = 0.063$ ceea ce înseamnă că pentru noul rotor ce va fi proiectat utilizând programul de proiectare inversă Turbodesign⁻¹, fluidul la ieșirea de pe paletă va avea o mișcare de rotație. Componenta de rotație a fluidului amonte de rotor va rămâne egală cu cea corespunzătoare rotorului inițial, diferența dintre cele două rotoare fiind componenta de rotație a fluidului aval de rotor, respectiv debitul de proiectare. În concluzie noul rotor este caracterizat de către parametrii $\varphi = 0.30$; $\psi = 1.07$, diferiți față de cei ce corespund rotorului inițial, după cum se poate observa în figura 6. 13. Soluția proiectării și implementării noului rotor urmărește îmbunătățirea performanțelor din punct de vedere energetic pe plaja de funcționare investigată, la cuplarea tubului de

aspirație (fig. 3. 1) cu noul rotor al turbinei Francis GAMM ce va fi proiectat utilizând metoda inversă de proiectare la parametri enunțați mai sus.

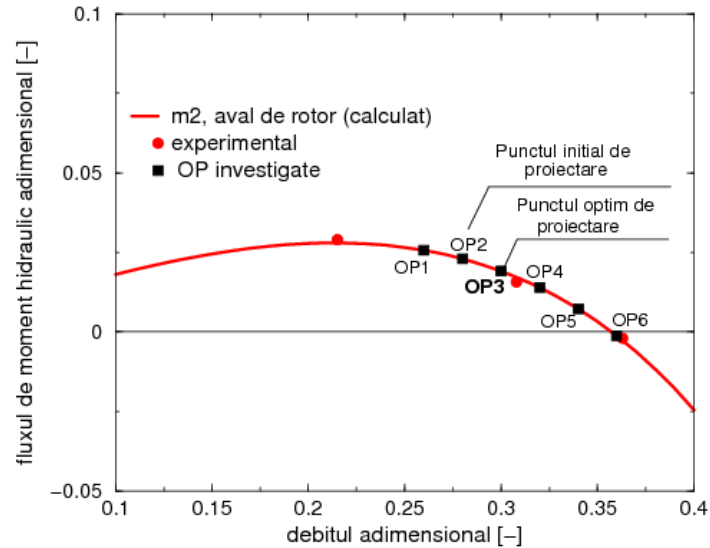


Fig. 6. 12 Fluxul de moment cinetic adimensional aval de rotor funcție de debitul adimensional

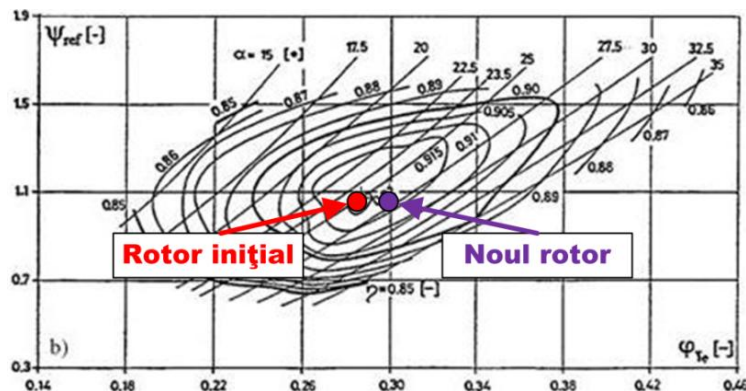


Fig. 6. 13 Diagrama colinară a turbinei model Francis GAMM, Punctul roșu – unde a fost proiectat rotorul inițial; Punctul mov – unde va fi proiectat noul rotorul

6.4.1 Etapele de proiectare a noului rotor

Etapele de proiectare au fost descrise în §6.3. Pentru cazul test (turbina Francis GAMM) etapele sunt detaliate în cele ce urmează.

6.4.1.1 Geometria rotorului de turbină în plan meridian

Prima etapă a programului de proiectare inversă necesită stabilirea geometriei domeniului rotoric în plan meridian, precizându-se limitele amonte și aval ale domeniului de proiectare extins, cât și coordonatele punctelor de pe bordul de atac și de pe bordul de fugă ale paletelor de rotor. După definirea domeniului se alege rețeaua de discretizare. În fig. 6. 14 este reprezentat în plan meridian domeniul de analiză discretizat cu extensiile amonte și aval de paleta rotorului.

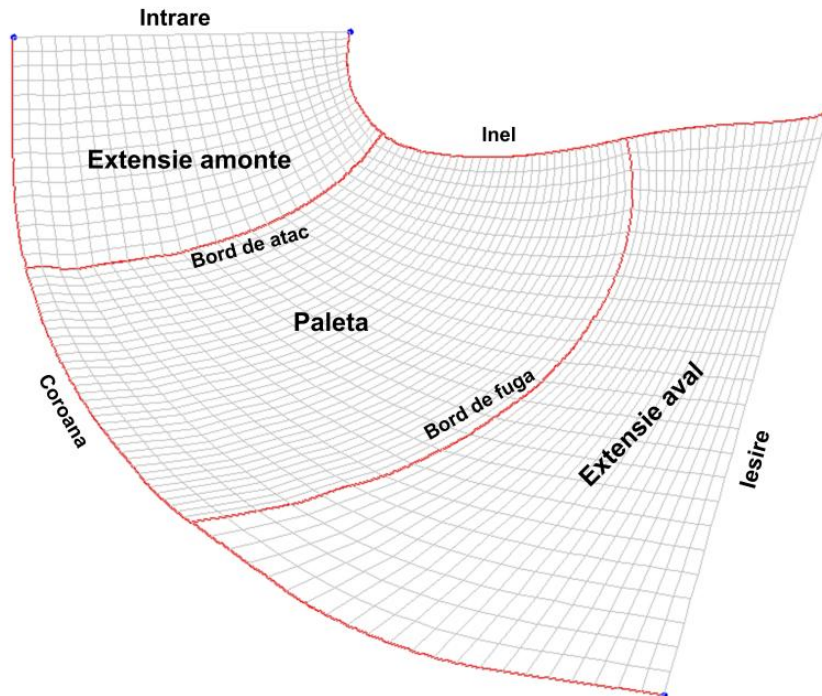


Fig. 6. 14 Planul meridian discretizat al rotorului caz test

6.4.1.2 Numărul de palete și grosimea paletei

Grosimea paletei se alege în funcție de grosimea paletei rotorului de turbină inițial dar și ținând cont de gradul de obstrucție al curentului la intrare în rotor. Astfel, distribuția grosimii paletei este aceeași ca a paletei rotorice inițiale, având maximum de 8.65 mm situat la aproximativ 40% din lungimea paletei față de bordul de atac. Rotoarele de turbină Francis sunt proiectate în general cu un număr de palete impar cuprins între 11-17. Noul rotor al turbinei Francis GAMM proiectat cu metoda inversă va avea 13 palete, la fel ca varianta inițială.

6.4.1.3 Stivuirea paletei

În conformitate cu recomandările din §6.3, stivuirea la rotoarele radial-axiale se stabilește spre bordul de atac (LE). În cazul de față, stivuirea a fost stabilită la 0% față de LE, adică exact pe bordul de atac. Unghiul de stivuire al profilelor paletei este de -5° la coroană, respectiv, 5° la inel.

6.4.1.4 Încărcarea paletei

Alături de stivuirea paletei, încărcarea paletei 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 paletei. Mărimile se adimensionalizează cu raza de referință R_{ref} .

$$r = \frac{R}{R_{ref}} \quad [-]; \quad x = \frac{L}{R_{ref}} \quad [-] \quad (6.69)$$

unde $L = x_{TE} - x_{LE}$.

Componenta tangențială a vitezei absolute V_u , se adimensionalizează cu viteza de referință $V_{ref} = \omega \cdot R_{ref}$. Având în vedere cele de mai sus, derivata momentului cinetic se poate scrie în formă adimensională după cum urmează:

$$\frac{\partial(RV_u)}{\partial X} = \frac{\partial\left(\frac{RV_u}{R_{ref}V_{ref}}\right)}{\partial\left(\frac{L}{R_{ref}}\right)} \cdot V_{ref} = \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} \cdot V_{ref} \quad [m/s] \quad (6.70)$$

Programul de proiectare inversă Turbodesign⁻¹ afișează grafic forma legii de încărcare adimensionalizată, în funcție de coordonata meridiană normalizată x_{01} a paletei în plan meridian. Variația derivatei momentului cinetic $\partial(rv_u)$ se stabilește de la coroană la inel și de la bordul de atac (LE) spre bordul de fugă (TE). Încărcarea paletei la LE poate să fie nulă sau o valoare negativă diferită de zero. La TE încărcarea trebuie să satisfacă condiția Kutta – Joukowski (derivata momentului cinetic la TE trebuie să fie nulă). În fig. 6. 15 este reprezentată forma legii de încărcare a noi palete rotorice pentru 2 secțiuni ale paletei (la coroană și la periferie).

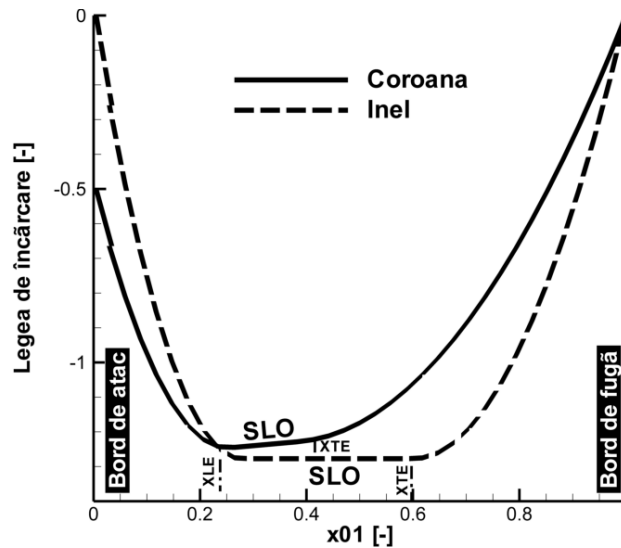


Fig. 6. 15 Legea de încărcare a paletei rotorice stabilită în programul de proiectare inversă pe 2 secțiuni funcție de lungimea normalizată a paletei în plan meridian

După cum se observă, distribuția legii de încărcare nu pornește din zero la coroană. Încărcarea paletei la bordul de atac în zona coroanei va conduce fizic la o torsionare mai mare a paletei rotorice 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 [4], [5] și [6], sugerează o încărcare mai mare spre bordul de atac, în cazul rotoarelor radial-axiale, respectiv, axiale.

Integrala ecuației (6. 71) 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.

$$\int_0^1 \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} dx_{01} = \int_0^1 \underbrace{\frac{\partial(rv_u)}{\partial x}}_{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}} dx \cdot \frac{dx_{01}}{dx} = \frac{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}}{x_{TE} - x_{LE}} \quad (6.71)$$

unde $x_{01} = \frac{x}{x_{TE} - x_{LE}}$; $\frac{dx_{01}}{dx} = \frac{1}{x_{TE} - x_{LE}}$.

Integrala (6.71) se poate calcula folosind metoda trapezelor:

$$\int_0^1 \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} dx_{01} \cong \sum_{i=2}^{NLE2TE} \frac{\left[\left(\frac{\partial(rv_u)}{\partial x} \right)_{i-1} + \left(\frac{\partial(rv_u)}{\partial x} \right)_i \right] \cdot (x_{01_{i-1}} - x_{01_i})}{2} \quad (6.72)$$

unde $NLE2TE$ reprezintă numărul de noduri de la bordul de atac la bordul de fugă, pe o linie de curent.

Pe lângă stabilirea în direcția curgerii a formei legii de încărcare, programul de proiectare inversă permite stabilirea variației momentului cinetic în direcția anvergurii (radială) paletelor rotorice, figura 6.16. La LE se alege o variație liniară (linia continuă) a momentului cinetic, cu valori mai mici la coroană (0.5) și mai mari la inel (0.57), având astfel componenta de rotație a fluidului amonte de rotor (la bordul de atac) egală cu 0.535, respectând astfel condițiile impuse la începutul capitolului §6.4.

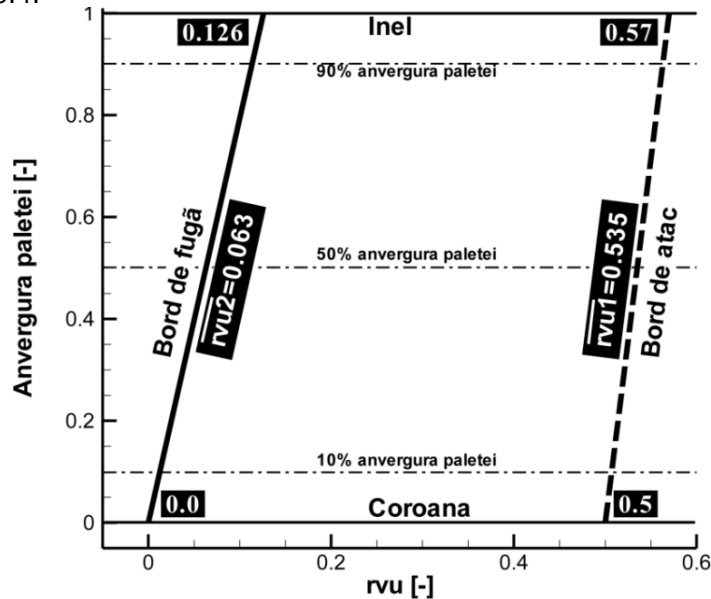


Fig. 6.16 Variația momentului cinetic în direcția radială a paletelor rotorice

De asemenea, la TE vom avea tot o distribuție liniară a variației momentului cinetic, cu o valoare de 0.0 la coroană, respectiv 0.126 la inel la $rv_{u,2}$, având în final o medie a variației momentului cinetic la ieșire din rotor egală cu 0.063, respectând astfel condițiile impuse la început în §6.4.

6.4.1.5 Proiectarea paletelor rotorice

În programul de proiectare inversă vârtejurile depind de forma paletelor, iar paleta depinde de câmpul de viteze [130]. În aceste condiții calculul formei paletelor este iterativ. Conform subcapitolelor enunțate anterior se pornește de la: geometria

meridiană, condițiile cinematice de la intrare și ieșire (triunghiurile de viteze), distribuția momentului cinetic $r v_u$ și a condițiilor de stivuire ale paletelor.

Astfel respectând toți acești pași, în urma calculelor iterative se obține o paletă care este rezultatul stivuirii mai multor profile. În fig. 6. 17a este reprezentată geometria noului paletaj rotorice obținută cu metoda inversă de proiectare.

Noul rotor rezultat în urma proiectării cu metoda inversă este reprezentat în fig. 6. 17b, acesta având un număr de 13 paletorice, același ca rotorul inițial.

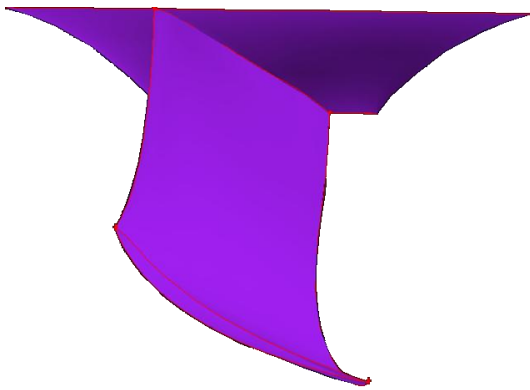


Fig. 6. 17a Forma paletelor rotorice obținută prin iterație în urma rulărilor

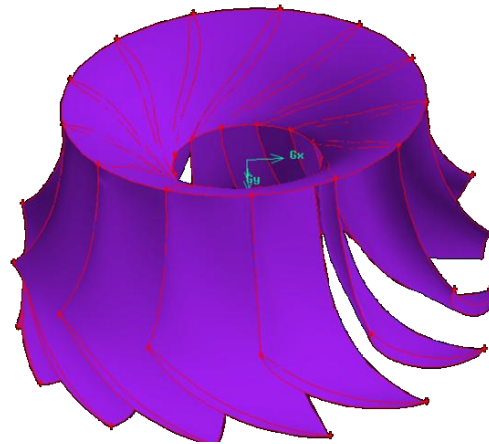


Fig. 6. 17b Rotorul 3D obținut în urma proiectării cu metoda inversă

6.5 Discuții

În figura 6. 18 sunt reprezentate comparativ geometriile paletajului rotorice inițial, respectiv, al noului rotor proiectat cu metoda inversă. Din punct de vedere al datelor de intrare în programul de proiectare inversă, noua variantă se diferențiază de varianta inițială prin debitul de proiectare, respectiv, valoarea mediată a componentei de rotație a fluidului aval de rotor. Din punct de vedere geometric, bordul de fugă al noului paletaj rotorice este rotunjit, diferit față de cel drept pe direcție radială al variantei inițiale, ce corespunde proiectării cu metodele clasice. Bordul de atac al noului rotor, după cum se poate observa are aceeași formă geometrică și înclinare plan meridian ca cea corespunzătoare rotorului inițial.

În figura 6. 19 sunt evidențiate diferențele paletajului rotorice la bordul de fugă corespunzător celor două rotoare. Bordul de atac este același pentru ambele variante ale paletajului rotorice, ceea ce diferă este geometria paletajului la bordul de fugă validând astfel ceea ce a fost enunțat în §2.4, precum că mărimea viteza axială fără rotație este în legătură directă cu bordul de fugă al paletelor rotorului. Prin modificarea configurației vitezei axiale fără rotație, modificăm geometria bordului de fugă al paletelor, în timp ce bordul de atac rămâne nemodificat. Astfel, geometria paletelor noului rotor reprezentată cu mov ce corespunde configurației $v_{sf}^{ave} = 0.32, v_{sf}^{slo} = 0.125$ identificată în urma aplicării algoritmului de optimizare, este cea care în urma cuplării cu tubul de aspirație existent îmbunătățește performanțele turbinei din punct de vedere energetic.

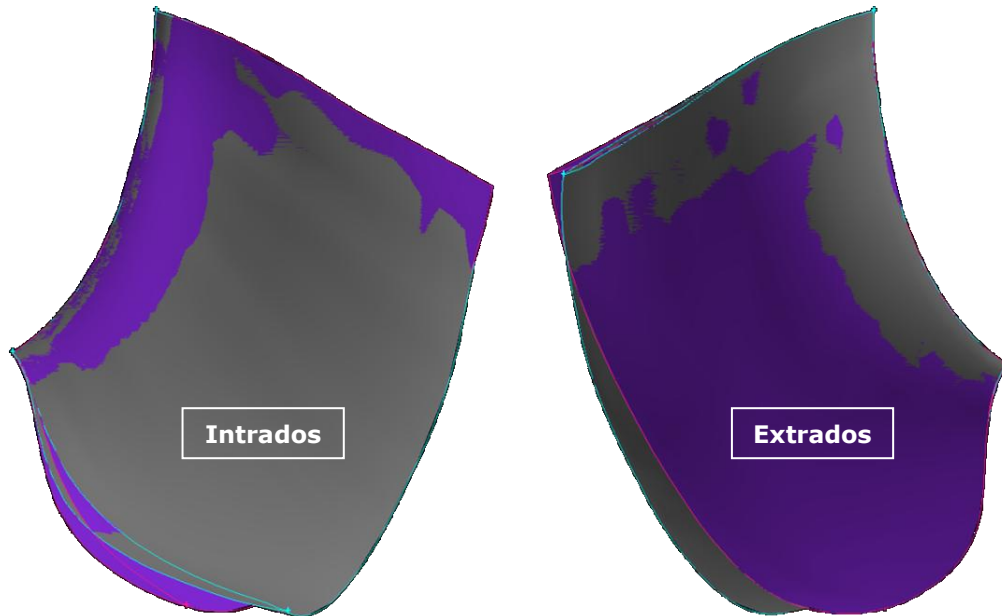


Fig. 6. 18 Compararea geometriilor a paletajului rotoric inițial (gri) și a noului rotor (mov) proiectat cu metoda inversă

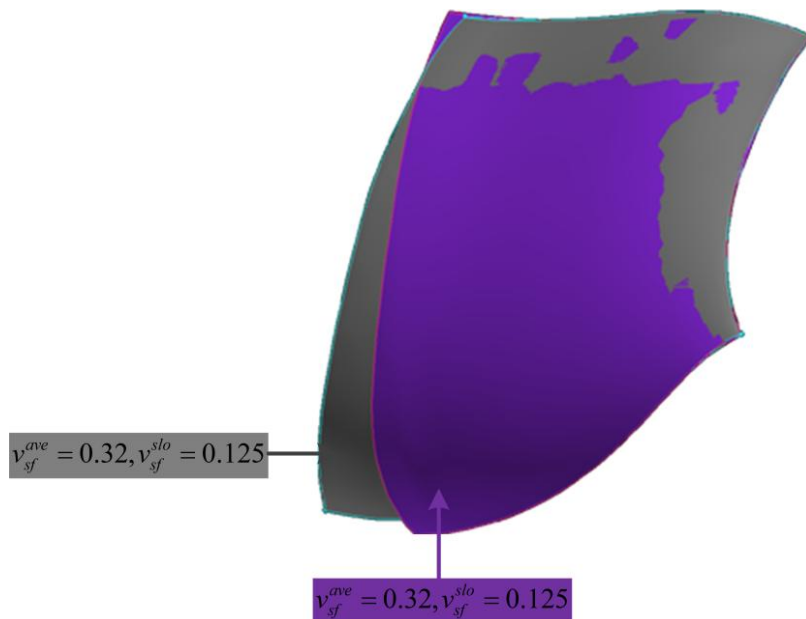


Fig. 6. 19 Evidențierea diferențelor a bordului de fugă corespunzător paletajului rotoric inițial (gri) caracterizat de $v_{sf}^{ave} = 0.328, v_{sf}^{slo} = 0.00$, respectiv a noului rotor (mov) caracterizat de

$$v_{sf}^{ave} = 0.32, v_{sf}^{slo} = 0.125$$

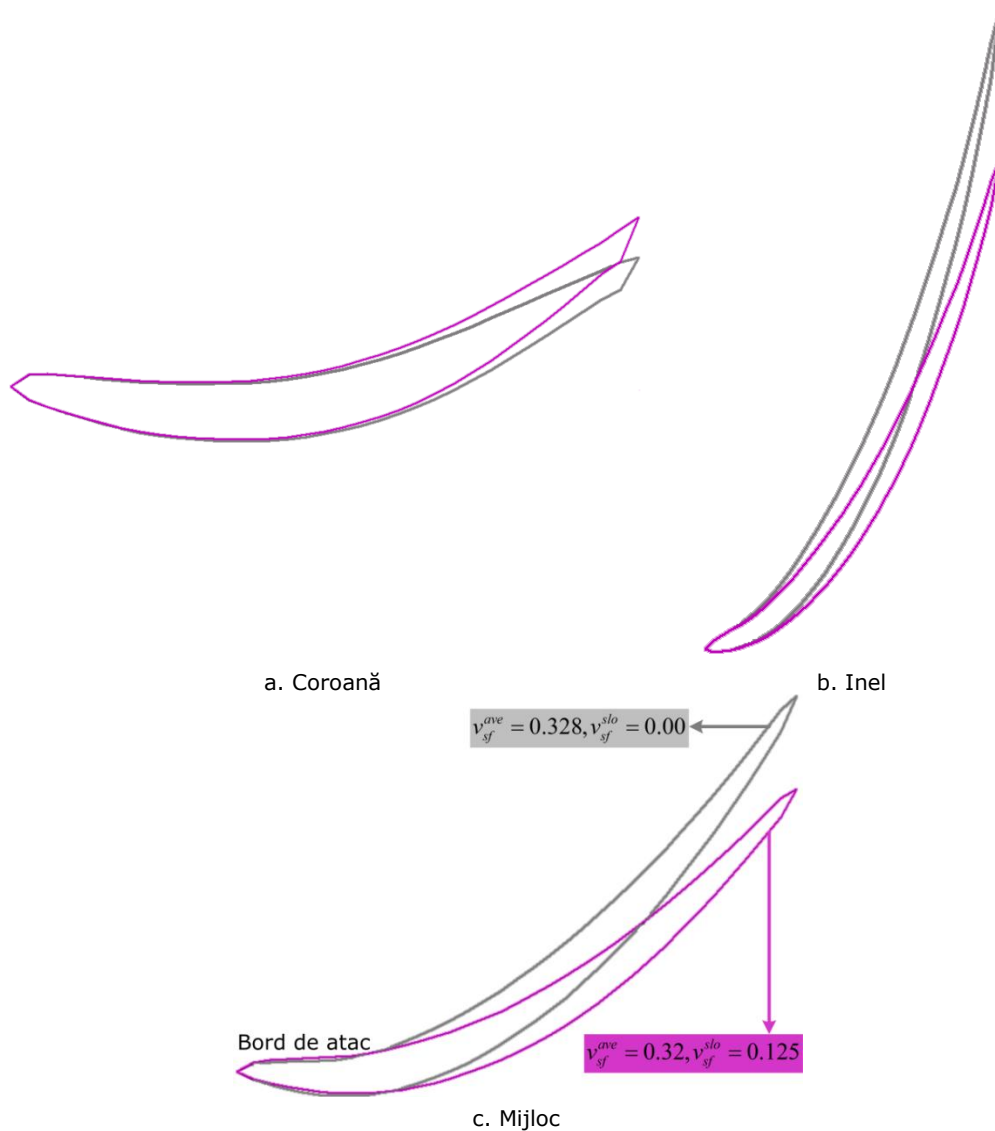
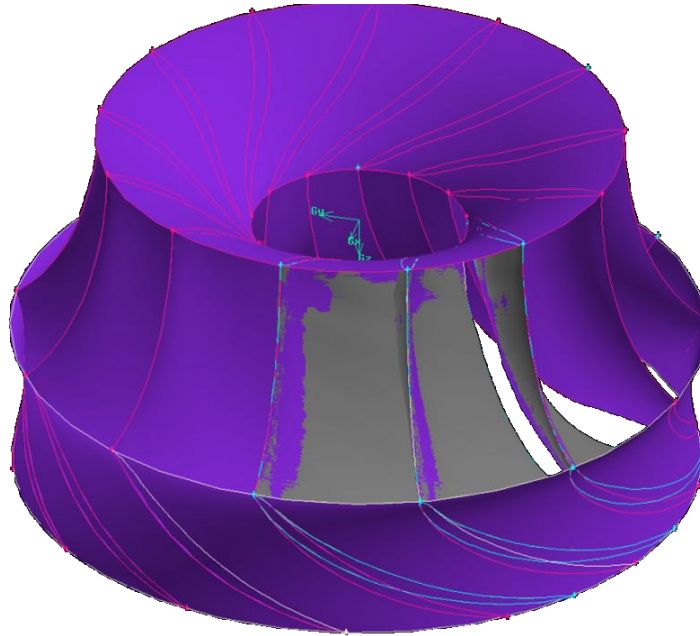


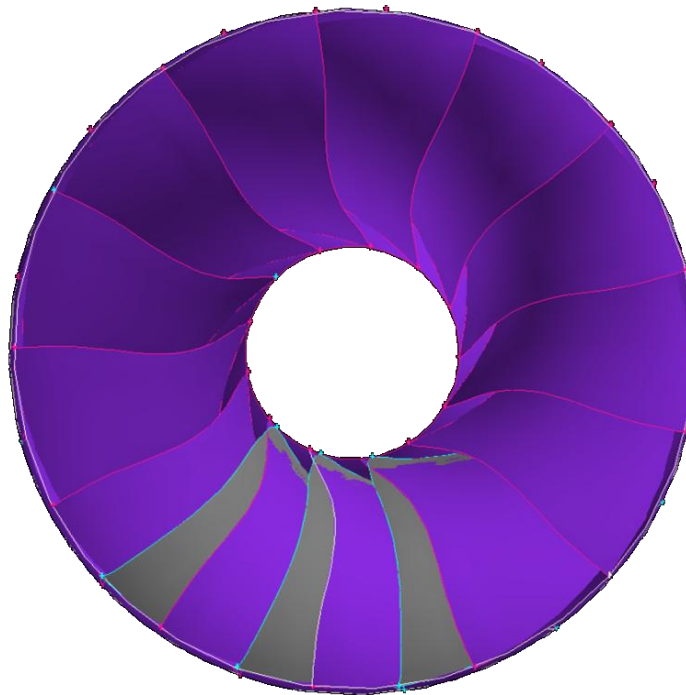
Fig. 6. 20 Comparare între profilele paletelor corespunzătoare rotorului inițial (gri), respectiv, a noului rotor (mov)

Diferențele dintre geometriile paletelor evidențiate în figura 6. 19 se pot observa mai bine în figura 6. 20. În această figură sunt reprezentate spre comparație profilele paletelor corespunzătoare rotorului inițial (gri), respectiv, a noului rotor (mov), pe trei secțiuni de la coroană la inel. Din analiza profilelor se poate observa că ambele palete au același bord de atac, iar diferențele apar la bordul de fugă, care este caracterizat de v_{sf} corespunzător fiecărei geometrii a paletei rotorului la bordul de fugă.

În figura 6. 21 sunt reprezentate și suprapuse geometriile paletelor 3D corespondente rotorului inițial (gri), respectiv, noului rotor (mov).



a. Vedere dinspre bordul de atac



b. Vedere dinspre bordul de fugă

Fig. 6. 21 Geometria 3D a noului paletaj rotoric (mov) suprapusă peste geometria inițială (gri)

6.6 Concluzii

Proiectarea unui rotor de turbină hidraulică 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.

În capitolul 6 s-a proiectat un rotor de turbină hidraulică – studiu de caz (turbina model Francis GAMM), utilizând un soft specializat ce se bazează pe metoda inversă de proiectare. În urma procesului de proiectare, a fost obținută noua geometrie a paletajului rotoric. Noul rotor are același număr de palete, respectiv, aceeași raza de referință corespunzătoare rotorului inițial. Din punct de vedere geometric, bordul de fugă al noului paletaj rotoric este rotunjit, diferit față de cel drept pe direcție radială al variantei inițiale, ce corespunde proiectării cu metodele clasice. Bordul de atac al noului rotor, după cum se poate observa are aceeași formă geometrică și înclinare în plan meridian ca cea corespunzătoare rotorului inițial. S-a evidențiat că prin modificarea configurației vitezei axiale fără rotație modificăm forma bordului de fugă, în timp ce bordul de atac rămâne nemodificat. Important de menționat este că, după cum se poate observa în fig. 6. 20b, din punct de vedere geometric noua paleta este mai scurtă decât cea inițială. O concluzie importantă este că geometria paletei noului rotor reprezentată cu mov, este cea care în urma cuplării cu tubul de aspirație existent îmbunătățește performanțele turbinei din punct de vedere energetic.

7. Concluzii, Contribuții și Perspective

7.1 Concluzii generale

Prezenta lucrare tratează modelarea și optimizarea curgerii cu rotație, pentru proiectarea inversă a turbomașinilor hidraulice. Estimarea celor mai bune performanțelor a turbinei hidraulice încă din faza de preproiectare a acesteia, micșorează semnificativ timpul de cercetare → proiectare → realizare a acestora.

Din analiza stadiului actual al optimizării performanțelor turbinelor hidraulice s-a observat că niciuna dintre abordări nu este adresată performanțelor turbinei la diferite profile de viteză la intrarea în tubul de aspirație. Cercetarea întreprinsă în această teză a fost concentrată înspre această direcție, de a parametriza utilizând un număr mic de parametri, respectiv, optimiza curgerea cu rotație la intrarea în tubul de aspirație, iar în final de a proiecta rotorul turbinei utilizând metoda inversă.

Partea I a tezei de doctorat a fost concentrată pe *parametrizarea* curgerii cu rotație aval de rotor pe o plajă largă de funcționare utilizând un model matematic de calcul al curgerii cu rotație dezvoltat de către Resiga et. al [104]. Modelul utilizează 3 parametri pentru a descrie curgerea cu rotație, respectiv, cinematica curgerii cu rotație aval de rotor, fiind util pentru utilizarea acestuia într-o problemă de optimizare, datorită numărului redus de parametri necesari pentru a parametriza curgerea. Cei trei parametri sunt: debitul adimensional φ , fluxul de moment cinetic adimensional aval de rotor m_2 , pentru descrierea curgerii aval de rotor la diferite puncte de funcționare, respective, viteza axială fără rotație adimensională v_{sf} pentru descrierea cinematicii curgerii aval de rotor. Pentru validarea modelului matematic a fost utilizate datele experimentale corespunzătoare turbinei test Francis GAMM. A fost utilizată această turbină proiectată de către EPFL, deoarece datele experimentale corespunzătoare diferitelor puncte de funcționare a acesteia au fost disponibile pentru utilizarea acestora în scopuri de cercetare. Astfel, modelul matematic a fost validat cu date experimentale corespunzătoare a trei puncte de funcționare la cădere constantă a acestei turbine. În figura 2. 9 s-a observat că modelul surprinde foarte bine profilele de viteză obținute din experiment, cu excepția zonei din vecinătatea axei, deoarece modelul nu ia în considerare efectele vâscoase datorate dărei coroanei.

Avantajele modelului matematic utilizat pentru a parametriza curgerea cu rotație aval de rotor sunt:

- 1) oferă posibilitatea de calcul a profilelor de viteză la ieșirea din rotor într-un timp relativ scurt;
- 2) geometria paletei rotorului la bordul de fugă este în legătură directă cu profilul vitezei axiale fără rotație v_{sf} , ceea ce permite controlul asupra geometriei acesteia prin modificarea acestuia;
- 3) cei 2 coeficienți v_{sf}^{ave} și v_{sf}^{slo} ai vitezei axiale fără rotație sunt potriviți pentru a fi implementați într-o metodă de optimizare, pentru a optimiza profilele de viteză la intrarea în tubul de aspirație, cu scopul de a minimiza pierderile de energie la cuplarea rotorului cu un tub de aspirație existent;
- 4) modelul este potrivit pentru optimizarea curgerii încă din proiectarea preliminară necunoscând geometria noului rotor sau pentru *re tehnologizarea* turbinelor existente, deoarece permite evaluarea mai multor regimuri de funcționare într-un timp relativ scurt.

În capitolul 3 a fost stabilit domeniul de analiză, rețeaua de discretizare a acestuia, condițiile la limită și modelul de turbulență utilizat în simulările numerice 3D a curgerii cu rotație. Domeniul de analiză ce corespunde unui tub de aspirație de turbină Francis este utilizat pentru a investiga comportarea acestuia din punct de vedere energetic pe o plajă largă de funcționare la diferitele configurații a curgerii cu rotație impuse la intrare. Apoi au fost stabilite cantitățile de interes și metoda de investigare a hidrodinamicii tubului de aspirație la diferitele configurații a curgerii cu rotație (diferite profile de viteză) impuse la intrare în domeniul de analiză.

Partea a II-a cercetării doctorale a fost concentrată pe optimizarea curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație funcție de criteriul energetic. Pentru a optimiza curgerea cu rotație la intrarea în tubul de aspirație au fost definite variabilele de control: media v_{sf}^{ave} și panta v_{sf}^{slo} vitezei axiale fără rotație, respectiv, funcția obiectiv: media ponderată a pierderilor relative de energie în tubul de aspirație $DTLOSS$. Utilizând algoritmul "DSM" (Downhill Simplex Method), prezentat în detaliu în §4.3, s-a demonstrat că se poate găsi un minim pentru care funcția obiectiv are valoarea cea mai mică. Avantajul acestui algoritm este că în afară de criteriul de oprire, numai există niciun alt parametru ajustabil de setat. În urma aplicării algoritmului DSM a fost identificată configurația optimă a v_{sf} obținând apoi profilele de viteză optimizate de la intrarea în tubul de aspirație pe întreaga plajă de funcționare investigată. Parametrii configurației optime a v_{sf} corespund $v_{sf}^{ave} = 0.320$ și $v_{sf}^{slo} = 0.125$, care sunt diferiți de cei corespondenți rotorului existent $v_{sf}^{ave} = 0.328$ și $v_{sf}^{slo} = 0.00$, sugerând faptul că este destul loc de îmbunătățire a geometriei paletajului rotoric la bordul de fugă.

Profilele de viteză obținute în urma optimizării pentru cele 6 puncte de funcționare luate în considerare sunt caracterizate de către o reducere semnificativă a vitezei axiale în vecinătatea axei. În consecință, punctele de funcționare OP1 și OP2 au un deficit al vitezei axiale în vecinătatea axei. Aceste profile de viteză corespund profilelor de viteză de tip dâră. Viteza circumferențială este fie co-rotativă fie contra-rotativă față de direcția de rotație a rotorului. Odată ce creșterea debitului, viteza axială ajunge la o distribuție cvasi-constantă, în timp ce viteza circumferențială este co-rotativă la regimuri de funcționare la sarcină parțială, respectiv, contra-rotativă la regimuri de funcționare la suprasarcină.

În capitolul 5, au fost evaluate îmbunătățirile hidrodinamice aduse de profilele de viteză optimizate. Mărimea ce cuantifică îmbunătățirile din punct de vedere energetic pentru cele 6 puncte de funcționare investigate este pierderea relativă de energie în tubul de aspirație $h_{r,DT}$. Pentru evaluarea în detaliu a hidrodinamicii tubului de aspirație au fost definite în §3.5 mărimile ce caracterizează performanțele tubului de aspirație.

În urma analizei din capitolul 5 s-a constatat că variația pierderilor relative de energie din tubul de aspirație corespunzătoare configurației optimizate a curgerii cu rotație are minimul pierderilor transportat către debite mai mari, mai exact la punctul OP3 de funcționare, corespunzător debitului $\varphi = 0.30$, ceea ce înseamnă că vârful diagramei colinare a turbinei Francis GAMM este mutat către debite mari. Drept urmare, mutând vârful colinei la debite mai mari se reduc pierderile de energie la regimuri de funcționare la suprasarcină. Minimizarea pierderilor de energie la regimuri de funcționare la suprasarcină este la ora actuală unul din obiectivele principale urmărite de marile companii producătoare de energie hidroelectrică.

De asemenea s-a constatat că rezultate similare ale $DTLOSS$ se pot obține din diferitele configurații ale perechilor v_{sf}^{ave} , v_{sf}^{slo} . Conform fig. 5. 5, regiunea cu gri este considerată regiunea în care se găsesc configurații rezonabile ale paletajului rotorului la bordul de fugă, dar desigur că este recomandat ca soluțiile proiectate să fie cât mai aproape de soluția optimă. Totuși, această flexibilitate în alegerea configurației v_{sf}^{ave} , v_{sf}^{slo} , din regiunea considerată rezonabilă, este foarte importantă atunci când rotorul ce va fi proiectat trebuie să respecte constrângerile tehnologice și de structură impuse.

O concluzie importantă în urma analizei efectuate în §5 este că pentru tubul de aspirație investigat dat în figura 3. 1, aceste tipuri de profile de viteză, fig. 4. 7b, cu zone mari de co-rotăție, respectiv, contra-rotăție și cu o reducere a vitezei axiale în vecinătatea axei ce corespund geometriei optimizate la bordul de fugă al paletei rotorice, sunt cele care aduc o îmbunătățire semnificativă în performanțele acestuia. Astfel, faptul că pierderile minime în cazul configurației optime sunt situate la OP3, noul rotor a fost proiectat la acest punct de funcționare. Acesta a fost un indiciu extrem de important obținut în urma optimizării, datorită faptului că s-a aflat la ce punct de funcționare va trebui proiectat noul rotor pentru a produce aceeași distribuție a pierderilor relative de energie ca cea corespunzătoare configurației optimizate a v_{sf} .

În partea finală a cercetării doctorale s-a proiectat noul rotor de turbină hidraulică la punctul OP3 de funcționare, utilizând un soft specializat ce se bazează pe metoda inversă de proiectare. Metoda inversă de proiectare a turbomașinilor, dezvoltată în ultimii 20 de ani, de Zangeneh [134] a fost utilizată pentru obținerea paletajului rotorului pentru cazul concret a turbinei hidraulice Francis GAMM. 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.

Din punct de vedere al datelor de intrare în programul de proiectare inversă, noua variantă se diferențiază de varianta inițială prin debitul de proiectare, respectiv, valoarea mediată a componentei de rotație a fluidului aval de rotor. Din punct de vedere geometric, bordul de fugă al noului paletaj rotorului este rotunjit, diferit față de cel drept pe direcție radială al variantei inițiale, ce corespunde proiectării cu metodele clasice. Bordul de atac al noului rotor are aceeași formă geometrică și înclinare plan meridian ca cea corespunzătoare rotorului inițial. Important de menționat este că geometria paletei noului rotor reprezentată cu mov ce corespunde configurației $v_{sf}^{ave} = 0.32, v_{sf}^{slo} = 0.125$ identificată în urma aplicării algoritmului de optimizare, este cea care în urma cuplării cu tubul de aspirație existent îmbunătățește performanțele turbinei din punct de vedere energetic.

În concluzie, lucrarea de față abordează și rezolvă un deziderat mai vechi al proiectanților de turbine hidraulice: optimizarea funcționării mașinii printr-o proiectare adecvată. Se oferă o metodologie de optimizare considerând criteriul energetic pentru un studiu de caz – turbina model Francis GAMM, care este aplicabilă în special turbinelor hidraulice radial-axiale. Este de subliniat cuplarea etapelor de: parametrizare → optimizare → analiza numerică a curgerii în tubul de aspirație, și crearea unei bucle: proiectare → analiză numerică → concluzii privind funcționarea rotorului re-proiectat și analiză numerică finală.

7.2 Contribuții personale

1. Validarea modelului matematic de calcul a curgerii cu rotație aval de rotor cu date experimentale corespunzătoare turbinei Francis GAMM.
2. Evaluarea sensibilității performanțelor tubului de aspirație la diferite configurații a vitezei axiale fără rotație și evidențierea importanței acestei mărimi asupra pierderilor de energie.
3. Introducerea și aplicarea în domeniul turbinelor hidraulice într-o problemă de optimizare, a metodei Downhill Simplex (DSM).
4. Introducerea și aplicarea suprafețelor de răspuns pentru identificarea minimului funcției obiectiv.
5. Reproiectarea cu metoda inversă a rotorului turbinei Francis GAMM, conform datelor obținute în urma aplicării algoritmului de optimizare.

7.3 Perspective

Pentru continuarea cercetărilor se propun următoarele direcții:

- Simularea numerică 3D a noului rotor, apoi impunerea profilelor de viteză de la ieșirea din rotor, obținute în urma simulării 3D, la intrarea în tubul de aspirație, pentru a analiza dacă a fost obținută aceeași distribuție a pierderilor relative de energie ca cea corespunzătoare curgerii optimizate.
- Luarea în calcul a unei metode de optimizare a încărcării paletelor rotorice pe criteriul cavitativ în cadrul etapei de reproiectare a rotorului, astfel încât la cuplarea acestuia cu tubul de aspirație existent, să avem o funcționare îmbunătățită din punct de vedere energo-cavitativ nu doar energetic a turbinei pe o plajă largă de funcționare.

A. 1 Program FORTRAN de calcul a dependenței $m_2(\varphi)$

```

C      fit data for turbine operation at variable regimes

      PROGRAM VAROPFIT
      IMPLICIT NONE

      INTEGER LDR, NOBS, NPARAM
      PARAMETER (NOBS=7, NPARAM=2, LDR=NPARAM)
      INTEGER IDERIV, IRANK
      REAL*8 DFE, R(LDR,NPARAM), SSE, THETA(NPARAM)

C      reference point data
      REAL*8 Qstar, Hstar, M2star, Astar
      PARAMETER (Qstar = 0.308D0, Hstar = 1.07D0)
      REAL*8 M2, Q
      INTEGER I

      EXTERNAL M2Q, DRNLIN, DR2LIN, DR8LIN

      DATA THETA / 0.4D-1, 0.55D0 /

C      initialize for parameters
      THETA(1) = 0.4D-1
      THETA(2) = 0.55D0
      M2star = THETA(1)
      Astar = THETA(2)
      PRINT '( " m2_star =",G15.7)', M2star
      PRINT '( " alpha1_star =",G15.7)', DASIN(Astar)/DACOS(-1.D0)
      &
      *180.D0
      IDERIV = 1
      CALL DRNLIN (M2Q, NPARAM, IDERIV, THETA, R, LDR,
      &
      IRANK, DFE, SSE)

C      use non-default parameters with R8LIN and R2LIN

C      print computed fit parameters
      M2star = THETA(1)
      Astar = THETA(2)

      PRINT '( " m2_star =",G15.7)', M2star
      PRINT '( " alpha1_star =",G15.7)', DASIN(Astar)/DACOS(-1.D0)
      &
      *180.D0

      CALL DRNLIN (M2Q, NPARAM, IDERIV, THETA, R, LDR,

```

```

& IRANK, DFE, SSE)
PRINT (' m2_star =",G15.7)', M2star
PRINT (' alpha1_star =",G15.7)', DASIN(Astar)/DACOS(-1.D0)
&
*180.D0

```

```

C compute the m2(q) fitted curve
PRINT (' m2_0.714 =",G15.7,F7.2"%)',
&M2(0.26428D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&(M2(0.26428D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)/0.48341D-1-1.D0)*1.D2

PRINT (' m2_0.919 =",G15.7,F7.2"%)',
&M2(0.34015D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&(M2(0.34015D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)/0.36829D-1-1.D0)*1.D2

PRINT (' m2_0.974 =",G15.7,F7.2"%)',
&M2(0.36066D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&(M2(0.36066D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)/0.30264D-1-1.D0)*1.D2

PRINT (' m2_BEP =",G15.7,F7.2"%)',
&M2(0.37014D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&(M2(0.37014D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)/0.28227D-1-1.D0)*1.D2

PRINT (' m2_1.025 =",G15.7,F7.2"%)',
&M2(0.37950D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&(M2(0.37950D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)/0.25154D-1-1.D0)*1.D2

PRINT (' m2_1.050 =",G15.7,F7.2"%)',
&M2(0.38881D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&(M2(0.38881D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)/0.21944D-1-1.D0)*1.D2

PRINT (' m2_1.107 =",G15.7,F7.2"%)',
&M2(0.40976D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&(M2(0.40976D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)/0.13239D-1-1.D0)*1.D2

C Sum of squares for error
WRITE(*,(' sum squares error = ",G15.7)') SSE
SSE=0.D0
SSE = SSE
&+(M2(0.26428D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)-0.48341D-1)**2
&+(M2(0.34015D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)-0.36829D-1)**2
&+(M2(0.36066D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)-0.30264D-1)**2
&+(M2(0.37014D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)-0.28227D-1)**2
&+(M2(0.37950D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)-0.25154D-1)**2
&+(M2(0.38881D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)-0.21944D-1)**2
&+(M2(0.40976D0,Qstar,Hstar,M2star,Astar)-0.13239D-1)**2
WRITE(*,(' sum squares error = ",G15.7)') SSE

OPEN(1,FILE='q-m2_fit-m1.dat')

```

```

DO I=0,30
    Q = 0.15D0 + DFLOAT(I)*0.1D-1
    WRITE (1,'(3G15.7)') Q,M2(Q,Qstar,Hstar,M2star,Astar),
&    M2(Q,Qstar,Hstar,M2star,Astar)+Q*Hstar/2.D0
ENDDO
CLOSE(1)

END PROGRAM

SUBROUTINE M2Q(NPARAM,THETA,IOPT,IOBS,FRQ,WT,E,DE,IEND)
IMPLICIT NONE
INTEGER NPARAM, IOPT, IOBS, IEND
C IOPT = 0 (evaluate the function) - input
REAL*8 THETA(NPARAM), FRQ, WT, E, DE(2),
&    M2star, Astar, Qstar, Hstar
C if IDERIV=0 DE is not referenced and can be a vector of lenght one
PARAMETER (Qstar = 0.37D0, Hstar = 1.18D0) ! reference point
INTEGER NOBS ! number of experimental data points
PARAMETER (NOBS=7)
REAL*8 Qdata(NOBS), M2data(NOBS), M2

C    experimental data for three operating regimes
DATA Qdata /0.26428D0, 0.34015D0, 0.36066D0, 0.37014D0,
&    0.37950D0, 0.38881D0, 0.40976D0 /
DATA M2data/0.48341D-1, 0.36829D-1, 0.30264D-1, 0.28227D-1,
&    0.25154D-1, 0.21944D-1, 0.13239D-1 /

C    local copies of the fit parameters
M2star = THETA(1)
Astar = THETA(2)

IF (IOBS .LE. NOBS) THEN
    IEND = 0 ! completion indicator (IOBS <= NOBS)
    WT = 1.0D0 ! weight for the observation
    FRQ = 1.0D0 ! frequency for the observation
C    E = (M2star+Qstar*Hstar/2.D0)*
C    &    (Qdata(IOBS)/Qstar)*
C & DSQRT(1.D0-Astar**2*Qdata(IOBS)**2/Qstar**2)
C & /DSQRT(1.D0-Astar**2)
C & -Qdata(IOBS)*HSTAR/2.D0-M2data(IOBS)

    E = M2(Qdata(IOBS),Qstar,Hstar,M2star,Astar)-M2data(IOBS)

    DE(1) = (Qdata(IOBS)/Qstar)
    &    *DSQRT(1.D0-Astar**2*(Qdata(IOBS)/Qstar)**2)
& /DSQRT(1.D0-Astar**2)
    DE(2) = (M2star+Qstar*Hstar/2.D0)*(Qdata(IOBS)/Qstar)*
    &    Astar*(1.D0-(Qdata(IOBS)/Qstar)**2)/(1.D0-Astar**2)
    &    /DSQRT(1.D0-Astar**2*(Qdata(IOBS)/Qstar)**2)
& /DSQRT(1.D0-Astar**2)
ELSE

```

```
                IEND = 1 ! completion indicator (IOBS greater than no.
observations)
            END IF

            RETURN
            END SUBROUTINE

            REAL*8 FUNCTION M2(Q,Qstar,Hstar,M2star,Astar)
            IMPLICIT NONE
C            compute the flux of moment of momentum function of discharge
C            we consider CONSTANT HEAD H = HSTAR
            REAL*8 Q,Qstar,Hstar,M2star,Astar
                M2 = (M2star+Qstar*Hstar/2.D0)*(Q/Qstar)*
& DSQRT(1.D0-Astar**2*(Q/Qstar)**2)/DSQRT(1.D0-Astar**2)
& -Q*HSTAR/2.D0
            RETURN
            END FUNCTION
```

A. 2 Program FORTRAN „TURBOSWIRL1D” pentru calculul profilelor de viteză aval de rotorul turbinei hidraulice

```

PROGRAM turboswirl1D
C solve the 1D swirl downstream a runner
C minimize the flowforce for turbomachines
IMPLICIT NONE
INCLUDE 'swirldata.inc'
EXTERNAL SWIRLFUNC, SWIRLGRAD
INTEGER M, ME, IBTYPE, IPRINT, MAXITN
PARAMETER (M=1, ME=1, IBTYPE=0, IPRINT=2, MAXITN=300)
DOUBLEPRECISION XGUESS(NMODMAX+1), XLB(NMODMAX+1),
XUB(NMODMAX+1),
& XSCALE(NMODMAX+1), X(NMODMAX+1), F

C problem parameters
NMOD = 20
YW = 1.0050**2 ! draft tube inlet

C GAMM OP1
DISCHARGE = .2600000D0
FLUXRVU = .2560964D-1
C initialize the problem
CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c & XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C nonlinear constrained minimization with analytical gradient
CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
& XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C postprocessing
CALL POST(X,'OP1.dat')
CALL INLETSWIRL(X,'OP1.prof')

C GAMM OP2
DISCHARGE = .2800000D0
FLUXRVU = .2294782D-1
C initialize the problem
CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c & XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C nonlinear constrained minimization with analytical gradient
CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
& XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C postprocessing

```

```
CALL POST(X,'OP2.dat')
CALL INLETSWIRL(X,'OP2.prof')

C   GAMM OP3
DISCHARGE = .3000000D0
FLUXRVU = .1910405D-1
C   initialize the problem
CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C   nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c   CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c   & XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C   nonlinear constrained minimization with analytical gradient
CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
& XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C   postprocessing
CALL POST(X,'OP3.dat')
CALL INLETSWIRL(X,'OP3.prof')

C   GAMM OP4
DISCHARGE = .3200000D0
FLUXRVU = .1392168D-1
C   initialize the problem
CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C   nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c   CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c   & XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C   nonlinear constrained minimization with analytical gradient
CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
& XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C   postprocessing
CALL POST(X,'OP4.dat')
CALL INLETSWIRL(X,'OP4.prof')

C   GAMM OP5
DISCHARGE = .3400000D0
FLUXRVU = .7216558D-2
C   initialize the problem
CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C   nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c   CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c   & XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C   nonlinear constrained minimization with analytical gradient
CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
& XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C   postprocessing
CALL POST(X,'OP5.dat')
CALL INLETSWIRL(X,'OP5.prof')
```

```
C      GAMM OP6
      DISCHARGE =.3600000D0
      FLUXRVU =-.1232879D-2
C      initialize the problem
      CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c      CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c      &          XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      nonlinear constrained minimization with analytical gradient
      CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
&          XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      postprocessing
      CALL POST(X,'OP6.dat')
      CALL INLETSWIRL(X,'OP6.prof')

C      GAMM q026
      DISCHARGE =.2600000D0
      FLUXRVU = .2545462D-1
C      initialize the problem
      CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c      CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c      &          XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      nonlinear constrained minimization with analytical gradient
      CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
&          XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      postprocessing
      CALL POST(X,'q026.dat')
      CALL INLETSWIRL(X,'q026.prof')

C      GAMM q028
      DISCHARGE =.2800000D0
      FLUXRVU = .2693611D-1
C      initialize the problem
      CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c      CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c      &          XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      nonlinear constrained minimization with analytical gradient
      CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
&          XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      postprocessing
      CALL POST(X,'q028.dat')
      CALL INLETSWIRL(X,'q028.prof')

C      GAMM q030
      DISCHARGE =.3000000D0
      FLUXRVU = .2778614D-1
```

```
C      initialize the problem
      CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c      CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c      &          XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      nonlinear constrained minimization with analytical gradient
      CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
&          XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      postprocessing
      CALL POST(X,'q030.dat')
      CALL INLETSWIRL(X,'q030.prof')

C      GAMM q032
      DISCHARGE = .3200000D0
      FLUXRVU = .2791510D-1
C      initialize the problem
      CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c      CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c      &          XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      nonlinear constrained minimization with analytical gradient
      CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
&          XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      postprocessing
      CALL POST(X,'q032.dat')
      CALL INLETSWIRL(X,'q032.prof')

C      GAMM q034
      DISCHARGE = .3400000D0
      FLUXRVU = .2722542D-1
C      initialize the problem
      CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
c      CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c      &          XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      nonlinear constrained minimization with analytical gradient
      CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
&          XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      postprocessing
      CALL POST(X,'q034.dat')
      CALL INLETSWIRL(X,'q034.prof')

C      GAMM q036
      DISCHARGE = .3600000D0
      FLUXRVU = -.1170085D-1
C      initialize the problem
      CALL SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      nonlinear constrained minimization with finite-difference gradient
```



```

c      CALL DNCONF (SWIRLFUNC, M, ME, NMOD+1, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
c      &          XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      nonlinear constrained minimization with analytical gradient
      CALL DNCONG (SWIRLFUNC, SWIRLGRAD, M, ME, NMOD+1, XGUESS,
IBTYPE,
&          XLB, XUB, IPRINT, MAXITN, X, F)
C      postprocessing
      CALL POST(X,'q036.dat')
      CALL INLETSWIRL(X,'q036.prof')

      END PROGRAM

      DOUBLEPRECISION FUNCTION VSF(Y)
C      evaluate the swirl-free velocity function of Y
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Y, VSFaverage, VSFintercept, VSFslope
      INCLUDE 'swirldata.inc'

C      average swirl-free velocity
      VSFaverage = 0.328D0

C      VSF slope
      VSFslope = 0.00D0

C      VSF intercept
      VSFintercept = VSFaverage - VSFslope*YW/2.D0

C      VSF function of Y
      VSF = VSFintercept + VSFslope*Y

      RETURN
      END FUNCTION

      SUBROUTINE SETUP(XGUESS, XLB, XUB, XSCALE)
C      initialize solution and set its bounds
      IMPLICIT NONE
      INCLUDE 'swirldata.inc'
      DOUBLEPRECISION XGUESS(*), XLB(*), XUB(*), XSCALE(*)
      INTEGER IMOD
      DO IMOD = 1,NMOD
          XGUESS(IMOD) = 0.0D0
          XLB(IMOD) = -1.D0
          XUB(IMOD) = 1.D0
          XSCALE(IMOD) = 1.D0
      END DO
      XGUESS(NMOD+1) = YW/2.D0 ! initialize stagnation
      XLB(NMOD+1) = 0.D0 ! lower limit stagnation (axis)
      XUB(NMOD+1) = 0.9D0*YW ! upper limit stagnation
      XSCALE(NMOD+1) = 1.D0
      RETURN
      END SUBROUTINE

```

Bibliografie

[1]	Anton, I.,	(1979). <i>Turbine Hidraulice</i> , Ed. Facla, Timișoara
[2]	Anton, L.E., Baya, Al.	(2002). <i>Mecanica fluidelor, masini hidraulice si actionari</i> , ISBN: 973-8391-65-2, Ed. Orizonturi Universitare, Timisoara
[3]	Arpe, J. and Avellan, F.	(2002). Pressure wall measurements in the whole draft tube: steady and unsteady analysis. In <i>Proc. of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Lausanne, Switzerland.
[4]	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.
[5]	Ashihara, K., Goto, A., Kamijo, K., Yamada, H., Hashimoto, T., Uchiyumi, 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.
[6]	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.
[7]	Avellan, F., Dupont, P., Farhat, M., Gindroz, B., Henry, P., Hussain, M., Parkinson, E., Santal, O.,	(1990). Flow Survey and blade pressure measurements in a Francis turbine model", <i>Proc. of 15th I.A.H.R. Symposium on modern technology in hydraulic energy production</i> , 11-14 September, Belgrade, vol. 2, Session I, Paper 14, 14 pages.
[8]	Avellan, F.,	(2000). Flow investigations in a Francis draft tube: the FLINDT project. In <i>Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation</i> .
[9]	Bergström, J.	(1999). Approximations of numerical errors and boundary conditions in a draft tube. In: <i>Proc. of Turbine 99 – Workshop on Draft Tube Flow</i> , 20-23 June, Porjus, Sweden, Eds. B R Gebart et al.
[10]	Bergstrom, R.	(1997). Two equation turbulence models for swirling flow. <i>Chalmers University of Technology</i> , Goteborg, Sweden.
[11]	Blommaert, G., Prenat, J.E., Avellan, F. and Boyer,	(1999). A. Active control of Francis turbine operation stability. In <i>3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference</i> , San Francisco, California, USA.
[12]	Bonhome, C., Leroy, G., Burguburu, S., Toussaint, C.,	(2004). Numerical Optimisation of Turbomachinery Bladings, <i>J. of Turbomachinery</i> 126/91
[13]	Bovet, T.,	(1962). Contribution to the study of textFrancis-turbine runner design, <i>ASME</i>
[14]	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.
[15]	Bosioc A., Susan-Resiga R. and Muntean S.,	(2008). Unsteady pressure measurements in a conical diffuser with swirling flow. In <i>Proceedings of the 4th Workshop on Vortex Dominated Flows</i> , pp: 81-89, Bucharest, Romania.
[16]	Bosioc, A.	(2011). Controlul curgerii cu rotatie in conul tubului de aspiratie al turbinelo hidraulice. <i>PhD. Thesis</i> ISSN: 1842-4937,

		Universitatea "Politehnica" Timisoara, Timisoara, Romania.
[17]	Bosioc, A., Tanasa, C., Muntean, S. and Susan-Resiga, R.	(2010). Unsteady pressure measurements and numerical investigation of the jet control method in a conical diffuser with swirling flow. In <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> , Timisoara, Romania.
[18]	Bosioc, A., Tanasa, C., Muntean, S. and Susan-Resiga, R.	(2010). Pressure recovery improvement in a conical diffuser with swirling flow and jet injection. <i>Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Informational Science</i> , 11, 3 245-252.
[19]	Brekke, H.,	(2010). Performance and safety of hydraulic turbines. In <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> , Timisoara, Romania.
[20]	Cervantes, M. J., Gustavsson, H.,	(2007). On the use of the Squire-Long equation to estimate radial velocities in swirling flows. <i>J. Fluids Eng.</i> 129(February), pp. 209-217.
[21]	Chanson, H.,	(2009). <i>Applied Hydrodynamics: An introduction to Ideal and Real Fluids Flows, CRC Press, Taylor and Francis Group, Leiden, The Netherlands, Pages 478 ISBN978-0-415-49271-3</i>
[22]	Chetan, S.K., Dakshina, H.K., Ranjithan, S.R.:	(2001). Constraint method-based evolutionary algorithm (cmea) for multiobjective optimization. <i>Lecture Notes in Computer Science</i> . Springer-Verlag Ed. pp:299-313
[23]	Chen, C., Christophe, N., Farhat, M., Avellan, F. and Tsujiimoto, Y.	(2008). One-Dimensional analysis of full load draft tube surge. <i>J. of Fluids Eng.</i> , 130, 041106-1-041106-6.
[24]	Chiorean, D., Rogoz, I. and Poienariu, I.	(2010). <i>Probleme tehnice rezultate din exploatarea turbinelor hidraulice din cadrul SH Cluj</i> , Hidroelectrica SA, Sucursala Hidrocentrale Cluj.
[25]	Ciocan, T., Susan- Resiga, R. F., and Muntean, S.,	(2011). Analysis of the swirling flow at GAMM Francis runner outlet for different values of the discharge, <i>Proc. of the XXXIIIrd Caius-Iacob Conference On Fluid Mechanics and Its Technical Applications</i> , pp: 33-41, Bucharest, Romania.
[26]	Ciocan, T., Susan- Resiga, R., Muntean, S.,	(2013). Improving draft tube hydrodynamics over a wide operating range, <i>Proc. of the Romanian Academy, Series: A, Mathematics, Physics, Technical Science, Information Sciences</i> , (Accepted for publication)
[27]	Ciocan, T.	(2009). Proiectare turbină Francis în TURBodesign ¹ , <i>Proiect de Diplomă</i> , Timișoara, România
[28]	Ciocan T., Muntean S. and Susan-Resiga R.	(2012). Self-induced unsteadiness of the GAMM Francis turbine draft tube at partial discharge. In <i>Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow</i> , pp:64-772, Budapest, Hungary.
[29]	Ciocan, G.D., Iliescu, M., Vu, T.C., Nennemann, B. and Avellan, F.	(2007). Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex. <i>J. of Fluids Eng.</i> , 129 146-158.
[30]	Daneshkah, K., Zangeneh, M.	(2010). Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method, <i>IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> (12) 012058, <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Timișoara, Romania
[31]	Derakhshan, S., Mostafavi. A.,	(2011), Optimization of GAMM Francis Turbine Runner. <i>World Academy of Science, Engineering and Technology</i> . Vol. 59, pp: 717-723.

[32]	Dulikravich, B.H., Dennis, G.S.	(2001). Multi-disciplinary analysis and design optimisation, <i>Mini-Symposium on Inverse Problems, State of the Art Future Trends</i>
[33]	Drinta, P., Sallaberger, M.	(1999). Hydraulic Turbines- Basic Principle and State-of-the-Art Computation Fluid Dynamics Application, <i>Proc. Institute of Mechanical Eng.</i> , vol 213 (Part C) pp 85-102
[34]	Eisinger, R., Ruprecht, A.,	(2001). Automatic shape optimization of hydro turbine components based on CFD. In: <i>Seminar on CFD for Turbomachinery Applications</i> , Gdansk, v2001-05. http://www.ihs.uni-stuttgart.de/forschung/veroeff/stroem/v2001_05.pdf
[35]	Escudier, M.	(1987). Confined vortices in flow machinery. <i>Ann. Rev. Fluid Mech</i> , 19, 27-52.
[36]	Fan, H.Y.,	(1998). An inverse design method of diffuser blades by genetic algorithms. <i>Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy</i> 112(4), 261-268.
[37]	Favre, J.N.,	(1989). Resolution of Inverse Problem by Small Perturbations of an Inviscid Potential Flow", <i>Ph.D. Thesis</i> , LMH-EPFL, Lausanne, Switzerland.
[38]	Dixon, S.L.,	(1998). <i>Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery</i> . Linacre House, Jordan Hill, Offord
[39]	Georgescu, A.M., Georgescu, S.C.	(2007). <i>Hidraulica rețelelor de conducte și mașini hidraulice</i> . Ed. Printech ,București, Romania.
[40]	Galvan, S. R.,	(2007). Optimization of the inlet velocity profile of the Turbine-99 draft tube <i>PhD thesis</i> (Montréal: École Polytechnique)
[41]	Galván, S., Rubio, C., Pacheco, J., Mendoza, C., Toledo, M.,	(2013). Optimization methodology assessment for the inlet velocity profile of a hydraulic turbine draft tube. Part I: computer optimization techniques. <i>J. Glob. Optim.</i> 55(1), 53-72
[42]	Galván, S., Rubio, C., Pacheco, Gildardo, S., Georgina, G.,	(2012). Optimization methodology assessment for the inlet velocity profile of a hydraulic turbine draft tube. Part II: performance evaluation of draft tube model. <i>J. Glob. Optim.</i> 1-21
[43]	Galván, S., Page, M., Guibault, F., Reggio, M.,	(2005). Numerical validation of different CFD $k-\epsilon$ turbulent models using FLUENT code. In: <i>Turbine-99 III, Proceedings of the Third IAHR/ERCOFTAC Workshop on the Draft Tube Flow</i> , 8-9 Dec 2005, Porjus, Sweden, paper 4
[44]	Galván, S., Reggio, M., Guibault, F.,	(2011). Assessment study of $k-\epsilon$ turbulence models and near-wall modeling for steady state swirling flow analysis in draft tube using fluent. <i>Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.</i> 5(4), 459-478.
[45]	Goto, A., Ashihara, K.	(1999). Improvements of Suction Performance of Pump Impellers using 3D Inverse Design, <i>3rd AMSE/JSME Joint Fluids Engineering Conference</i> July 18-23, San Francisco, California, FEDSM99-6848, pp: 201-206
[46]	Goto, A., Zangeneh M.	(1998). Hydrodynamic Design of Pump Diffuser Using Inverse Design Method and CFD, <i>ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting</i> , Washington D.C., ASME paper FEDSM98-4854 , pp: 201-206
[47]	Göde, E., Ruprecht, A., Lippold, F., Krause, E., Shokin, Y., Resch, M., Shokina, N.:	(2006). On the part load vortex in draft tubes of hydro electric power plants. <i>Computational Science and High Performance Computing II – Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design</i> (Berlin: Springer), Vol. 91, pp: 217-31
[48]	Hart, M., Whitehead, D. S.	(1897). A design method for 2D cascades for turbomachinery blades, <i>Int. J. Numer. Methods Fluids</i> , Vol. 7, 1363-1381

[49]	Hawthorne, W.R., Tan, C.S., Wang, C., McCune, J.E.	(1984). Theory of Blade Design for Large Deflections: Part I – Two Dimensional Cascades, <i>ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power</i> , Vol. 106, pp. 346-353.
[50]	Henry, P.,	(1995). Calcul et trace de l'aubage de la turbine textFrancis, <i>INHEF-LMH EPFL, Av. De Cour 33b, Lausanne, Switzerland</i>
[51]	Hothersall, R., Huntsman, I.	(2007). A new 3D CFD based design system for water turbine design, <i>Hydro 2007, Granada, Spain, CD-Rom, October 15-17.</i>
[52]	Jacob, T.,	(1993). Evaluation sur modele reduit et prediction de la stabilite de fonctionnement des turbines Francis, <i>Phd. Thesis, Ecole Polytechnique de Laussane, Switzerland.</i>
[53]	Jacob, T. and Prenat, J.E.,	(1993). Francis turbine surge: discussion and data base. In <i>Proc. of the 18th IAHR Symposium on Hydarulic Machinery and Cavitation</i> , pp:855-864.
[54]	Keck, H., Goede, E., Pestalozzi, J.	(1990). Experience with 3D Euler Flow Analysis as a Practical Design Tool, <i>In Proc. of 16th IAHR Symp., Sao Paolo, Brazil</i>
[55]	Kleijnen, Jack, P.C.,	(2009). Kriging metamodeling in simulation: A review. <i>Eur. J. Oper. Res.</i> 192, pp: 707-716
[56]	Kubo, M., Zangeneh, M., Ejiri, E.	(1997). On 3 rd Inverse Design of an Automotive Torque Converter Pump Impeller in Shear Flow, pp: 201-206
[57]	Kuibin, P.A., Okulov, V.L., Susan-Resiga, R. and Muntean, S.,	(2010). Validation of analytical formulae for predicting the vortex rope rotating frequency". <i>Proc. 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , vol. 12, Earth and Environmental Science of Institute of Physics Conference Series, IoP, Paper 012051 (10 pp).
[58]	Kridge, D.G.,	(1951). A statistical approach to some mine valuations and allied problems at the Witeatersrand", <i>Master's thesis, University of Witwatersrand</i>
[59]	Kikuyama, K., Hasegawa, Y., Augusto, G., Nisibori, K. and Nakamura, S.	(1996). The swirling inlet flow effects on the pressure recovery of a low head water turbine draft tube. In <i>Proc of the 18th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation</i> (Valencia, Spain, 875-885.
[60]	Kirschner, O., Schmidt, H., Ruprecht, A., Mader, R., and Mausburger, P.	(2010).. Experimental investigation of vortex control with an axial jet in the draft tube of a model pump-turbine. In <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Timisoara, Romania.
[61]	Kirschner, O., Grupp, J. and Schmidt, H.	(2008). Experimental investigation of vortex control in a straight draft tube model. In <i>4th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics</i> , Stuttgart, Germany.
[62]	Kirschner, O., Ruprecht, A. and Gode, E.,	(2009). Experimental investigation of pressure pulsation in a simplified draft tube. In <i>Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , Brno, Czech Republic, 55-65.
[63]	Kirschner, O. and Ruprecht, A.,	(2007). Vortex rope measurements in a simplified draf tube. In <i>2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , Timisoara, Romania, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, 185-197.
[64]	Lauder, B.E., Spalding, D. B.,	(1974). The numerical computation of turbulent flows. <i>Int J. of Computations Methods in Appl. Mech. and Eng.</i> 31(8), pp. 1414-1421.
[65]	Lewis, R., I.	(1982). A method for inverse aerofoil and cascade design by surface vorticity, <i>ASME Paper 82-GT-157</i>
[66]	Lighthill M.J.	(1945). A new method of two dimensional aerodynamic design,

		ARC R&M 2104
[67]	Lindgren, M.,	(2002). Automatic shape optimization of hydropower flows: the draft tube. <i>Master's thesis</i> , Luleå University of Technology, Luleå.
[68]	Marjavaara, D., Lundström, T.,	(2005). Redesign of a sharp heel draft tube by a validated CFD-optimization. <i>Int. J. Numer. Meth. Fluids</i> 50, 911-924
[69]	Marjavaara, B.D.,	(2006). CFD Driven optimization of hydraulic turbine draft tubes using surrogate models. <i>PhD. Thesis</i> 1402-1544, Lulea University of Technology.
[70]	Maruzewski, P., Hayashi, H., Munch, C., Yamaishi, K., Hashii, T., Mombelli, H. P., Sugow, Y., Avellan, F.,	(2010). Turbulence modeling for Francis turbine water passages simulation. <i>IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> 12(012070). Proc. XV th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation. Timisoara, Romania, 20-24 September.
[71]	Mauri, S.	(2002). Numerical simulation and flow analysis of an elbow diffuser. Ecole Polytechnique de Lausanne, Switzerland.
[72]	Mead, R., Nelder, J.A.,	(1965). A simplex method function minimization. <i>Computer J.</i> 7, pp: 308-313
[73]	Menter, F.R.,	(1993). Zonal two-equation k- ω turbulence model for aerodynamic flows, <i>AIAA Journal</i> , pp. 1993-2906.
[74]	Menter, F.R.,	(1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. <i>AIAA J.</i> Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605.
[75]	Muntean, S., Ruprecht, A., Susan-Resiga, R. F.,	(2005). A Numerical Investigation of the 3D Swirling flow in a Pipe with Constant Diameter Part 1: Inviscid Computation. <i>Proc. of the Workshop on Vortex Dominated Flows. Achievements And Open Problems.</i> Timisoara, Romania, pp. 77-86.
[76]	Muntean, S., Buntic, I., Ruprecht, A., Susan-Resiga, R. F.,	(2005). A Numerical Investigation of the 3D Swirling flow in a Pipe with Constant Diameter Part 2: Turbulent Computation. <i>Proc. of the Workshop on Vortex Dominated Flows. Achievements And Open Problems.</i> Timisoara, Romania, pp. 87-96.
[77]	Muntean, S., Ciocan, T., Susan-Resiga, R.F., Cervantes, M., Nilsson, H.,	(2012). Mathematical, numerical and experimental analysis of the swirling flow at a Kaplan runner outlet. <i>IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> 15(032001), XVI th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, 19 - 23 August.
[78]	Muntean, S., Nilsson, H., Susan-Resiga, R. F.,	(2009). 3D Numerical Analysis of the Unsteady Turbulent Swirling Flow In A Conical Diffuser Using FLUENT and OpenFOAM, Proc. of the 3 rd IAHR Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamics Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, pp. 155-164.
[79]	Muntean, S.,	(2008). Analiza numerica a curgerii in turbinele hidraulice Francis. <i>Ed. Orizonturi Universitare</i> , Timisoara.
[80]	Muntean, S.,	(2002) Numerical Methods for Threedimensional Flow in Francis Turbine Runners, <i>PhD thesis</i> , Politehnica University of Timisoara, Timisoara, Romania. (in Romanian)
[81]	Muntean, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A. and Bernad, S.	(2007). Water jet control technique for swirling flows in Francis turbines diffuser. In <i>3rd International Conference on Energy and Environment</i> , Bucharest, Romania, U.P.B. Sci. Bull., Series C
[82]	Muntean S., Bosioc A., Stanciu R., Tanasa C. and Susan-Resiga R.	(2011). 3D Numerical Analysis of a Swirling Flow Generator. In <i>Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , Belgrade, Serbia.
[83]	Muntean, S.,	(2009). Numerical investigation of the jet control method for

	Susan-Resiga, R. and Bosioc, A.	swirling flow with precessing vortex rope. In <i>Proceeding of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> (Brno, Czech Republic, 65-75.
[84]	Mitchell, M.,	(1996). An Introduction to Generic Algorithms. <i>Cambridge MA: MIT Press</i> ISBN9780585030944
[85]	Nakahashi, K., Jeong, S., Obayashi, S.	(2002). Supersonic Inverse Design method for wing-fuselage design, <i>Tech. Report</i> , Tohoku University, National Aerospace Laboratory, Fujitsu Limited
[86]	Nagafuji, T., Uchida, K., Tezuka, K., Sugama, K.	(1999). Navier Stokes Prediction on Performance of a Francis Turbine with High Specific Speed, <i>ASME Fluids Eng.</i> (FEDSM99-7815)
[87]	Novak, R., A., Haymann-Haber, G.	(1982). A mixed-flow cascade passage design procedure based on power series expansion, <i>ASME Paper 82-GT-121</i>
[88]	Nievergelt, J., Gasser, R., Mäser, F., Wirth, C.,	(1995). All the needles in a haystack: Can exhaustive search overcome combinatorial chaos?. In: <i>Lecture Notes in Computer Science. Computer Science Today</i> . v1000, pp: 254-274
[89]	Nishi, M., Shigenori, M., Takashi, K. and Yosutashi, S.	(1982). Flow regimes in a elbow draft tube. In <i>IAHR Symposium, Operating Problems of Pump Station and Power Plants</i> .
[90]	Oyama, A., Liou, M., Obayashi, S.:	(2002). Transonic axial-flow blade shape optimization using evolutionary algorithm and three-dimensional Navier-Stokes solver. In: <i>9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization</i> , Atlanta, Georgia, vol. AIAA 2002-5642
[91]	Parkinson, E.	(1995). Test case 8: Francis turbine, Turbomachinery Workshop <i>ERCOFTAC II</i> , http://lmhwww.epfl.ch/Research/EVA/Gamm_files/Gamm.pdf
[92]	Peng, G., Cao, S., Ishizuca, 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
[93]	Press, W. H., Teukolsky, S. A., Vetterling, W. T., Flannery, B. P.,	(1996). Numerical Recipes in FORTRAN77: The Art of Scientific Computing. 2 nd Ed., New York: Cambridge University Press Ed.
[94]	Radha Krishna, H.C.	(1997). <i>Hydraulic design of hydraulic machinery</i> . ed. Limited Asghate Publishing, Avebury.
[95]	Ruprecht, A., Helmrich, T., Aschenbrenner, T. and Archerer, A.,	(2002). Simulation of vortex rope in a turbine draft tube. In <i>Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Lausanne, Switzerland, 257-264.
[96]	Ruprecht, A., Helmrich, T., Aschenbrenner, T. and Scherer, T.	(2001). Simulation of pressure surge in a hydro power plant caused by an elbow draft tube. In <i>10th International Meeting of the Workgroup on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions</i> , Trondheim, Norway
[97]	Ruprecht, A., Grupp, J., Al-Salaymeh, A. and Kirscher, O.,	(2008). Experimental and numerical investigation of vortex control in a simplified straight draft tube model. In <i>24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Foz do Iguassu, CD-ROM.
[98]	Sallaberger, M.	(1996). Quasi-Three-Dimensional and Three-Dimensional Flow Calculation in a Francis Turbine, <i>IGTI</i> (Birmingham) p. 96-GT-38
[99]	Skotak, A., Mikulasek, J. and Troubil, P.,	(2001). Unsteady flow in the draft tube with elbow. Part A - experimental investigation. In <i>10th International Meeting of the Workgroup on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady</i>

		<i>Oscilatory Conditions</i> , Trondheim, Norway.
[100]	Singh, P., Nestmann, F.,	(2010). Exit blade geometry and part-load performance of small axial flow propeller turbines: An experimental investigation. <i>J. Exp. Therm. and Fluid Science</i> . 34, pp: 798-811.
[101]	Singh, P., Nestmann, F.:	(2011). Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines. <i>J. Renew. Energy</i> . 36, pp: 272-281.
[102]	Sottas, G., Ryhming, I.L.:	(1993). 3D – Computation of Incompressible Internal Flows. <i>Proc. of the GAMM Workshop. Notes Numerical Fluid Mechanics (NNFM) 39</i> . Vieweg Verlag, Braunschweig.
[103]	Susan-Resiga, R., Ciocan, G., Anton, I., Avellan, F.,	(2006). Analysis of the swirling flow downstream a Francis turbine runner. <i>J. Fluids Eng.</i> 128 , pp:177–189.
[104]	Susan-Resiga, R., Muntean, S., Avellan, F., Anton, I.,	(2011). Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range. <i>J. Appl. Math. Model.</i> 35, 4759-4773.
[105]	Susan-Resiga, R., Muntean, S., Ciocan, T., Joubarne, E., Leroy, P., Bornard, L.,	(2012). Influence of the velocity field at the inlet of a Francis turbine draft tube on performance over an operating range. <i>IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> 15(032008), XVI th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, 19 – 23 August,
[106]	Susan-Resiga, R., Bernad, S., Muntean, S.	(2007). Vortex dominated flows, ed. Eurostampa, ISBN: 978-973-687-659-2, pp.124-160
[107]	Susan-Resiga, R., Muntean, S., Hasmatuchi, V., Anton, I., and Avellan, F.,	(2010). Analysis and prevention of vortex breakdown in the simplified discharge cone of a Francis turbine, <i>J. Fluid Eng. – Trans. ASME</i> , Vol. 132, Paper 051102 (15 pp).
[108]	Susan-Resiga, R., Muntean, S., Stein, P. and Avellan, F.,	(2009). Axisymmetric swirling flow simulation of the draft tube vortex in Francis turbines at partial discharge, <i>Int. J. Fluid Machinery and Systems</i> , Vol. 2, pp. 295–302.
[109]	Susan-Resiga, R. F., Vu, T. C., Muntean, S., Ciocan, G. D., and Nennemann, B.,	(2006). Jet control of the draft tube vortex rope in francis turbines at partial discharge, in: <i>Proc. of the XXIIIrd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Yokohama, Japan. Paper F192 (on CD-ROM).
[110]	Susan-Resiga, R., Ciocan, G., Muntean, S., Anton, I. and Avellan, F.	(2006). Numerical simulation and analysis of swirling flow in the draft tube of a Francis turbine. In <i>Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> . Yokohama, Japan.
[111]	Susan-Resiga R., Ciocan G. D., Avellan F.	(2004). Swirling Flow Downstream A Francis Turbine Runner. <i>Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, Transactions on Mechanics</i> , 49(63), 159-166.
[112]	Susan-Resiga, R., Muntean, S., Tanasa, C. and Bosioc, A.	(2009). Three-dimensional versus two-dimensional axisymmetric analysis for decelerated swirling flows. In <i>The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies</i> , Budapest, Hungary.
[113]	Takemura, T., Zangeneh, M., Goto, A.	(1996). Suppresion of Secondary Flows in a Mixed Flow Pump Impeller by Application of 3 rd Inverse Design Method: Part 1 – Design and Numerical Validation, <i>Transactions of ASME</i> 118:536–551
[114]	Taasan, S., Iollo,	(1993). Shape Optimisation Governed by Euler Equations Using

	A., Salas, M.D.,	an Adjoint Method", <i>Tech. Report</i> 93-78, ICAE
[115]	Tanasa C., Susan-Resiga R., Muntean S. and Bosioc A.	(2013). Flow-Feedback Method for Mitigating the Vortex Rope in Decelerated Swirling Flows. <i>J. of Fluids Eng.</i> , 135, 6, 061304.
[116]	Thike, R.H.	(1981). Practical solutions for draft tube insatbility. <i>Water Power and Dam Construction</i> , 33, 2 31-37.
[117]	Torczon, V., Trosset, M.W.,	(1998). Numerical optimization using experiments. <i>Tech. Report</i> VA 23681-0001. NASA, Hampton, US.
[118]	Tridon, S., Barre, S., Ciocan, G. D., Tomas, L.:	(2010). Experimental analysis of the swirling flow in a Francis turbine draft tube: Focus on radial velocity component determination. <i>Eur. J. Mech. B/Fluids</i> 29, 321-335,
[119]	Tridon, S., Barre, S., Ciocan, G., Ségoufin, C., Leroy, P.:	(2012). Discharge imbalance mitigation in Francis turbine draft-tube bays. <i>J. Fluids Eng.</i> 134(041102) 8 pg.
[120]	Vekve, T.	(2004). An experimental investigation of draft tube flow. Norway.
[121]	Vetterling, W.T., Flannery, B.P., Press, W.H., Teukolsky, S.A.,	(2002). Numerical Recipes in C++, the art of scientific computing", 2 nd Ed., <i>Published by the Press Syndicate of the University of Cambridge</i> , The Pitt Building, Trumpington Street, Cambridge CB2 1RP, 40 West 20th Street, New York, NY 10011-4211, USA.
[122]	Vivier, L.,	1966, Turbines hydrauliques et leur regulation, <i>Ed. Albin Michel</i> , Rue. Huygens, Paris.
[123]	Vu, T.C., Devals, C., Zhang, Y., Nennemann, B. and Guibault, F.	(2010). Steady and unsteady flow computation in a elbow draft tube with experimental validation. In <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> , Timisoara, Romania.
[124]	Vu, T.C. and Shyy, W.,	(1990). Viscous flow analysis as a design tool for hydraulic turbine components. <i>J. of Fluids Eng.</i> , 112, 5, March.
[125]	Vu, T. and Retieb, S.,	(2002). Accuracy assessment of current CFD tools to predict hydraulic turbine efficiency hill chart. In <i>Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Laussane, Switzerland.
[126]	Whitley, A.,	(1994). A genetic algorithm tutorial", <i>Statistics and Computing</i> , 4(2), pp: 65-85
[127]	Wilcox, D.C.,	(1988), Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models", <i>AIAA Journal</i> , Vol. 26, No. 11, pp. 1299-1310.
[128]	Yamamoto, K., Jeong, S., Tahaki, R.	(2002). Application of Inverse Design Method to Estimation of Wind Models, <i>Tech. Report</i> , CFD Technology Center, National Aerospace Laboratory
[129]	Yiu, K. F. C., Zangeneh, M.,	(2000). Three-Dimensional Automatic Optimization Method for Turbomachinery Blade Design. <i>J. Propuls. and Power</i> , 16(6), pp. 1174-1181.
[130]	Zangeneh, M.	(1991). An Inverse Design Method for Radial Turbomachines, VKI, Radial Turbines, pp. 47, N 93-10050 01-34
[131]	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
[132]	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
[133]	Zangeneh, M., Vogt, D., Roduner,	(2002). Improving a Vaned Diffuser for a Given centrifugal Impeller by 3D Inverse Design, <i>ASME Turbo Expo: Land, Sea and</i>

	Ch	<i>Air</i> , June 3-6, Amsterdam, The Netherlands
[134]	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.
[135]	Zangeneh, M., 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.
[136]	Zhang, R., Wu, J., Chen, S. and Wu, Z.,	(2009). Characteristics and control of the draft tube flow in part-load Francis turbines. <i>J. of Fluids Eng.</i> , 131, 1.
[137]	***Fluent Inc.:	Fluent 6.3 User's Guide, Fluent Inc., Lebanon, New Hampshire (2006)
[138]	***Fluent Inc.,	2006, Gambit 2.4 User's Guide, Lebanon, New Hampshire
[139]	***International Electrotechnical Commission,	(1999), Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines — Model Acceptance Tests, International Standard IEC 60193, 2 nd ed.
[140]	***IMSL MATH/LIBRARY:	FORTRAN Subroutines for Mathematical Applications. Visual Numerics Inc. (1994)
[141]	***Advance Design Technology,	<i>Turbodegn⁻¹</i> , 2004
[142]	***Numeca,	2003, <i>Turbodesign⁻¹</i>
[143]	***Tutorial program de proiectare inversă,	<i>turbodesign user manual</i> (TURBODesign ⁻¹)

Curriculum vitae



Informații personale

Nume / Prenume	CIOCAN, Tiberiu
Adresă	Com. Șandra, nr. 292, Jud. Timiș, România
Telefon	+40729190762
E-mail	ciocan@mh.mec.upt.ro tiberiu_ciocan@yahoo.com
Naționalitate	Română
Data nașterii	15.10.1985

Experiența profesională

Perioada	2010 – prezent (finalizare februarie 2014)
Funcția sau postul ocupat	Doctorand cu frecvență în cadrul programului POSDRU Inginer – cercetător asociat
Activități și responsabilități principale	Analiza și optimizarea curgerii cu rotație pentru proiectarea inversă a rotoarelor turbinelor hidraulice
Numele și adresa angajatorului	Universitatea „Politehnica” Timișoara, Centrul de Cercetări în 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

Educație și formare

Perioada	2004-2009
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de Inginer
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Turbine hidraulice, Centrale hidroelectrice, Acționări hidraulice și pneumatice, Pompe și stații de pompare, / Competențe specifice sectorului de cercetare-dezvoltare în domeniul Mașinilor și sistemelor hidraulice și pneumatice

Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea Politehnica Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice
Perioada	2000-2004
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de Bacalaureat Atestat Tehnician Mecatronist
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Științe reale / Cunoștințe teoretice și practice de mecanică, electrotehnică și automatizări
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Colegiul Tehnic Henri Coandă Timișoara, specializarea Mecatronică
Limba maternă	Română
Limbi străine cunoscute	Engleză, Germană
Competențe și aptitudini organizatorice	<ol style="list-style-type: none"> 1. Membrul al echipei de organizare a conferinței internaționale "25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems", Septembrie 2010 Timișoara, Romania 2. Membrul al echipei de organizare a workshop-urilor 5th GROWTH-2009 și 7th GROWTH-2011 (German – Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics), Timișoara, Romania.
Competențe și aptitudini tehnice	<p>Investigații numerice a curgerii în turbomașini (evaluarea performanțelor energetice și cavitaționale a turbomașinilor – turbine, pompe s.a.)</p> <p>Proiectarea rotoarelor de turbomașini</p> <p>Simularea numerică a curgerii în turbomașini</p> <p>Hidromecanică, mecanică și prelucrări mecanice</p> <p>Măsurarea și monitorizarea mărimilor hidraulice în timp real</p>
Competențe și aptitudini de utilizare a calculatorului	Hardware/Software, MS Office Pachete științifice: FLUENT 6.3, Gambit, TURBOdesign-1, Tecplot, MathCAD, AutoCAD
Contracte de cercetare naționale	<ol style="list-style-type: none"> 1. „Cercetari si experimantari privind cresterea performantelor turbinelor Francis FVM DE 57.5 – 128.5 DE LA CHE Bradisor” – etapa a III-a partea I-a, Contract de cercetare nr. 174/30.12.2010;

Director de proiect Prof.dr.ing. A. Baya (Universitatea Politehnica Timișoara); Responsabil proiect Dr.ing. Sebastian Muntean CS1 (Academia Română- Filiala Timișoara); Beneficiar Hidroelectrică S.A.- Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea.

Contracte de cercetare
internaționale

2. „Instabilități auto-induse ale curgerii cu rotație în turbinele hidraulice la regimuri departe de cel optim”, Contract de cercetare nr. 17 /02.09.2013, Director de proiect: Prof.dr.ing. R.F. Susan-Resiga (Universitatea Politehnica Timișoara); Beneficiar: UEFISCDI.
3. „Modelling and optimization of the swirling flow ingested by the draft tube of a francis turbine within an operating range”, Contract de Cercetare Nr.1/12.05.2011, Director de proiect: Prof.dr.ing. R.F. Susan-Resiga (Universitatea Politehnica Timișoara); Beneficiar: Alstom Power Hydro, Grenoble , France.
4. „Modelling the two-dimensional swirling flow in francis turbines for optimization of draft tube performances within an operating range.”, Contract de cercetare BCI 4-2012, Director de proiect: Prof.dr.ing. R.F. Susan-Resiga (Universitatea Politehnica Timișoara); Beneficiar: Alstom Power Hydro, Grenoble , France.

**LISTA PUBLICAȚIILOR REZULTATE ÎN URMA TEZEI DE
DOCTORAT,
PUBLICATE SUB AFILIERE UPT**

Ing. Tiberiu CIOCAN

Lucrări științifice publicate în reviste indexate ISI

1. **T. Ciocan**, R. Susan-Resiga, and S. Muntean, "Improving draft tube hydrodynamics over a wide operating range", *Proc. of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical sciences, Information sciences*, ISSN: 1445-9069, Publisher: Romanian Academy, Publishing House of the Romanian Academy, **acceptat spre publicare**.

Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice (Proceedings) indexate ISI Proceedings

1. S. Muntean, **T. Ciocan**, R. Susan-Resiga, M. Cervantes, and H. Nilsson, "Mathematical, numerical and experimental analysis of the swirling flow at a kaplan runner outlet", 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 15 (Part 3) art. no. 032001, Published: 2012, doi:10.1088/1755-1315/15/3/032001. (WOS:000324782300031)

2. R. Susan-Resiga, S. Muntean, **T. Ciocan**, E. Joubarne, P. Leroy, and L. Bornard, "Influence of the velocity field at the inlet of a francis turbine draft tube on performance over an operating range", 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 15 (Part 3) art. no. 032008, Published: 2012, doi:10.1088/1755-1315/15/3/032008. (WOS:000324782300038)

Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice internaționale (Proceedings) din străinătate

1. **T. Ciocan**, S. Muntean and R. Susan-Resiga, "Self-induced unsteadiness of the GAMM Francis turbine draft tube at partial discharge", The 15th International Conference on Fluid Flow Technologies (CMFF'12) Budapest, Hungary, September 4-7, 2012, *Proc. of the Conference on Modelling Fluid Flow*, Vol. 2, pp. 764-771, ISBN: 978-963-08-4587-8.

Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice

1. **T. Ciocan**, R. Susan-Resiga, and S. Muntean, "Analysis of the swirling flow at gamm francis runner outlet for different values of the discharge", *Proc. of the XXXIII-rd „Caius Iacob” Conference on Fluid Mechanics and its Technical Applications*, Bucharest, Romania, September 2011; pp: 33-41, ISSN :2067-4414, ISSN-L: 2067-4414; Publisher: INCAS – National Institute for Aerospace Research „Elie Carafoli” (under the Aegis of the Romanian Academy),

2. **T. Ciocan**, "Velocity maps at the draft tube inlet of a Francis turbine over the full operating range", *Workshop nr.1: INTERDISCIPLINARITATEA ȘI MANAGEMENTUL CERCETĂRII*, pp: MEC7-MEC8, 2011, Timișoara, Romania.

Participare la proiecte si contracte de cercetare

1. „Cercetări si experimentări privind creșterea performanțelor turbinelor Francis FVM DE 57.5 – 128.5 DE LA CHE Bradisor” – etapa a III-a partea I-a, Contract de cercetare nr. 174/30.12.2010; Director de proiect Prof.dr.ing. A. Baya (Universitatea Politehnica Timișoara); Responsabil proiect Dr.ing. Sebastian Muntean CS1 (Academia Română- Filiala Timișoara); Beneficiar Hidroelectrică S.A.- Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea, 2010 – 2012.
2. „Modelling and optimization of the swirling flow ingested by the draft tube of a Francis turbine within an operating range”, Contract de Cercetare BCI 1/12.05.2011, Director de proiect: Prof.dr.ing. R.F. Susan-Resiga (Universitatea Politehnica Timișoara); Beneficiar: Alstom Power Hydro, Grenoble , France, 2011 – 2012.
3. Modelling the two-dimensional swirling flow in Francis turbines for optimization of draft tube performances within an operating range.”, Contract de cercetare BCI 4-2012, Director de proiect: Prof.dr.ing. R.F. Susan-Resiga (Universitatea Politehnica Timișoara); Beneficiar: Alstom Power Hydro, Grenoble , France, 2012 – 2013.
4. „Instabilități auto-induse ale curgerii cu rotație în turbinele hidraulice la regimuri departe de cel optim”, Contract de cercetare nr. 17 /02.09.2013, Director de proiect: Prof.dr.ing. R.F. Susan-Resiga (Universitatea Politehnica Timișoara); Beneficiar: UEFISCDI, 2013 – 2015.