

HIDRODINAMICA NESTAȚIONARĂ A TUBULUI DE ASPIRAȚIE AL TURBINELOR HIDRAULICE

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

ing. Cosmin-Marian Ighișan

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Romeo Susan-Resiga
Referenți științifici: prof.univ.dr. Corneliu Bălan
prof.univ.dr.ing. Adrian Lungu
CS1.dr.ing. Sebastian Muntean

Ziua susținerii tezei: 14 octombrie 2015

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 2. Chimie | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 3. Energetică | 12. Ingineria sistemelor |
| 4. Ingineria Chimică | 13. Inginerie energetică |
| 5. Inginerie Civilă | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 6. Inginerie Electrică | 15. Ingineria materialelor |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 16. Inginerie și Management |
| 8. Inginerie Industrială | 17. Arhitectură |
| 9. Inginerie Mecanică | 18. Inginerie civilă și instalații |

Universitatea Politehnică 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 Politehnică – Timișoara, 2015

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 Politehnică 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 Departamentului de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi, Catedra de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice din cadrul Universității Politehnica Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat Profesor Universitar Doctor Inginer Romeo SUSAN-RESIGA, inițiatorul prezentei teze, pentru sprijinul și îndrumarea în timpul stagiului doctoral. Mulțumiri sincere se cuvin și comisiei de îndrumare în cadrul tezei de doctorat compusă din Prof. Univ. Dr. Ing. Liviu Eugen ANTON, Prof. Univ. Dr. Ing. Alexandru BAYA și Conf. Dr. Ing. Teodor MILOȘ. De asemenea, doresc să aduc mulțumiri colectivului din cadrul Laboratorului de Simulare Numerică și Calcul Paralel din cadrul Centrului de Cercetări în Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe (CCISFC), în special Domnului C.S.1. Dr. Ing. Sebastian MUNTEAN. Mulțumiri doresc să aduc și tuturor colegilor, dar și celor care m-au ajutat cu sfaturi și observații. Nu în ultimul rând mulțumiri se cuvin familiei pentru susținerea de care a dat dovadă în această perioadă.

Teza de doctorat a fost realizată cu sprijin financiar parțial din grantul strategic POSDRU/159/1.5/S/137070 (2014) al Ministerului Educației Naționale din România, cofinanțat din Fondul Social European – Investește în oameni, în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013.

Suport a venit și din cadrul contractului internațional BCI 4-2012 încheiat cu Alstom Power Hydro, Grenoble, Franța, coordonat de Prof. Univ. Dr. Ing. Romeo SUSAN-RESIGA.

Susținere a venit și din cadrul proiectului de cercetare exploratorie PN-II-ID-PCE-2012-4-0634 „Instabilități auto-induse ale curgerii cu rotație în turbinele hidraulice la regimuri departe de cel optim”, al cărui Director de Proiect este Prof. Univ. Dr. Ing. Romeo SUSAN-RESIGA.

Timișoara, septembrie 2015

Ing. Cosmin-Marian Ighișan

Ighișan, Cosmin-Marian

Hidrodinamica nestaționară a tubului de aspirație al turbinelor hidraulice

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 168, Editura Politehnica, 2015, 242 pagini, 144 figuri, 20 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN:978-606-35-0012-1

Cuvinte cheie: turbine hidraulice Francis, distribuitor, rotor, tub aspirație, simulări numerice 3D, modelare matematică a curgerii, profile de viteză, hidrodinamica nestaționară a tubului de aspirație, pierderi hidraulice, model matematic surrogat pentru rotor

Rezumat,

Ținta activității de cercetare din cadrul prezentei teze de doctorat este modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul unei turbine Francis, în imediata apropiere a acestuia. Este importantă configurația curgerii din această zonă deoarece ea influențează în mod dramatic curgerea în tubul de aspirație, acolo unde pierderile hidraulice în afara punctului optim sunt cele mai însemnate comparativ cu celelalte elemente ale traseului hidraulic. Problemă test a fost considerată turbina hidraulică Francis GAMM, pentru care s-a făcut analize numerice 3D turbulente. Folosind un model matematic surrogat pentru rotor, pentru care este nevoie de un număr mic de parametri de intrare ce caracterizează curgerea, se generează un set de profile de viteze pentru un domeniu larg de funcționare la cădere constantă. Impunând la intrarea în tubul de aspirație profilele rezultate, se vor face simulări numerice și se vor determina pierderile hidraulice în tub. Având valoarea pierderii pentru fiecare regim, se va face o reprezentare grafică a pierderii funcție de coeficientului de debit, rezultând astfel alura curbei de pierderi. Practic, acest model își propune să înlocuiască calculul curgerii amonte de tubul de aspirație, pentru a fi posibilă optimizarea curgerii în tub.

O componentă importantă a tezei de față o reprezintă și analiza hidrodinamicii nestaționare a curgerii în tubul de aspirație.

Acknowledgments:

“Teza de doctorat a fost realizată cu sprijin financiar parțial din grantul strategic POSDRU/159/1.5/S/137070 (2014) al Ministerului Educației Naționale din România, cofinanțat din Fondul Social European – Investește în oameni, în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013.”

CUPRINS

Prefață	8
Nomenclator	14
Lista de tabele	14
Lista de figuri	15
Notații, abrevieri, acronime	20
Mărimi dimensionale	20
Mărimi adimensionale	21
Indici	22
1. Introducere	23
1.1. Stadiul actual al exploatarei energiei hidro și a cercetării în acest domeniu	23
1.2. Rolul funcțional al unei turbine hidraulice și principalii parametri	30
1.3. Ecuația fundamentală a turbinelor hidraulice	31
1.4. Turbina hidraulică tip Francis	32
1.4.1. Descrierea traseului hidraulic și rolul fiecărei componente (cameră spirală, stator, aparat director, rotor și tub de aspirație)	34
1.4.2. Domeniul de funcționare al turbinei Francis (comparație cu alte tipuri de turbine)	35
1.4.3. Probleme specifice pentru turbinele Francis moderne	37
1.5. Fenomene hidrodinamice asociate regimurilor de funcționare departe de cel optim (desprinderi, curgeri secundare, instabilități în tubul de aspirație). Investigarea acestora	38
1.5.1. Rolul funcțional și forma constructivă a tubului de aspirație	38
1.5.1.1. Rolul funcțional	38
1.5.1.2. Forma constructivă	38
1.5.2. Ponderea pierderilor hidraulice în tubul de aspirație pentru turbine de cădere joasă-medie	41
1.5.3. Nestaționaritatea auto-indusă a curgerii în tubul de aspirație	42
1.5.4. Efecte ale instabilității curgerii	50
1.5.5. Măsuri practice pentru atenuarea efectelor instabilității curgerii	52
1.6. Importanța potrivirii rotorului cu tubul de aspirație	61
1.7. Structura și conținutul tezei	62
2. Metodologia de simulare numerică a hidrodinamicii turbinei Francis Gamm	63
2.1. Date disponibile pentru turbina Francis Gamm	65
2.1.1. Componentele turbinei Francis Gamm	67
2.1.1.1. Distribuitorul turbinei	67
2.1.1.2. Rotorul turbinei	70
2.1.1.3. Tubul de aspirație	72
2.1.2. Secțiuni specifice în traseul hidraulic al turbinei Francis	72
2.2. Metodologia de simulare numerică a curgerii în turbina Francis folosind tehnica mixing interface	73
2.2.1. Alegerea regimurilor de funcționare	74
2.2.2. Construcția geometriei domeniilor de analiză	78
2.2.2.1. Geometria distribuitorului	78
2.2.2.2. Geometria rotorică	79
2.2.3. Discretizarea domeniilor de analiză	79
2.2.3.1. Domeniul distribuitorului	80
2.2.3.2. Domeniul rotoric	80

2.2.4. Modelul numeric (turbulența)	81
2.2.5. Condiții pe frontieră	82
2.2.5.1. Condiții pe frontieră pentru domeniul distribuitorului	82
2.2.5.2. Condiții pe frontieră pentru domeniul rotoric	84
2.2.6. Interfața de amestec (medierea circumferențială)	84
2.2.7. Algoritmul iterativ pentru condițiile pe interfața de amestec	85
2.2.8. Secțiunile de analiză	89
2.2.8.1. Secțiunea de analiză UDP	89
2.2.8.2. Secțiunea de analiză DCP	90
2.2.8.3. Secțiunea de analiză DDP	90
2.2.8.4. Secțiunea de analiză DRP	91
2.2.9. Post-procesarea rezultatelor numerice mediate circumferențial pe secțiunile UDP, DDP, DCP și DRP	91
2.2.9.1. Medierea circumferențială de-a lungul cercurilor de mediere circumferențială	91
2.2.9.2. Medierea fluxurilor pe rânduri de celule	92
2.2.9.2.1. Secțiunea de analiză la ieșire din paletajul rotoric	92
2.2.9.2.2. Câmpul hidrodinamic tridimensional la ieșire din rotorul Francis	93
2.2.9.2.2.1. Rețeaua de discretizare pe suprafața de ieșire din rotor	94
2.2.9.2.2.2. Câmpul de viteză și presiune	96
2.2.9.2.2.3. Mărimi integrale pe suprafața de ieșire din rotor	96
2.2.9.2.3. Medierea circumferențială a câmpului hidrodinamic la ieșirea din rotor	98
2.2.9.2.4. Analiza câmpului hidrodinamic mediat circumferențial la ieșirea din rotor	110
2.3. Validarea datelor numerice cu date experimentale	112
2.4. Concluzii referitoare la metodologia de simulare numerică a hidrodinamicii turbinei Francis	113
3. Mărimi primare și mărimi derivate utilizate pentru modelarea curgerii cu rotație	114
3.1. Mărimi primare	114
3.2. Adimensionalizarea mărimilor primare	114
3.3. Mărimi derivate	115
3.3.1. Coordonata curbilinie	115
3.3.2. Componenta normală a vitezei la o secțiune arbitrară	116
3.3.3. Funcția de curent	116
3.3.4. Debitul	119
3.3.5. Circulația vitezei	120
3.3.6. Momentul cinetic	120
3.3.7. Presiunea totală relativă (rotalpia)	120
3.3.8. Căderea între două secțiuni	121
3.3.9. Reprezentarea grafică a $rv_u(\psi)$, a $p_{tot}(\psi)$ și a $p_{tot\ rel}(\psi)$	121
3.4. Concluzii	130
4. Curgerea cu rotație aval de rotorul turbinei Francis. Modelarea matematică a curgerii aval de rotorul turbinei Francis	132
4.1. Modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis I	133
4.1.1. Privire de ansamblu	133
4.1.2. Datele de intrare ale modelului matematic	135
4.1.2.1. Definirea secțiunilor de analiză	135

4.1.2.2. Cinematica curgerii la ieșirea din rotor	136
4.1.2.2.1. Viteza fără rotație	137
4.1.2.3. Definierea punctelor de operare	139
4.1.3. Modelul matematic al curgerii cu rotație aval de turbina Francis	139
4.1.3.1. Modelul zonei de stagnare	141
4.1.4. Algoritmul numeric	142
4.1.5. Mărimile de intrare folosite în exemplul numeric	143
4.1.6. Mărimile de ieșire	146
4.2. Modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis II	150
4.3. Concluzii referitoare la modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis	157
5. Calculul curgerii în tubul de aspirație	158
5.1. Varianta I	158
5.1.1. Curba pierderilor hidraulice în tubul de aspirație	161
5.1.2. Viteza meridională în conul și cotul tubului de aspirație	163
5.2. Varianta II	167
5.3. Concluzii referitoare la calculul curgerii în tubul de aspirație	170
6. Hidrodinamica nestaționară a tubului de aspirație	172
6.1. Scurtă sinteză a nestaționarității curgerii	172
6.2. Simularea numerică a curgerii nestaționare, tridimensionale și turbulente în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice	175
6.2.1. Domeniul de analiză pentru tubul de aspirație și rețeaua de discretizare	175
6.2.2. Condiții pe frontieră	177
6.2.3. Ecuațiile care guvernează curgerea. Modelul de turbulență	178
6.2.3.1. Ecuațiile care guvernează curgerea tridimensională nestaționară a fluidului vâscos	178
6.2.3.2. Modelul de turbulență ales	181
6.3. Configurarea solverului Fluent 15 în cazul calculului curgerii nestaționare în tubul de aspirație	185
6.4. Rezultate. Analiza rezultatelor	185
6.5. Concluzii referitoare la hidrodinamica nestaționară a curgerii în tubul de aspirație	192
7. Concluzii, contribuții personale și perspective	194
7.1. Concluzii	194
7.2. Contribuții personale	196
7.3. Perspective	197
Anexe	198
Anexa 1. Forma fișierelor de input (exemplu pentru OP.01)	198
Anexa 2. Codul sursă al solverului TurboSwirlQ2D	199
Anexa 3. Forma fișierelor de output (exemplu pentru OP.01)	221
Bibliografie	222

PREFAȚĂ

Actualitatea, importanța și impactul temei tezei

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 apelurilor pentru proiecte în tematica „Competitive Low-Carbon Energy”.

Este clar din aceste exemple că atât în plan european cât și național, retehnologizarea centralelor hidroelectrice existente precum și proiectarea de noi hidroagregate trebuie să utilizeze metode moderne de modelare avansată a curgerii din turbomașini, de simulare numerică a curgerilor reale (turbulente, tridimensionale, nestaționare), și de optimizare/adaptare la noile cerințe și condiții de funcționare.

Una din principalele provocări pentru turbinele hidraulice este funcționarea pe o plajă largă de valori ale debitului turbinat, în condițiile în care soluțiile tehnice dezvoltate pe parcursul a aproape două secole au fost focalizate pe maximizarea randamentului la punctul nominal de proiectare. Această cerință este rezultatul dezvoltării surselor de energie regenerabilă (eoliană și solară) a căror natură fluctuantă și adesea aleatoare, adăugată fluctuațiilor libere ale consumului, aduce energia hidraulică în poziția de opțiune principală pentru menținerea stabilității sistemelor energetice. Această problemă extrem de actuală motivează proiecte majore de cercetare (HYPERBOLE – Hydropower plants PERFORMANCE and flexiBLE Operation towards Lean integration of new renewable Energies, hyperbole.epfl.ch) și reprezintă fundamentul motivației prezentei teze de doctorat.

Această problemă extrem de actuală este abordată în teza de doctorat elaborată de Ing. Cosmin-Marian Ighișan, care și-a propus utilizarea și dezvoltarea unor metodologii moderne de simulare a curgerii reale în turbine hidraulice de tip Francis, împreună cu dezvoltarea, validarea și evaluarea unor modele simplificate care să permită optimizarea tandemului rotor – tub de aspirație într-un domeniu de funcționare adaptat amenajării hidroenergetice.

Analiza conținutului tezei

Teza de doctorat elaborată de ing. Cosmin-Marian Ighișan este structurată pe 7 capitole, completate cu 3 anexe, și include o bogată bibliografie însumând peste 150 de titluri, majoritatea din ultimul deceniu. Teza este meticolos redactată, are o extensie de 200 pagini, cu elemente de grafică îngrijit și sugestiv prezentate. În cele ce urmează este detaliată analiza conținutului capitolelor tezei, împreună cu aprecieri asupra rezultatelor principale, respectiv asupra contribuțiilor doctorandului.

Capitolul 1 este o introducere în problematica actuală a turbinelor hidraulice. Se remarcă abordarea graduală de la aspecte generale ale hidroenergiei până la analiza stadiului actual al exploatarei acestei principale surse de energie regenerabilă. La nivel național, puterea instalată pentru componenta hidroenergetică este de aproximativ 6500 MW, distribuită în câteva sute de agregate. În ciuda faptului că turbinele hidraulice sunt percepute ca beneficiind de o tehnologie matură (atât de proiectare cât și de exploatare și mentenanță), cele câteva proiecte de cercetare trecute în revistă de doctorand, la care se adaugă evident multe altele, demonstrează clar faptul că există multe probleme nesoluționate (sau cu soluții ce nu mai pot fi considerate acceptabile). Dacă tradițional eforturile de proiectare și optimizare a turbinelor hidraulice erau concentrate pe maximizarea randamentului la punctul nominal de funcționare, necesitatea extinderii domeniului de funcționare de la sarcină parțială joasă până la suprasarcină, la care se adaugă solicitările dinamice asociate regimurilor tranzitorii și ciclurilor frecvente de pornire-oprire, eforturile de cercetare trebuie să ofere în prezent noi soluții tehnice. Flexibilitatea în exploatare și creșterea duratei de exploatare (sau a intervalului între reparații) sunt principalele deziderate pentru hidroagregate, fie noi fie în exploatare de mai multe decenii.

Scurta trecere în revistă a evoluției tehnologiei turbinelor hidraulice nu poate decât să sprijine aserțiunea unei „tehnologii mature”. Experiența acumulată în proiectarea, execuția și exploatarea turbinelor hidraulice a condus la randamente de vârf de peste 95% pentru turbinele de puteri mari, cu identificarea formelor optime din punct de vedere hidrodinamic dar și structural al camerei spirale, statorului, aparatului director și mai ales rotorului. În ciuda acestor perfecționări continue, tubul de aspirație rămâne principala sursă de pierderi hidraulice pentru turbine de cădere medie-joasă, dar și sursa de instabilități auto-induse la regimuri departe de cel optim. Prin urmare este firesc ca teza de doctorat să abordeze hidrodinamica tubului de aspirație, atât din punct de vedere energetic cât și al nestaționarității curgerii. Trecerea în revistă a mai multor demersuri de cercetare asociate tubului de aspirație, dar și a unor soluții tehnice (unele aplicate in situ, altele cu potențial de aplicare) completează primul capitol al tezei, argumentând convingător abordările din capitolele următoare.

Capitolul 2 este dedicat investigării numerice a hidrodinamicii turbinei Francis, optându-se ca exemplu pentru modelul de turbină Francis cunoscut în literatură sub acronimul GAMM. Ideea de bază este că înainte de a dezvolta modelele simplificate pentru curgerea cu rotație la ieșire din rotor trebuie să se pună la punct o metodologie de *experiment numeric*, validate cu date experimentale provenite din *experiment fizic* pe modelul de turbină, astfel încât să se constituie o bază de date de referință pentru validare. Sunt prezentate detaliat informațiile cu privire la geometria modelului de turbină Francis, în special zonele paletate: distribuitorul turbinei, cu rețelele radiale de palete statorice și de aparat director, respectiv rotorul. Conform Fig.2.12 sunt identificate, și ulterior utilizate pentru analiza și interpretarea rezultatelor, suprafețe de revoluție în spațiul dintre distribuitor și rotor, în imediata vecinătate a ieșirii din rotor, precum și la intrarea în

tubul de aspirație. Metodologia de analiză numerică a curgerii în turbină este îngrijit și comprehensiv prezentată în §2.2, începând cu alegerea punctelor de funcționare investigate. S-a optat pentru alegerea unor regimuri de cădere constantă, într-o plajă de $\pm 25\%$ față de regimul de randament maxim. Domeniile de analiză pentru canalele interpaletare de distribuitor și rotor sunt sugestiv prezentate, urmate de precizarea modelului de turbulență și condițiile pe frontieră utilizate. Algoritmii iterativi de corectare succesivă a condițiilor pe frontieră pe interfața ieșire distribuitor – intrare rotor este prezentat în detaliu, însoțit de o sugestivă reprezentare grafică. Pentru post-procesarea rezultatelor numerice sunt construite elementele geometrice utilizate pentru medierea circumferențială în vederea validării modelelor simplificate ce consideră o curgere axial-simetrică, Fig.2.27. Pe lângă aceste secțiuni conice (generatoarea este linie dreaptă) este prezentată și o suprafață de revoluție din imediata vecinătate a bordului de fugă al paletelor rotorice, Fig.2.28, ce va fi utilizată ulterior în teză. O atenție deosebită este acordată medierii circumferențiale a datelor numerice, utilizând o metodă riguroasă ce conservă fluxurile caracteristice curgerii în turbină. Figurile 2.33 ... 2.38 ilustrează clar acest procedeu de mediere circumferențială. În plus, în Fig.2.39 este prezentată sinoptic evoluția profilurilor de viteză și presiunea totală la ieșire din rotor, conturând o imagine sugestivă a curgerii cu rotație reziduală ce urmează a fi înghițită de tubul de aspirație. Validarea cu date experimentale disponibile în literatură, Fig.2.40, confirmă corectitudinea și acuratețea metodologiei utilizată și dezvoltată de doctorand.

Simularea numerică a curgerii tridimensionale turbulente oferă o imagine aproape de realitate a câmpului hidrodinamic, dar în același timp include foarte multe detalii (gen curgeri secundare în canalele interpaletare) care într-o primă fază trebuie filtrate pentru a putea înțelege și interpreta corect evoluția curgerii în turbină de la sarcină parțială până la suprasarcină. Prin urmare, Capitolul 3 este dedicat prezentării și discutării mărimilor primare și a celor derivate pentru modelarea și analiza curgerii cu rotație în turbomașini. Astfel, sunt prezentate și calculate funcția de curent ψ , circulația Γ și presiunea totală p_{tot} . Analiza în spiritul ecuației fundamentale a turbomașinilor, în versiune locală, a dependențelor $(\Gamma)(\psi)$ și $(p_{tot})(\psi)$ relevă clar modul de funcționare a rotorului la regimuri diferite de cel optim. Se evidențiază explicit faptul că aceste dependențe rămân practic nealterate, pentru un punct de funcționare dat, în zona nepaletată din aval de rotor, intrare în tubul de aspirație. În plus, este clar evidențiată conservarea presiunii totale relative (rotalpiei) pe tuburile de curent ce traversează paletajul rotoric. Considerăm că analiza prezentată în Capitolul 3 reprezintă o contribuție importantă adusă de doctorand, demonstrând o înțelegere aprofundată a hidrodinamicii turbinelor. De asemenea, în opinia noastră acest gen de analiză se impune ca modalitate standard de procesare primară a datelor numerice obținute din simularea curgerii tridimensionale turbulente în rotorul turbinei, evidențind corect și intuitiv principalele caracteristici ale hidrodinamicii turbinei, dar și modul în care acestea evoluează într-un domeniu larg de debite de la sarcină parțială la suprasarcină.

Simularea numerică a curgerii și analiza complexă a rezultatelor necesită în mod evident cunoașterea geometriei paletajelor rotorice. Este însă dificil a se determina cum trebuie modificată forma paletei pentru îmbunătățirea performanțelor turbinei. Ținând cont de constatarea conform căreia tubul de aspirație are contribuția dominantă la pierderile hidraulice din turbinele de joasă-medie cădere, doctorandul optează pentru utilizarea unui model matematic ce permite calculul curgerii la ieșire din rotor – intrare în tubul de aspirație, fără a fi necesar calculul curgerii în rotor. Un astfel de model poate fi utilizat înainte de

proiectarea paletajelor rotorice pentru a optimiza ieșirea din rotor în corelație cu performanța hidrodinamică a tubului de aspirație. Un astfel de model este prezentat și utilizat în Capitolul 4, în două forme de dezvoltare succesivă. Mai întâi, §4.1 prezintă un model dezvoltat pentru curgerea pe suprafețe conice sau plane, detaliindu-se atât fundamentul matematic cât și modul de utilizare concretă a programului ce implementează algoritmul numeric corespunzător. Doctorandul face dovada înțelegerii și utilizării corecte a metodologiei de calcul al curgerii în aval de rotor, validând rezultatele furnizate de modelul simplificat cu cele corespunzătoare datelor numerice mediate circumferențial, Fig.4.7. Este evident că modelul prezentat în §4.1 este un rezultat de etapă, care demonstrează totuși corectitudinea acestei abordări. O variantă îmbunătățită a acestui model este prezentată și utilizată în §4.2. În acest caz secțiunea de analiză, respectiv generatoarea ce unește coroana cu inelul, este o curbă arbitrară (nu linie dreaptă ca în versiunea anterioară) considerată în imediata vecinătate a bordului de fugă al paletai rotorice, Fig. 4.8. Evident că în acest caz este esențială utilizarea informației cu privire la direcția curgerii în semiplanul meridian, pe lângă direcția curgerii relative în direcție tangențială, deoarece secțiunea de analiză este evident situată în zona de trecere de la curgere radială la curgere axială. Un rezultat remarcabil este prezentat în Figurile 4.10 și 4.11, arătând faptul că direcția curgerii este practic nemodificată atât timp cât nu apar desprinderi severe în paletajul rotoric. Reprezentarea analitică a datelor numerice contribuie la asigurarea robusteții algoritmului numeric. Aceeași abordare se dovedește utilă pentru dependența rotalpiei de funcția de curent, așa cum se poate observa din Fig.4.12. În fine, comparația rezultatelor obținute utilizând cea de-a doua versiune a modelului simplificat cu datele de referință din simularea curgerii în rotor, Fig.4.13, demonstrează un progres evident în efortul de modelare. Apreciem că utilizarea de către doctorand a acestor modele simplificate, ce permit calculul curgerii aval de rotor fără a recurge la simulare numerică a curgerii în rotor, cu validarea rezultatelor obținute, demonstrează direcția corectă a acestei abordări și sugerează modalitățile de perfecționare în vederea utilizării în practica de proiectare a turbinelor pentru optimizarea curgerii cu rotație înainte de proiectarea paletajelor.

Analiza curgerii în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice beneficiază de o bogată literatură de specialitate. Geometria tubului de aspirație a turbinelor moderne combină variația secțiunii transversale (atât ca arie cât și ca formă) cu modificarea direcției curentului (de la vertical la orizontal), rezultând un câmp hidrodinamic complex. Decelerarea curgerii, pentru conversia eficientă a excesului de presiune dinamică în presiune statică (rolul principal al tubului de aspirație) complică suplimentar atât calculul cât și analiza curgerii. Nu este de mirare faptul că tubul de aspirație rămâne principala porțiune a traseului hidraulic al turbinei unde curgerea este cel mai puțin controlată. Capitolul 5 este dedicat simulării numerice a curgerii turbulente tridimensionale într-un tub de aspirație tipic turbinelor Francis moderne cu ax vertical. Sunt examinate două variante ale formei secțiunii de intrare (corespunzătoare celor două modele pentru curgerea la ieșire din rotor prezentate în Capitolul 4). În primă etapă doctorandul se focalizează pe analiza performanțelor energetice, respectiv calculul pierderilor hidraulice. Figura 5.3 evidențiază faptul că aparent micile diferențe ale profilelor de viteză prezise de modelul simplificat pe suprafața conică de analiză în raport cu rezultatele calculului curgerii tridimensionale pot conduce la diferențe considerabile în valorile pierderilor hidraulice. Aceasta este o ilustrare clară a sensibilității performanțelor energetice ale tubului de aspirație la mici modificări ale curgerii cu rotație de la intrare. Examinarea curgerii într-o secțiune meridiană, §5.1.2 arată clar sensibilitatea curgerii decelerate cu rotație în

conul tubului de aspirație, și mai departe în cot. Prin urmare, se poate concluziona că indicatorul de concordanță între rezultatele modelelor simplificate și datele din simularea curgerii în rotor trebuie să fie valoarea pierderilor în tubul de aspirație. Pentru modelul dezvoltat pentru secțiunea din imediata vecinătate a bordului de fugă al paletelor rotorice, intrarea în tubul de aspirație este modificată corespunzător, Figurile 5.18 sau 5.19, iar rezultatele din Fig.5.20 relevă o remarcabilă îmbunătățire. Toate aceste eforturi ale doctorandului conduc la concluzia că modelele simplificate pentru determinarea curgerii cu rotație ingerată de tubul de aspirație la diferite regimuri de funcționare reprezintă o alternativă robustă pentru a înlocui costisitoarea simulare a curgerii în rotor (mai ales atunci când se urmărește îmbunătățirea iterativă a geometriei paletelor rotorice) cu variante al căror cost computațional este cu 2-3 ordine de mărime mai redus. În plus, rezultatele doctorandului indică clar direcția de dezvoltare a modelelor simplificate pentru a ajunge la maturitatea cerută de adoptarea lor în practica de proiectare curentă.

Capitolul 6 este dedicat examinării curgerii nestaționare în tubul de aspirație. Combinația dintre decelerarea curgerii meridionale și rotația reziduală inerentă funcționării turbinei hidraulice la regimuri departe de cel optim conduce la apariția și dezvoltarea unor instabilități auto-induse ale căror efecte sunt adesea severe, așa cum este documentat în capitolul introductiv al tezei. Multitudinea manifestărilor acestor instabilități, prin prisma tipului și nivelului pulsațiilor de presiune este exemplificată în Fig.6.1. Pe de altă parte, reproducerea corectă a fenomenului fizic prin simulare numerică este o provocare pentru dinamica fluidelor computațională. Alegerea modelului de turbulență utilizat pentru simularea curgerii nestaționare, tridimensionale turbulente este esențială și reprezintă un subiect deschis la ora actuală. Acesta este motivul pentru care doctorandul trece în revistă cu atenție literatura de specialitate și alege un model de turbulență recent (Scale Adaptive Simulation) care și-a dovedit potențialul într-o serie de probleme test. Cu toate acestea, trebuie menționat că nu există un consens asupra celui mai potrivit model de turbulență, în condițiile în care rezultatele par a fi puternic dependente de rafinarea rețelei de discretizare dar și de pasul de timp utilizat. Studiul dependenței soluției numerice de acești parametri este dincolo de scopul prezentei teze de doctorat, dar rămâne o problemă deschisă. Rezultatele obținute surprind corect, cel puțin din punct de vedere calitativ, aspectul curgerii în tubul de aspirație, cu evidențierea vârtejului elicoidal cu mișcare de precesie la debite parțiale (așa-numitul vârtej funie în terminologia comunității de experți în mașini și sisteme hidraulice). Analiza câmpului de viteză nestaționar este efectuată atât cu indicatorul "Q-number" cât și cu evidențierea filamentelor de vârtej utilizând tensorul gradient al câmpului vectorial de viteză, demonstrând apariția nestaționarității în conul tubului de aspirație odată cu reducerea debitului turbinat. Este clar că aceste studii trebuie dezvoltate pe mai departe, dar meritul principal al tezei este că utilizează modele simplificate pentru determinarea curgerii la intrare în tubul de aspirație fără a calcula explicit curgerea în rotor, și demonstrează că profilele de viteză obținute cu aceste modele surogat conduc la o evoluție consistentă și coerentă a performanțelor tubului de aspirație atunci când variază regimul de funcționare al turbinei. Totuși, Fig.6.13 demonstrează odată în plus necesitatea rafinării modelului simplificat pentru a reproduce fidel rezultatele obținute cu metodele convenționale de simulare a curgerii în turbinele hidraulice.

Concluziile, contribuțiile personale și perspectivele de extindere a investigațiilor prezentate în teză sunt sumarizate în Capitolul 7. Apreciem că doctorandul a obținut rezultate valoroase care contribuie la înțelegerea și evaluarea

cantitativă a evoluției curgerii în turbinele hidraulice în condițiile îndepărtării punctului de funcționare de regimul optim la care a fost proiectată turbina. Efortul de a înțelege, utiliza și evalua tehnici neconvenționale de analiză a hidrodinamicii turbomașinilor evidențiază clar că astfel de abordări sunt fezabile și jalonează clar direcțiile de îmbunătățire a lor. Rezultatele doctorandului, și ale colectivului de al cărui sprijin a beneficiat pe durata programului de cercetare doctorală, au fost extrem de favorabil primite de comunitatea de specialiști în domeniul mașinilor și sistemelor hidraulice.

- R. Susan-Resiga, C. Ighișan, S. Muntean, T. Ciocan, Progress on the Optimization of Francis Runner Outlet for Best Performance of the Draft Tube within a Wide Operating Range, Proceedings of the 18th International Seminar on Hydropower Plants, „Innovation and Development Needs for Sustainable Growth of Hydropower”, Vienna University of Technology, 26-28 Nov. 2014, pp. 201-211.

- R. Susan-Resiga, C. Ighișan, S. Muntean, A Mathematical Model for the Swirling Flow Ingested by the Draft Tube of Francis Turbines, Wasser Wirtshschaft Extra 1/2015, pp. 23-27 (Web of Science)

De asemenea, participarea doctorandului în echipele de cercetare ale unor contracte și granturi a căror tematică este direct legată de subiectul tezei este de remarcat.

Prof.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA

Universitatea Politehnica Timișoara

Nomenclator

Lista de tabele

Capitolul 1

Tab.1.1	Clasificarea parametrilor fundamentali ce caracterizează o turbină hidraulică
Tab.1.2	Domeniile de funcționare ale principalelor tipuri de turbine hidraulice [30]

Capitolul 2

Tab.2.1	Caracteristici generale ale turbinei Francis GAMM
Tab.2.2	Alte caracteristici ale turbinei Francis GAMM
Tab.2.3	Datele experimentale primare pentru coeficientul de cădere optimă $h = 1.073$ disponibile în [104]
Tab.2.4	Datele rezultate din interpolare pentru coeficientul de cădere optimă $h = 1.073$
Tab.2.5	Punctele pentru care s-au făcut măsurători experimentale
Tab.2.6	Principalele mărimi ce caracterizează fiecare regim de funcționare
Tab.2.7	Componentele profilului de viteză impus la intrarea în distribuitor
Tab.2.8	Coeficienții folosiți pentru generarea conului
Tab.2.9	Fluxurile la ieșirea din rotor, pentru un canal interpaletar, raportate din Fluent și calculate cu formulele (2.22) și (2.23)
Tab.2.10	Calculul ariei suprafeței de revoluție de la ieșirea din rotor
Tab.2.11	Fluxurile la ieșirea din rotor, pentru un canal interpaletar, calculate prin integrarea numerică a datelor numerice 3D, raportate din Fluent, respectiv prin integrarea mărimilor obținute prin mediere circumferențială cu formulele

Capitolul 3

Tab.3.1	Valoarea maximă a funcției de curent pentru secțiunile UDP, DDP și DRP
Tab.3.2	Valorile debitului adimensional pentru secțiunile UDP, DDP și DRP

Capitolul 4

Tab.4.1	Cantitățile de referință
Tab.4.2	Punctele de capăt ale generatoarelor secțiunii
Tab.4.3	Parametrii vitezei fără rotație
Tab.4.4	Parametrii pentru fiecare punct de operare, rezultați din simulări numerice

Capitolul 5

Tab.5.1	Coordonatele celor 12 traductori numerici (monitoare)
---------	---

Lista de figuri

Capitolul 1

Fig.1.1.	Proporția tipurilor de energie din producția totală la diferite momente, conform Transelectrica [148]
Fig.1.2.	Ipoțeză în care se dorește a se folosi modelul matematic surrogat pentru rotor (schița originală a traseului hidraulic provine din [67])
Fig.1.3.	Prima variantă a rotorului Francis [44]
Fig.1.4.	Turbina Francis în formele sale inițiale [42] stânga și [97] dreapta
Fig.1.5.	Secțiune într-o turbină Francis modernă [154]
Fig.1.6.	Schema constructivă a unei turbine Francis [4]
Fig.1.7.	Forme constructive ale rotorului Francis [2]
Fig.1.8.	Diagrama căderii $H [m]$ funcție de debitul $Q [m^3 / s]$ pentru diverse tipuri de turbine [30]
Fig.1.9.	Variația randamentului pe toată plaja de funcționare la turație și cădere constantă pentru 3 tipuri de turbine [30]
Fig.1.10.	Tub de aspirație hidrocon [2]
Fig.1.11.	Tub de aspirație melcat [2]
Fig.1.12.	Tub de aspirație clopot [2]
Fig.1.13.	Tub de aspirație cotit [18]
Fig.1.14.	Variația pierderilor hidraulice funcție de debit în turbina Francis repartizate pe componente [156]
Fig.1.15.	Formarea vârtejului funie între zona de stagnare și cea de curgere, conform Nishi și alții [99]
Fig.1.16.	Curba de randament și vizualizarea curgerii în con [118]
Fig.1.17.	Schema generatorului curgerii cu rotație folosit de Kurokawa și alții [79]
Fig.1.18.	Aparatul de studiu al curgerii cu rotație [13]
Fig.1.19.	Standul experimental pe care este montat aparatul de studiu al curgerii cu rotație [13]
Fig.1.20.	Generatorul de curgere cu rotație [13]
Fig.1.21.	Vârtejul funie rezultat din simulare numerică nestaționară turbulentă de către Ruprecht și alții [115]
Fig.1.22.	Asamblarea cu bolțuri a celor două elemente ale conului tubului de aspirație [19]
Fig.1.23.	Fisură (stânga) și rupere a paletii (dreapta) de turbină Francis [45]
Fig.1.24.	Interiorul hidrocentralei Sayano – Shushenskaya înainte și după accident [157]
Fig.1.25.	Detaliu asupra instalației cu injecție tangențială la perete conform Kjeldsen și alții [76]
Fig.1.26.	Schema metodei de injecție al apei prin capătul coroanei, [140] stânga, [24] dreapta
Fig.1.27.	Puncte de admisie pentru aer într-o turbină Francis [103]
Fig.1.28.	Tub de aspirație de tip Moody, conform Falvey [40]
Fig.1.29.	Configurația în care Nishi și alții [100] au testat aripioarele
Fig.1.30.	Aripioare montate în tubul de aspirație conform Falvey [40] (sus) și Thicke [147] (jos)
Fig.1.31.	Diverse configurații ale prelungirii ogivei conform Thicke [147]

	stânga(a...g) și Falvey [40] dreapta
Fig.1.32.	Variante ale prelungirii ogivei conform Qian [107]
Fig.1.33.	Diafragma și dispunerea sa în cadrul unui difuzor conic de turbină hidraulică [141]
Fig.1.34.	Vedere de ansamblu a unei turbine Francis cu inel intermediar [89]
Fig.1.35.	Reprezentarea unei palete rotorice și a tubului de aspirație

Capitolul 2

Fig.2.1.	Vedere generală a turbinei Francis GAMM [104]
Fig.2.2.	Vedere în secțiune a turbinei Francis GAMM [120]
Fig.2.3.	Traseul hidraulic al turbinei Francis GAMM în secțiune meridională [104]
Fig.2.4.	Vedere în secțiune meridiană a turbinei Francis GAMM [120]
Fig.2.5.	Diagramele colinare a turbinei Francis GAMM: a-cu secțiunea de măsură la ieșirea din tubul de aspirație; b-cu secțiunea de ieșire din rotor / intrarea în tubul de aspirație [120]
Fig.2.6.	Vedere de sus a distribuitorului turbinei Francis GAMM [120]
Fig.2.7.	Vederi ale distribuitorului reconstruit tridimensional
Fig.2.8.	Profilul paletei statorice (sus) și profilul paletei aparatului director (jos) [104]
Fig.2.9.	Redarea paletei rotorului [120]
Fig.2.10.	Vederi ale rotorului reconstruit tridimensional
Fig.2.11.	Tubul de aspirație al turbinei Francis GAMM [120]
Fig.2.12.	Secțiunile de analiză [120]
Fig.2.13.	Punctele de funcționare pentru care s-au făcut investigații numerice (unghiul de deschidere al aparatului director funcție de coeficientul de debit)
Fig.2.14.	Punctele de funcționare pentru care s-au făcut investigații numerice la cădere și turație constantă
Fig.2.15.	Vedere a canalului aparatului director, cu definirea suprafețelor
Fig.2.16.	Vederi domeniului de analiză rotoric
Fig.2.17.	Rețeaua de discretizare a canalului distribuitorului
Fig.2.18.	Rețeaua de discretizare a canalului rotoric
Fig.2.19.	Condițiile pe frontieră impuse pe domeniul distribuitorului
Fig.2.20.	Condițiile la limită pentru domeniul rotoric
Fig.2.21.	Interfața distribuitor-rotor (vedere de sus și laterală)
Fig.2.22.	Algoritmul calculului cuplat distribuitor-rotor
Fig.2.23.	Interfața distribuitor-rotor
Fig.2.24.	Schema logică a algoritmului iterativ pentru cuplarea distribuitor-rotor
Fig.2.25.	Vederi ale secțiunilor de analiză poziționate în raport cu paleta rotorică
Fig.2.26.	Meniul din Fluent corespunzător generării suprafețelor
Fig.2.27.	Secțiunile de analiză de pe care s-au extras rezultatele numerice folosind medierea circumferențială pe cercuri [130]
Fig.2.28.	Suprafața de revoluție pentru analiza curgerii la ieșire din rotorul Francis
Fig.2.29.	Traseul hidraulic al turbinei Francis într-un semiplan meridional
Fig.2.30.	Vedere axială (planul X-Y) a rețelei de discretizare pe suprafața de la ieșire din rotor
Fig.2.31.	Curba din semiplan meridian generatoare a suprafeței de revoluție de

	la ieșirea din rotor
Fig.2.32.	Legenda pentru fig.2.33. ... fig.2.38.
Fig.2.33.	Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.01
Fig.2.34.	Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.03
Fig.2.35.	Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.05
Fig.2.36.	Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.07
Fig.2.37.	Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.09
Fig.2.38.	Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.11
Fig.2.39.	Evoluția câmpului hidrodinamic la ieșire din rotorul turbinei Francis, de la sarcină parțială (OP.01) până la suprasarcină (OP.11)
Fig.2.40.	Comparația componentelor vitezei (numeric versus experimental) pentru secțiunea DRP

Capitolul 3

Fig.3.1.	Distribuția funcției de curent de-a lungul coordonatei curbilinii pentru trei secțiuni de analiză
Fig.3.2.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.01
Fig.3.3.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.02
Fig.3.4.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.03
Fig.3.5.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.04
Fig.3.6.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.05
Fig.3.7.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.06
Fig.3.8.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.07
Fig.3.9.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.08
Fig.3.10.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.09
Fig.3.11.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.10
Fig.3.12.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.11

Fig.3.13.	Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.12
Fig.3.14.	Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.01 (stânga), respectiv OP.02 (dreapta)
Fig.3.15.	Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.03 (stânga), respectiv OP.04 (dreapta)
Fig.3.16.	Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.05 (stânga), respectiv OP.06 (dreapta)
Fig.3.17.	Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.07 (stânga), respectiv OP.08 (dreapta)
Fig.3.18.	Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.09 (stânga), respectiv OP.10 (dreapta)
Fig.3.19.	Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.11 (stânga), respectiv OP.12 (dreapta)

Capitolul 4

Fig.4.1.	Axele / Suprafețele de măsură pentru o turbină Francis [130]
Fig.4.2.	Etapele de calcul al curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis
Fig.4.3.	Triunghiul de viteze aval de rotor corespunzător axei DDP [129]
Fig.4.4.	Reprezentarea celor trei axe în semi-planul meridian [120]
Fig.4.5.	Profilul vitezei fără rotație v_{sf} [130]
Fig.4.6.	Informația despre direcția curgerii pe DDP în semiplanul meridian [130]
Fig.4.7.	Profilele de viteză impuse la intrarea în tubul de aspirație pentru varianta I
Fig.4.8.	Secțiune meridiană a turbinei Francis GAMM, cu secțiunea de analiză dintre butuc și periferie (DCP) [136]
Fig.4.9.	Vectorii unitate din semi-planul meridian de pe linia de curent (\hat{s}, \hat{n}) și de pe secțiunea de analiză aval de rotor DCP ($\hat{\sigma}, \hat{c}$) [136]
Fig.4.10.	Direcția curgerii în plan meridian $\tan \gamma = v_r / v_z$ funcție de coordonata curbilinie C [136]
Fig.4.11.	Direcția curgerii în plan tangențial $\tan \beta = (v_u - r) / v_m$ funcție de coordonata curbilinie C [136]
Fig.4.12.	Rotalpia versus funcția de curent [136]
Fig.4.13.	Componentele vitezei pentru cinci regimuri de funcționare [136]

Capitolul 5

Fig.5.1.	Geometria tubului de aspirație: secțiunea de intrare (secțiunea DDP) - albastru, secțiunea DRP, secțiunea de ieșire din tubul de aspirație - roșu, ieșirea din domeniul de analiză - maro
Fig.5.2.	Rețeaua de discretizare a tubului de aspirație pe care s-au făcut analizele numerice

Fig.5.3.	Pierdere relativă în tubul de aspirație în funcție de coeficientul de debit
Fig.5.4.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.01
Fig.5.5.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.02
Fig.5.6.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.03
Fig.5.7.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.04
Fig.5.8.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.05
Fig.5.9.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.06
Fig.5.10.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.07
Fig.5.11.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.08
Fig.5.12.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.09
Fig.5.13.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.10
Fig.5.14.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.11
Fig.5.15.	Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.12
Fig.5.16.	Geometria tubului de aspirație
Fig.5.17.	Vederi ale rețelei de discretizare a tubului de aspirație
Fig.5.18.	Rețeaua de discretizare a suprafeței conului tubului de aspirație
Fig.5.19.	Rețeaua de discretizare a suprafeței de intrare în domeniul tubului de aspirație
Fig.5.20.	Pierderile hidraulice în tubul de aspirație funcție de coeficientul de debit

Capitolul 6

Fig.6.1.	Distribuția componentelor pulsațiilor (scara din dreapta) și pierderile hidraulice (scara din stânga), Döerfler și Ruchonnet [31]
Fig.6.2.	Vederi ale geometriei domeniului tubului de aspirație
Fig.6.3.	Rețeaua de discretizare a domeniului tubului de aspirație
Fig.6.4.	Condițiile pe frontieră impuse
Fig.6.5.	Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.03
Fig.6.6.	Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.05
Fig.6.7.	Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.07
Fig.6.8.	Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.09
Fig.6.9.	Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.11
Fig.6.10.	Vârtejul central reprezentat cu ajutorul criteriului Q (punctele OP.01 și OP.03)
Fig.6.11.	Vârtejul central reprezentat cu ajutorul criteriului Q (punctele OP.05 și OP.07)
Fig.6.12.	Vârtejul central reprezentat cu ajutorul criteriului Q (punctele OP.09 și OP.11)
Fig.6.13.	Filamentul de vârtej pentru OP.03
Fig.6.14.	Filamentul de vârtej pentru OP.05
Fig.6.15.	Filamentul de vârtej pentru OP.07
Fig.6.16.	Filamentul de vârtej pentru OP.09
Fig.6.17.	Filamentul de vârtej pentru OP.11

Notații, abrevieri, acronime

BEP	Best Efficiency point – punctul optim de funcționare
BSL	Baseline
CCISFC	Centrul de Cercetări în Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe
CFD	Computational Fluid Dynamics – dinamica fluidelor computațională
DCP	Downstream Curvilinear Probing – secțiune curbă aval de rotor
DDP	Downstream Diagonal Probing –secțiune diagonală aval de rotor
DES	Detached Eddy Simulation
DRP	Downstream Radial Probing – secțiunea radială aval de rotor
ERCOFTAC	European Research Community On Flow Turbulence And Combustion
FSI	Fluid Structure Interaction – Interacțiunea fluid structură
LDA	Laser Doppler Anemometry
LDV	Laser Doppler Velocimetry
LES	Large Eddy Simulation
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
SAS	Scale Adaptive Simulation
SST	Shear-stress transport
URANS	Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes
UDP	Upstream Diagonal Probing – secțiune diagonală amonte de rotor
WEC	World Energy Council – Consiliul Mondial al Energiei

Mărimi dimensionale

$\alpha [^\circ]$	Unghiul de deschidere relativ al aparatului director
$\beta [^\circ]$	Unghiul curgerii relative
$\gamma [^\circ]$	Unghiul meridian al curgerii
$\rho [kg/m^3]$	Densitatea apei
$\Psi [kg/s]$	Funcția de curent
$\Omega [rad/s]$	Viteza unghiulară a rotorului
$\theta [m]$	Coordonata tangențială
$C [m]$	Coordonata curbilinie
$D [m]$	Diametru
$I [Pa]$	Rotalpia
$K [m^2/s]$	Circulația vitezei
$L [m]$	Lungimea
$M \left[\frac{m^2}{s^2} \cdot \frac{m^3}{s} \right]$	Fluxul momentului cinetic

n [rot/min]	Turația rotorului
n_s [rad]	Turația specifică
P_{tot} [Pa]	Presiunea totală
Q [m ³ /s]	Debitul
R [m]	Coordonata radială
R_{ref} [m]	Raza de referință
U [m/s]	Viteza de transport
UV_u [m ² / s ²]	Momentul cinetic
V [m/s]	Viteza
V_m [m/s]	Viteza meridională
V_n [m/s]	Viteza normală
V_r [m/s]	Viteza radială
V_{sf} [m/s]	Viteza fără rotație
V_u [m/s]	Viteza tangențială
V_x [m/s]	Viteza după direcția lui x
V_y [m/s]	Viteza după direcția lui y
V_z [m/s]	Viteza axială
V_{ref} [m/s]	Viteza de referință
W [m/s]	Viteza relativă
Z [m]	Coordonata axială

Mărimi adimensionale

ψ [-]	Funcția de curent
κ [-]	circulația
c [-]	Coordonata curbilinie
d [-]	Diametru
i [-]	Rotalpia
l [-]	Lungimea
m [-]	Fluxul momentului cinetic
q [-]	Coeficientul de debit
r [-]	Raza

v_m [-]	Viteza meridională
v_n [-]	Viteza normală
v_r [-]	Viteza radială
v_{sf} [-]	Viteza fără rotație
v_u [-]	Viteza tangențială
v_z [-]	Viteza axială
z, r, θ [-]	Coordonata axială, radială, respectiv tangențială
$\hat{z}, \hat{r}, \hat{\theta}, \hat{s}, \hat{n}$	Versorii de pe direcția axială, radială, tangențială, meridională și normală

Indici

<i>1</i>	Secțiunea amonte de rotor
<i>2</i>	Secțiunea aval de rotor
<i>BH</i>	Bragg-Hawthorne
<i>ref</i>	Referință
<i>rel</i>	Relativă
<i>sf</i>	Fără rotație
<i>slo</i>	Slope – panta
<i>DCP</i>	Downstream Curvilinear Probing – secțiune curbă aval de rotor
<i>DDP</i>	Downstream Diagonal Probing – secțiune diagonală aval de rotor
<i>DRP</i>	Downstream Radial Probing – secțiunea radială aval de rotor
<i>hub</i>	Butuc
<i>shr</i>	Shroud – periferie

1. INTRODUCERE

Exploatarea energiei hidraulice a apei s-a făcut încă din cele mai vechi timpuri sub diferite forme. De peste două milenii omul folosește roata hidraulică pentru a produce energie. Acest transformator de energie hidraulică în energie mecanică a făcut posibil saltul de la producția casnică la cea industrială [15].

În [9] sunt prezentate caracteristicile energiei hidraulice ce demonstrează utilitatea folosirii energiei hidraulice.

- Este limitată, dar regenerabilă datorită circuitului apei în natură.
- Energia hidraulică transformată în electricitate reprezintă doar o parte componentă a utilizării cursurilor apelor. Prin amenajările hidroelectrice pot fi realizate și alte servituți (obiective): alimentarea cu apă, regularizarea cursurilor apelor, irigațiile, navigația.
- Sub aspect economic, producerea și utilizarea energiei hidroelectrice sunt favorabile deoarece amenajările hidroenergetice au o durată mare de funcționare și cheltuieli anuale de producție reduse (în lipsa utilizării oricăror tipuri de combustibili).
- Din punct de vedere tehnic există de asemenea avantaje: tehnologiile de transformare a energiei hidraulică în electrică sunt verificate și au randamente ridicate. Alt avantaj este manevrabilitatea ridicată în exploatarea utilajelor, ceea ce asigură cu ușurință preluarea variațiilor de sarcină impuse de consumatori.
- Impactul ecologic este deosebit de redus, în ciuda perturbării mediului natural din cauza construcțiilor lacurilor de acumulare. Se constituie noi biotopi cu rol de stabilizare.

Arpe, în teza sa de doctorat [6], rezumă evoluția turbinelor hidraulice în trei etape: perioada de gestație, corespunzătoare secolului XVIII, nașterea, în secolul XIX (turbina Francis și Pelton), și dezvoltarea din secolul XX.

De asemenea și Lewis, în [80] prezintă o descriere a evoluției turbinelor hidraulice de-a lungul istoriei. Acesta consideră ca fiind importantă cunoașterea evoluției de peste 3000 de ani a echipamentelor ce transformă energia hidraulică pentru a putea înțelege mai bine provocările actuale și potențialul viitor al echipamentelor hidroenergetice.

1.1. Stadiul actual al exploatării energiei hidro și a cercetării în acest domeniu

Producerea energiei electrice rezultată din exploatarea resurselor regenerabile are un rol major atât la nivel mondial și european, cât și în plan național.

La nivel mondial, 15 % din producția de energie electrică se bazează pe exploatarea resurselor hidro. Principalele țări producătoare de energie hidroelectrică în anul 2008 erau: China, Brazilia, Statele Unite ale Americii și Rusia [162].

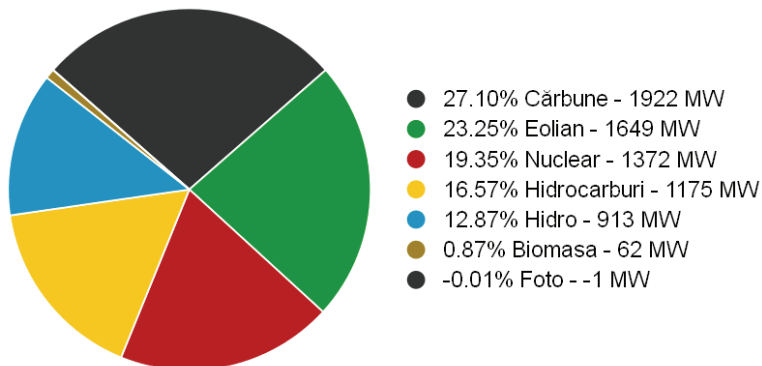
Comisia Europeană atribuie un rol important hidroenergiei, fiind plasată în categoria tehnologiilor energetice strategice. Consideră hidroenergetica ca fiind o

tehnologie matură de producere a energiei din resurse regenerabile ce oferă două caracteristici foarte dorite în sistemele moderne de energie electrică: capacitatea de stocare încorporată, rezultând astfel o creștere a flexibilității sistemului, și în al doilea rând, timpul de răspuns rapid pentru satisfacerea fluctuațiilor aprovizionării sau cererii [38].

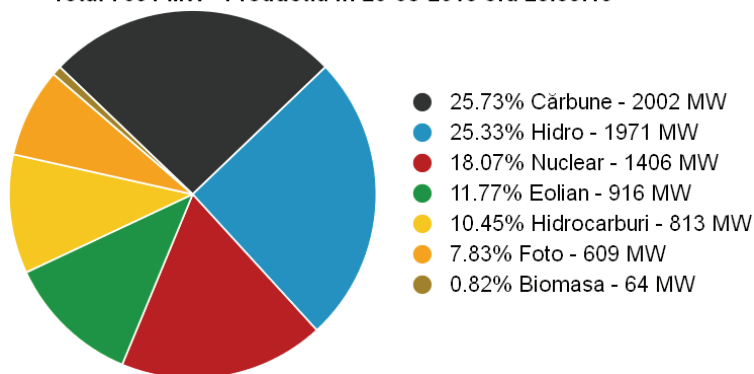
La nivelul anului 2008, 63 % din energia electrică generată din resurse regenerabile din Uniunea Europeană a provenit din energia hidro, adică 10 % din producția totală de energie electrică [39].

Conform Consiliului Mondial al Energiei [162], România are o putere hidro utilă estimată la 36 [TWh/an], iar o parte semnificativă a acestui potențial este deja exploatat. Energia hidro este unul din principalii contribuabili la producția totală de energie electrică, având o contribuție de 30% din puterea totală livrată în rețea. În 2010 hidrocentralele au avut o putere totală instalată de peste 6400 [MW] . S-au produs 19.8 [TWh] de energie electrică [161].

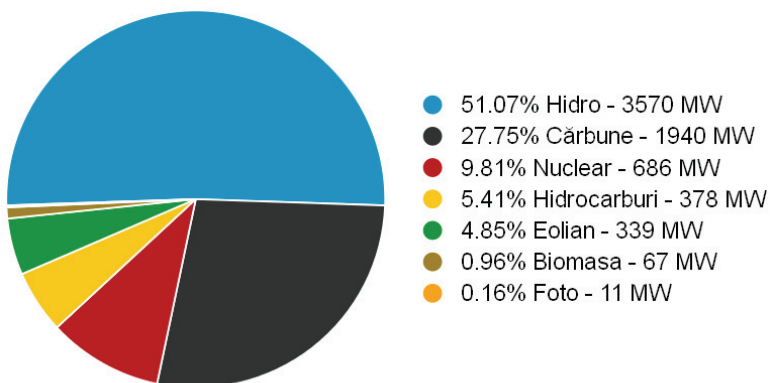
Din fig.1.1 se poate vedea variația mare a proporțiilor diferitor tipuri de energie din sistemul național. Este lesne de observat fluctuația foarte mare a energiei eoliene și energiei hidro (aceasta fiind singura care poate compensa în timp real fluctuațiile date în sistem de energia eoliană, spre deosebire de cea termo sau cea nucleară).



Total 7091 MW - Productia in 20-08-2015 ora 23:59:19



Total 7780 MW - Productia in 26-03-2015 ora 14:54:00



Total 6990 MW - Productia in 11-05-2015 ora 20:04:28

Fig.1.1. Proportia tipurilor de energie din producția totală la diferite momente, conform Transelectrica [148]

Conform Hidroelectrica [58], la data de 31.12.2012, societatea avea o putere totală instalată de 6470.403 MW repartizată după cum urmează:

- 249 grupuri cu o putere instalată mai mare de 10 MW instalate în 107 centrale,
- 46 de grupuri cu o putere instalată cuprinsă între 4 și 10 MW,
- 287 de grupuri cu o putere instalată mai mică de 4 MW,
- 5 stații de pompare cu o putere instalată de 91.5 MW.

Uitându-ne pe cifrele de mai sus ne putem seama că România are o componentă hidro a energiei electrice destul de importantă. Multe din aceste grupuri au nevoie re tehnologizare.

Majoritatea hidrocentralelor din Europa au fost proiectate în urmă cu un interval foarte mare de timp și nu mai sunt adaptate la noile cerințe de operare actuale. Reabilitarea potențialului hidro este de mare importanță pentru piața europeană de producere a energiei electrice. Creșterea eficienței și a puterii nete furnizate se poate face prin înlocuirea rotorului turbinei, investiție excelentă prin prisma raportului cost/kWh [37]. În cazul modernizării unei centrale hidroelectrice, principalele elemente hidraulice ce pot fi înlocuite sunt aparatul director și rotorul. Din motive economice și de securitate, tubul de aspirație și camera spirală rămân de obicei neschimbate.

Așa cum se face referire mai sus, cel mai important element ce poate fi îmbunătățit rămâne rotorul. Înlocuindu-l cu unul nou, apare problema adaptării la tubul de aspirație rămas neschimbat pentru a avea o curgere bună pe o plajă cât mai mare de funcționare. Curgerea de la ieșirea din acesta influențează hidrodinamica curgerii în aval, adică a tubului de aspirație. Din [156] este lesne de observat că pierderile hidraulice cele mai însemnate sunt în tubul de aspirație, atunci când turbina funcționează la regimuri diferite de cel optim. Pe lângă scăderile de randament, pot să apară fluctuații de presiune, vibrații, ceea ce pot conduce la fisuri ale paletelor sau chiar ruperea lor, ruperea bolțurilor de legătură, și uneori se pot produce accidente grave. În cazul turbinelor de tip Francis, randamentul are o scădere abruptă când se îndepărtează de funcționarea la regimuri diferite de cel optim. Acest fapt se datorează și lipsei reglării poziției paletelor.

Optimizarea curgerii în tubul aspirație se poate face găsind o configurație a curgerii la intrarea în acesta care dă pierderile hidraulice cele mai mici pe o plajă cât mai largă de regimuri.

Proiectarea unui rotor se poate face prin două metode:

- proiectarea directă, unde este proiectată geometria paletei, și rezultă curgerea,
- proiectarea inversă, unde este calculată și optimizată curgerea, după aceea este proiectată geometria care dă acea curgere.

Investigațiile numerice ale curgerii în turbomașini joacă un rol foarte complex în analiza curgerii din turbine, implicit și în proiectarea componentelor. De-a lungul timpului s-au desfășurat diverse programe în care cercetătorii și-au unit forțele pentru a valida și dezvolta tehnicile de simulare numerică cu date obținute pe cale experimentală. Dintre acestea putem aminti: GAMM, Turbine-99, Francis-99 și Flindt.

GAMM, numit și "*3D-Computation of Incompressible Internal Flows*" a fost primul proiect în care cercetătorii și-au unit eforturile pentru calculul curgerii în turbinele hidraulice. A demarat în 1989 la "*École Polytechnique Fédérale de Lausanne*" (EPFL). Utilizându-se facilitățile *Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides* (IMHEF) s-a proiectat și testat experimental o turbină hidraulică de tip Francis. S-a reușit realizarea unei baze de date experimentale cu

măsurători pentru distribuitorul, rotorul și intrarea în tubul de aspirație al turbinei hidraulice. Cu ajutorul ei a fost posibilă testarea și validarea codurilor existente la acea vreme.

În [120] sunt disponibile măsurători pentru punctul optim de funcționare al turbinei.

În [104] sunt disponibile în formă tabelară diferite informații, cum ar fi cele referitoare la geometria componentelor și a diferitor mărimi pentru mai multe regimuri de funcționare (unghiul de deschidere al aparatului director, cădere, randament, debit), dar și distribuția componentelor vitezei și a presiunii pentru punctul optim de funcționare în diferite secțiuni de analiză.

Turbine 99 – Workshop on draft tube flow

În 1999, *Division of Fluid Mechanics* (DFM) din cadrul *Luleå University of Technology* (LUT) și *Vattenfall Utveckling AB* (Swedish State Power Board) au organizat sub patronajul *ERCOTAC* acest workshop.

Scopul seminarului a fost de a determina capacitatea de modelare numerică a curgerilor 3D într-un tub de aspirație. Pentru aceasta s-a pus la dispoziție date experimentale obținute cu tehnici de măsurare LDV. Modelul de turbină pe care s-au făcut măsurătorile a fost unul la scara 1:11.

Geometria tubului de aspirație este specifică turbinelor de tip Kaplan din anii '40 și '50 cu forme drepte. În ciuda acestei forme cu colțuri ascuțite s-a dovedit a avea performanțe bune [151].

Acest proiect s-a desfășurat în mai multe etape. În 2001 a avut loc cel de-al doilea workshop [35], iar în 2005 cel de-al treilea [21].

Trei direcții au fost propuse de organizatori:

- calcul staționar,
- calcul nestaționar,
- optimizarea curgerii în tubul de aspirație.

Flindt [37]

Scopul acestui proiect care s-a derulat între anii 1997 și 2002 este îmbunătățirea eficienței turbinelor hidraulice.

Intenția acestui proiect a fost de a fi o bază de date experimentale în scopul validării analizelor numerice a curgerii în tuburi de aspirație cotate [8].

Francis 99 [43]

Se dorește a fi un set de ateliere de lucru organizate de către Universitatea Norvegiană de Științe și Tehnologie (NTNU) și Universitatea de Tehnologie din Luleå, Suedia (LTU).

Problema test este Turbina Model Tokke, al cărui rotor a fost proiectat și investigat experimental de către NTNU. Modelul turbinei testat pe stand are scara 1:5.1, este de tip Francis și corespunde turbinei prototip de cădere mare, instalată în hidrocentrala Tokke din Norvegia, a cărei cădere este de 337 m, ce are o putere de 110 MW, iar diametrul rotorului acesteia este de 1.779 m.

Sunt disponibile date pentru 3 regimuri de funcționare: debit parțial, punct optim de funcționare și suprasarcină. Pentru acestea sunt puse la dispoziție măsurători ale câmpului de presiune făcute cu ajutorul senzorilor și măsurători ale componentelor tangențiale și axiale ale vitezei făcute cu ajutorul tehnicii Laser Doppler Anemometry (LDA).

Planificarea inițială cuprinde trei ateliere:

- Workshop 1: steady operation of Francis turbines (Decembrie 2014),
- Workshop 2: transient operation of Francis turbines (Decembrie 2016),
- Workshop 3: FSI of Francis turbines (Decembrie 2018).

Aceste workshop-uri sunt propuse spre a crește nivelul de dezvoltare în domeniul simulărilor numerice pe turbine Francis de cădere mare, în condițiile funcționării la regimuri stabile sau tranzitorii, a promovării dezvoltării lor, dar și a transmiterii cunoștințelor dobândite.

În continuare, procesul de proiectare al unui rotor necesită costuri ridicate și un timp îndelungat. Pentru a scurta acest proces, s-a încercat o înlocuire a rotorului cu un model surogat, care este de fapt un model matematic. Scopul principal este optimizarea curgerii cu rotație la ieșirea din rotor (sau intrarea în tubul de aspirație) înainte de a fi cunoscută geometria rotorului. Astfel, la proiectarea rotorului se va ține seama de cea mai bună configurație a curgerii, paletelor rotorice fiind nevoite să fie capabile să genereze curgerea dorită.

Ideea a pornit de la reprezentarea analitică a profilelor de viteză de către Susan-Resiga și alții [137].

Galván și alții [47], [48] au folosit această metodă pentru a optimiza profilele de viteză de la intrarea în tubul de aspirație astfel încât pierderile hidraulice să fie minime.

Lyutov și alții prezintă o metodă de optimizare multi-obiectiv simultană a geometriei rotorului și a tubului de aspirație [84]. Aceștia folosesc o parametrizare geometrică cu un număr mare de parametri (28 pentru rotor și 9 pentru tubul de aspirație).

O formulare variațională a calculului curgerii cu rotație cu zonă de stagnare într-o conductă este prezentată de către Susan-Resiga și alții în [132].

Susan-Resiga și alții [129] au dezvoltat un model matematic capabil să calculeze componentele vitezei pe un plan transversal dispus la intrarea în tubul de aspirație al unei turbine Francis. Modelul a fost evaluat și pentru o turbină de tip Kaplan [91] și s-a folosit pentru optimizarea curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație al unei turbine Francis [127]. Întrucât modelul se bazează pe direcția relativă a curgerii, într-o dezvoltare ulterioară s-a considerat o suprafață conică cât mai aproape de bordul de fugă al paletei rotorice [128]. Testând acest model pe turbina Francis GMM s-a observat o predicție eronată a componentei radiale a vitezei. Acest fapt apare datorită estimării eronate a direcției curgerii în plan meridian. Aceasta (direcția curgerii în plan meridian) s-a impus ca fiind raportul dintre componenta radială a vitezei și cea axială de-a lungul coordonatei curbilini [130].

În prezenta teză s-a dezvoltat, evaluat și validat o evoluție a modelului. S-a considerat o secțiune de analiză în imediata apropiere a bordului de fugă al paletei rotorice. Generatoarea acestei secțiuni are aceeași formă cu bordul de fugă.

Motivația alegerii temei:

- Cerințele de funcționare ale turbinelor hidraulice s-au modificat substanțial în ultimele decenii, de la operarea doar în vecinătatea punctului de proiectare (sau de randament maxim) la operarea pe o plajă largă de regimuri, de la sarcină parțială la suprasarcină.
- La regimuri departe de cel optim apar fenomene hidrodinamice suplimentare, care cresc pierderile hidraulice, reducând randamentul global al mașinii, sau care generează solicitări dinamice periculoase (zgomote și vibrații) cu potențial risc de distrugere al unor componente (lagăre, palete rotorice)
- Pentru turbinele Francis de cădere joasă – medie, principala cauză a scăderii randamentului odată cu îndepărtarea de regimul optim o reprezintă creșterea semnificativă a pierderilor din tubul de aspirație, însoțită și de

instabilități hidrodinamice resimțite sub forma unor fluctuații (uneori severe) de presiune.

- Proiectarea și re tehnologizarea turbinelor hidraulice moderne necesită o *abordare cuplată a tandemului rotor – tub de aspirație*, astfel încât să poată fi estimată cât mai precis comportarea turbinei pe o plajă largă de regimuri de funcționare în fazele preliminare de analiză a soluțiilor tehnice, și în particular, *înainte de a se proiecta propriu – zis rotorul*.
- Analiza și optimizarea curgerii cu rotație la ieșirea din rotor, *înainte de proiectarea paletelor rotorice, necesită un model al curgerii care este ulterior ingerată de tubul de aspirație*, model care să ofere o apreciere cât mai realistă a performanțelor tubului de aspirație.
- *Dezvoltarea, validarea și evaluarea acurateții unui astfel de model reprezintă unul din obiectivele principale ale tezei*.
- Această abordare nouă, modernă, care combină elemente de hidrodinamică avansată a turbomașinilor, cu algoritmi de calcul pentru soluționarea problemelor cu condiții la limită aferente este *motivată* în primul rând de faptul că utilizarea simulării numerice directe a curgerii tridimensionale turbulente în turbină necesită timp și resurse hardware care limitează dramatic numărul de versiuni ce pot fi analizate pentru a identifica varianta optimă. În plus, înțelegerea aprofundată a principalelor mărimi care influențează evoluția curgerii în turbină și parametrizarea lor corespunzătoare, nu este dificil de realizat doar prin experimente numerice care evidențiază multe detalii de importanță secundară pentru decizii în procesul de proiectare și optimizare.

În fig.1.2 se prezintă schematic pentru ce se dorește a fi folosit acest model surrogat. Folosind câțiva parametri, se generează diverse configurații ale curgerii (profile de viteză) la ieșirea din rotor pentru mai multe regimuri de funcționare, fără a fi nevoiți să calculăm curgerea în amonte de tubul de aspirație. Acestea se folosesc ca și condiții de intrare în tubul de aspirație în simularea numerică a curgerii.

Pentru a putea evalua acuratețea acestui model surrogat, avem nevoie de o referință. Nu este suficient să facem o analiză calitativă a profilelor de viteză pe o secțiune în aval de rotor obținute cu ajutorul modelului, comparându-le cu cele obținute experimental, sau prin simulare numerică (cum este cazul din teză).

Este necesar un set de simulări numerice de referință ale curgerii în tubul de aspirație. Condițiile de intrare sunt profilele de viteză de pe secțiunea de ieșire din rotor obținute prin simulare numerică.

Analizând și comparând curgerea în tubul de aspirație al turbinei se poate vedea precizia acestui model surrogat. Poate fi comparată evoluția pierderilor hidraulice odată cu modificarea regimului de operare. De asemenea, se pot analiza desprinderile în conul tubului de aspirație analizând calitativ viteza meridională pe un semiplan meridian. Poate fi reprezentat și filamentul de vârtej (vortex core) sau criteriul Q (Q criterion) în tubul de aspirație.

Toate acestea sunt prezentate în amănunt în prezenta teză.

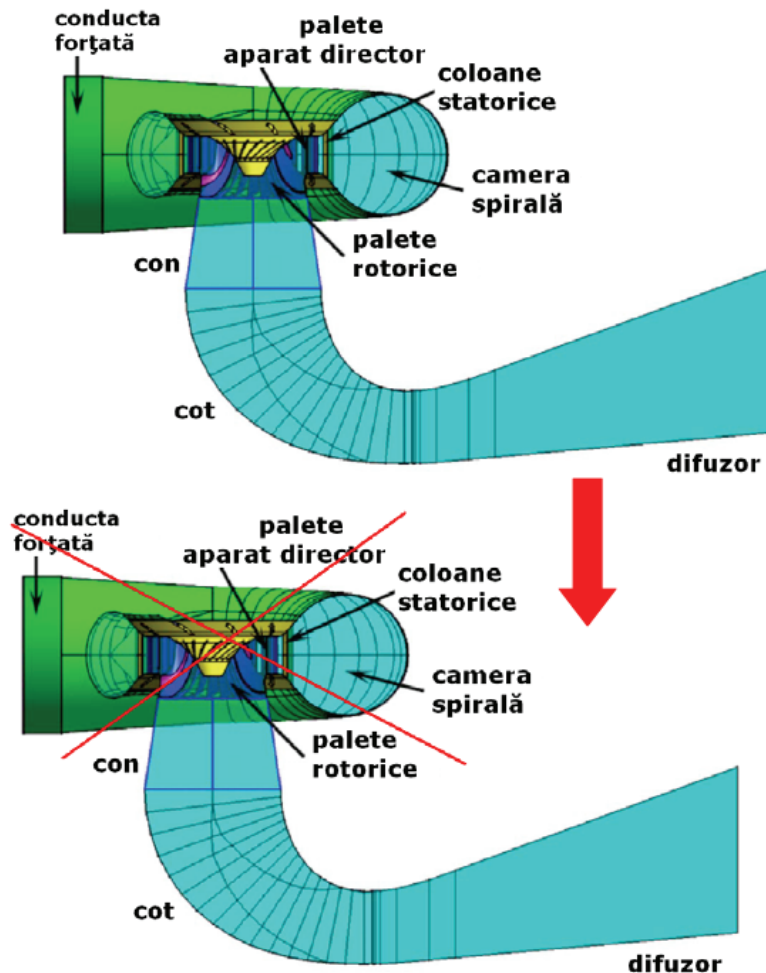


Fig.1.2. Ipoteza în care se dorește a se folosi modelul matematic surrogat pentru rotor (schița originală a traseului hidraulic provine din [67])

1.2. Rolul funcțional al unei turbine hidraulice și principalii parametri

Scopul turbinelor hidraulice este de a extrage energia de la fluid și aceasta se realizează cu ajutorul unei părți în mișcare de rotație, denumită *rotor*. Transmiterea energiei de la apă la rotorul turbinei are loc prin interacțiunea dintre curent și suprafețele paletelor rotorice. Datorită acestei interacțiuni apare o forță cu care acționează curentul, ce se exercită pe paletel rotorului. Cuplul creat de această forță în raport cu axa mașinii pune în mișcare rotorul, realizându-se lucrul mecanic, respectiv putere. Turbinele hidraulice fac parte din familia mare a mașinilor denumite "*turbomașini*", unde prefixul "*turbo*" este un cuvânt de proveniență latină și înseamnă rotativ [92].

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

La acestea putem adăuga deschiderea aparatului director α [$^\circ$], turația specifică n_s , momentul la arborele turbinei M [Nm]. Fiecare dintre mărimile enumerate anterior depinde de toate celelalte. În mod convențional, pentru turbinele hidraulice se aleg ca mărimi independente următoarele: căderea H , turația n și deschiderea paletelor aparatului director α [5].

Pe scurt, parametrii se pot clasifica în 3 categorii. În tab.1.1 se prezintă cele 3 categorii.

Tab.1.1 Clasificarea parametrilor fundamentali ce caracterizează o turbină hidraulică

Mărimi independente	Mărimi dependente	Mărimi secundare
-căderea H [m] -turația n [rot/min] -unghiul de deschidere al aparatului director α [$^\circ$]	-debitul Q [m^3/s] -puterea P [kW] -randamentul η [-]	-înălțimea geometrică de aspirație h_s [$m.col. H_2O$] -coeficientul de cavitație σ

1.3. Ecuația fundamentală a turbinelor hidraulice

Legătura dintre căderea turbinei, elementele cinematice de la intrarea (notată cu 1) și ieșirea din rotor (notată cu 2) și randamentul turbinei este dată de ecuația fundamentală a turbomașinilor [92].

Momentul de interacțiune dintre curent și fluid poate fi definit:

$$\vec{M} = \rho Q \left(\vec{r}_1 \times \vec{V}_1 - \vec{r}_2 \times \vec{V}_2 \right) \quad (1.1)$$

unde ρ este densitatea apei, Q debitul volumic, r raza, iar V este viteza.

Puterea cedată de fluid rotorului poate fi scrisă sub forma:

$$\begin{aligned} P &= M\Omega = \rho Q \Omega \left[r_1 V_1 \cos(\alpha_1) - r_2 V_2 \cos(\alpha_2) \right] = \\ &= \rho Q (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \end{aligned} \quad (1.2)$$

unde P este puterea, M momentul de interacțiune dintre curent și palete, Ω viteza unghiulară, α unghiul vitezei absolute.

Dacă se ține cont și de randament puterea mai poate fi scrisă și în funcție de cădere și debit

$$P = \rho g Q H \eta_h \quad (1.3)$$

unde g este accelerația gravitațională, H căderea pe rotor, η_h este randamentul hidraulic.

Egalând ecuația (1.2) și (1.3) va rezulta:

$$\rho Q(U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) = \rho g Q H \eta_h$$

sau

$$\eta_h g H = (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad (1.4)$$

De obicei, pentru construcțiile obișnuite, unghiul de ieșire al vitezei absolute se alege $\alpha_2 = 90^\circ$. Astfel, ecuația (1.4) devine:

$$\eta_h g H = U_1 V_{u1} \quad (1.5)$$

Dacă se folosesc relațiile trigonometrice, ec. $\eta_h g H = (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2})$ se poate scrie sub o formă ce poartă denumirea de *ecuația fundamentală în viteze* [5].

$$\eta_h H = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (1.6)$$

Unde U este viteza de transport, V viteza absolută și W viteza relativă.

1.4. Turbina hidraulică tip Francis

Turbina Francis a fost inventată în 1849 de James B. Francis. Varianta concepută inițial era o mașină pur radială [81], acest lucru schimbându-se odată cu evoluția turbinei, ea devenind radial-axială. Denumirea de radial-axial vine de la direcția curentului de fluid ce tranzitează turbina. La intrare curgerea este axială, modificându-și direcția de-a lungul traseului hidraulic, devenind în final axială la ieșirea din rotor.

În fig.1.3 este prezentat primul rotor construit. Se pot observa paletele, care sunt scurte și drepte.

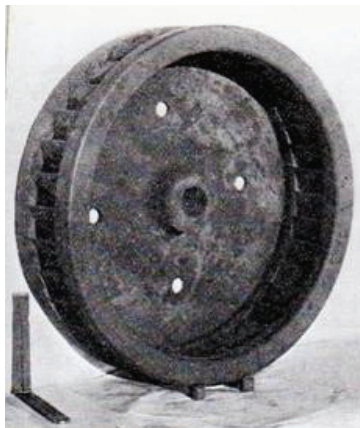


Fig.1.3. Prima variantă a rotorului Francis [44]

În fig.1.4 se pot vedea diferite imagini cu rotorul, respectiv turbina Francis în fazele sale inițiale. Îmbunătățirile care au fost aduse acestei turbine au condus la modificări substanțiale ale formei acesteia. În fig.1.5 se poate vedea o turbină Francis din zilele noastre.

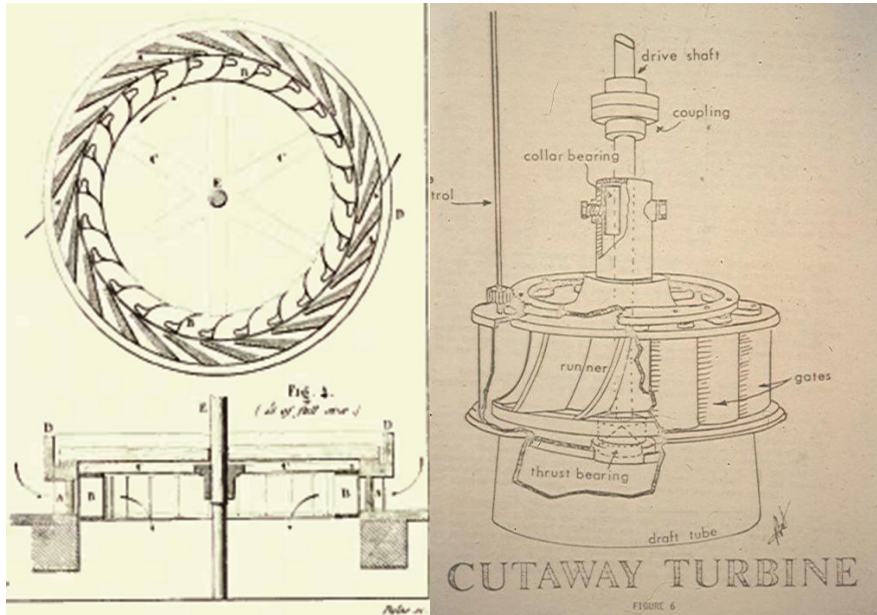


Fig.1.4. Turbina Francis în formele sale inițiale [42] stânga și [97] dreapta

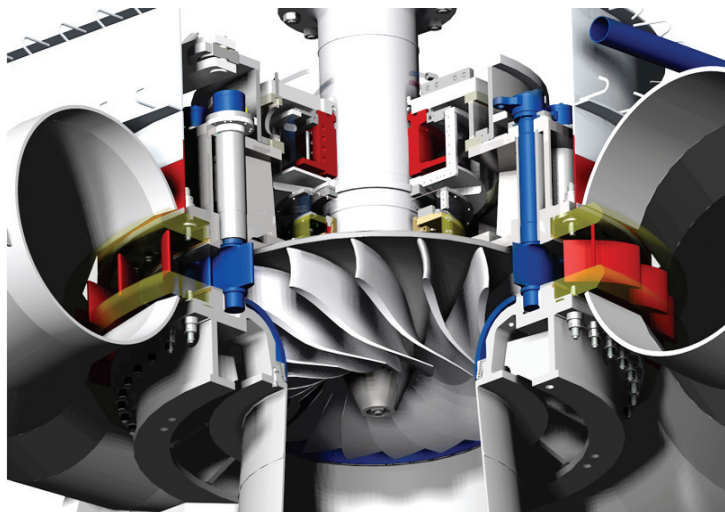


Fig.1.5. Secțiune într-o turbină Francis modernă [154]

Numele de Francis se folosește pentru turbinele care îndeplinesc următoarele condiții [5]:

- sunt turbine cu reacție (reacțiune),
 - alimentarea se face pe toată periferia rotorului,
 - în zona rotorului curentul intră radial , își schimbă direcția, și iese axial
- Rotorul acestei turbine este complet scufundat în apă.

Noțiunea de *turbină cu reacție* ne indică faptul că energia stereomecanică debitată de rotor are loc pe seama transformării presiunii, dar și a energiei cinetice. Pe lângă turbina Francis, alte exemple ce fac parte din aceeași categorie sunt Deriaz și Kaplan. La aceste tipuri presiunea de la intrarea în rotor este mai mare decât cea de la ieșire. Turbinele în care presiunea de la intrare este egală cu cea de la ieșirea din rotor și energia stereomecanică a rotorului este rezultată în urma transformării energiei cinetice intră în categoria turbinelor cu *acțiune de egală presiune* sau cu *impuls*.

1.4.1. Descrierea traseului hidraulic și rolul fiecărei componente (cameră spirală, stator, aparat director, rotor și tub de aspirație)

Traseul hidraulic al unei turbine de tip Francis este prezentat în fig.1.6. În continuare sunt prezentate părțile componente și descrierea în parte pentru fiecare dintre acestea.

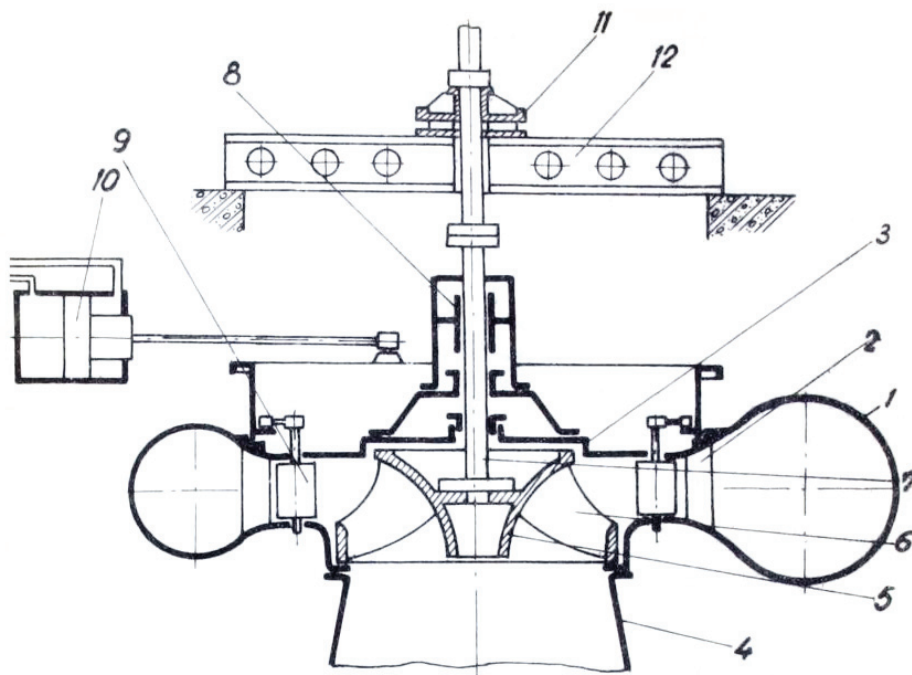


Fig.1.6. Schema constructivă a unei turbine Francis [4]

Părțile constructive ale unei turbine Francis sunt: camera spirală (1), statorul (2), capacul turbinei (3), tubul de aspirație (4), rotorul (5) prevăzut cu paletele (6), flanșa arborelui (7), lagărul de ghidare (8), aparatul director (9) acționat de servomotorul (10), lagăr axial (11), steaua (12) care sprijină părțile rotitoare.

Cele mai importante componente sunt camera spirală, statorul, aparatul director, rotorul și tubul de aspirație. În continuare este caracterizată fiecare componentă.

Camera spirală este o componentă a turbinelor cu reacțiune și face legătura între conducta de aducțiune și aparatul director, realizând o distribuție uniformă a debitului pe periferia aparatului director și a rotorului. O parte din energia potențială a curentului se transformă în aceasta în energie cinetică. Pot fi din beton sau materiale metalice [10]. În secțiune pe un plan perpendicular pe axa mașinii, are o formă de cameră melcată deoarece liniile de curent sunt spirale logaritmice [2].

Statorul este compus dintr-un inel superior, unul inferior și un număr de coloane statorice profilate. Rolul său este de a susține construcția și a conduce curentul către aparatul director [10].

Aparatul director are rolul de a ghida curentul de fluid dinspre camera spirală către rotor cu pierderi minime. Asigură distribuția uniformă a debitului pe periferia rotorului și circulația necesară transformării energetice optime, în condițiile unor pierderi hidraulice minime pentru toată gama de debite la care funcționează turbina. Cu ajutorul său se reglează debitul, respectiv cuplul la arborele turbinei.

Rotorul este organul care transformă energia hidraulică în energie stereomecanică. El se compune din coroană, palete și inel [4]. Poate avea diferite forme, în funcție de căderile sau turațiile specifice pentru care este proiectat (fig.1.7).

Tubul de aspirație are rolul de conducere al curentului de la rotor la bazinul de evacuare, în condițiile transformării energiei cinetice în energie potențială [2].

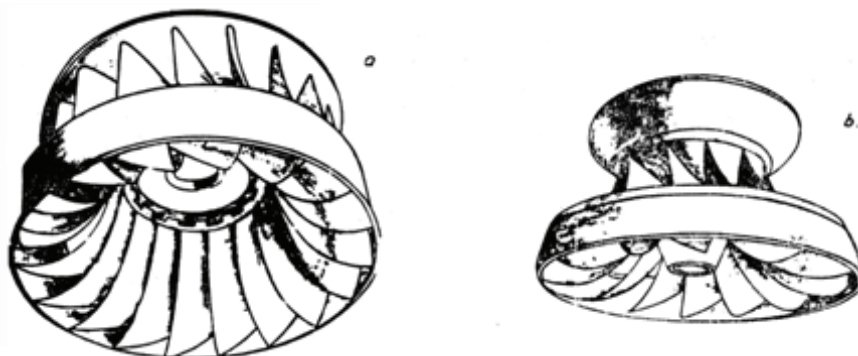


Fig.1.7. Forme constructive ale rotorului Francis [2]

Când are loc retehnologizarea unei turbine hidraulice, principala componentă care se înlocuiește este rotorul, și în unele cazuri aparatul director. Restul elementelor hidraulice (camera spirală și tubul de aspirație) rămân nemodificate din motive economice și de siguranță. De aceea, teza de doctorat se focalizează pe modelarea curgerii în aval de rotor și evaluarea performanțelor tubului de aspirație.

1.4.2. Domeniul de funcționare al turbinei Francis (comparație cu alte tipuri de turbine)

Turbina Francis este caracterizată prin:

- căderi cuprinse între 20...900 [m],
- debite ce pot varia între câțiva [m³/s] și care pot ajunge până la 1000 [m³/s],

- puteri ce pot depăși 900 [MW],
- randamente maxime de peste 95%.

În tab.1.2 sunt prezentate domeniile principalilor parametri ai turbinei Francis comparativ cu cele ale altor două turbine răspândite pe o scară mare în exploatarea hidroenergetice.

Tab.1.2 Domeniile de funcționare ale principalelor tipuri de turbine hidraulice [30]

Tipul turbinei	Pelton	Francis	Kaplan
Turația specifică * [rad]	0.05-0.4	0.4-2.2	1.8-5
Căderea [m]	100-1770	20-900	6-70
Puterea [MW]	500	800	300
Randament %	90	95	94

* În tab.1.2 turația specifică este dată de formula $\Omega_{sp} = \frac{\Omega \sqrt{P / \rho}}{(gH_E)^{5/4}}$, unde

P este puterea la arborele turbinei, ρ densitatea apei, g accelerația gravitațională, H_E căderea efectivă la intrarea în turbină și Ω viteza de rotație în [rad/s].

În fig.1.8 este prezentată diagrama căderii funcție de debit pentru principalele tipuri de turbine hidraulice.

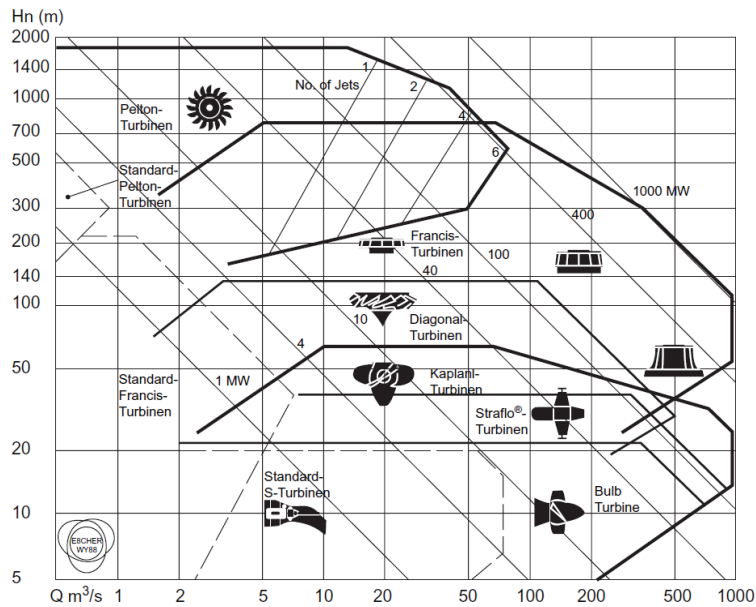


Fig.1.8. Diagrama căderii $H[m]$ funcție de debitul $Q[m^3 / s]$ pentru diverse tipuri de turbine [30]

Deși turbinele Francis au un randament maxim foarte ridicat, acesta are valoarea maximă pe o plajă redusă de regimuri, comparativ cu alte tipuri. Graficul din fig.1.9 demonstrează acest lucru. Neavând paletelile rotorului reglabile, în exploatarea turbinei Francis la regimuri de funcționare diferit de cel optim apare o scădere bruscă a randamentului, care poate fi însoțită de fluctuații de presiune și de putere, dar și de vibrații ce pot duce la efecte nedorite.

Tendința actuală în funcționarea sistemelor electroenergetice impune un randament mediu ponderat cât mai ridicat pe o plajă cât mai largă de regimuri, chiar dacă acest lucru duce la un randament maxim mai mic. Pentru rezolvarea acestei situații se caută în continuare soluții pentru lărgirea domeniului de funcționare la un randament bun.

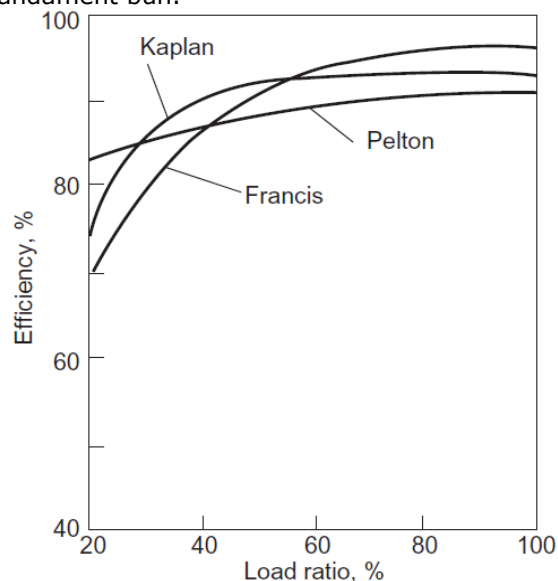


Fig.1.9. Variația randamentului pe toată plaja de funcționare la turație și cădere constantă pentru 3 tipuri de turbine [30]

1.4.3. Probleme specifice pentru turbinele Francis moderne

În zilele noastre, cererea variabilă de pe piața de energie necesită o flexibilitate mare în funcționarea turbinelor hidraulice. Prin urmare, turbinele operează frecvent pe o gamă extinsă de regimuri de funcționare, departe de punctul pentru care au fost proiectate sau de punctul de randament maxim. Turbinele de tip Francis care funcționează la debit parțial prezintă pulsații de presiune datorită vârtejurilor de tip von Kármán dezvoltate în zonele paletate și a vârtejurii funie dezvoltat în tubul de aspirație. Aceste fenomene generează zgomote și vibrații puternice, care pot duce la defecte ale elementelor din structura hidroagregatului [19].

1.5. Fenomene hidrodinamice asociate regimurilor de funcționare departe de cel optim (desprinderi, curgeri secundare, instabilități în tubul de aspirație). Investigarea acestora

Efectele care au rolul cel mai însemnat într-o turbină hidraulică sunt cele care au loc în tubul de aspirație. La regimuri de funcționare departe de cel optim este posibilă apariția unor fenomene nedorite cum ar fi desprinderi ale curgerii în conul tubului de aspirație, apariția unor zone de stagnare sau recirculare, dar și curgeri secundare. Se ajunge astfel, în unele cazuri, de la o curgere stabilă, axial – simetrică la una instabilă, tridimensională. Mai departe, în acest subcapitol se va defini rolul funcțional și forma constructivă a tubului de aspirație. Se va evidenția ponderea pierderilor hidraulice în tubul de aspirație. Efectele instabilității curgerii vor fi prezentate și ele, dar și măsuri practice pentru atenuarea acestora. Discuții referitoare la cercetări numerice și experimentale legate de nestaționaritatea curgerii vor fi prezentate, bineînțeles.

1.5.1. Rolul funcțional și forma constructivă a tubului de aspirație

După Anton și Baya, [3], tubul de aspirație face legătură cu bieful aval. Este de obicei de formă curbată pentru economisirea volumului de construcții hidrotehnice. Secțiunile transversale se evazează în sensul de curgere, în scopul reducerii vitezelor și a transformării energiei cinetice remanente a curentului de la ieșire din rotor în energie potențială. Dacă nivelul aval se află sub planul median al paletelor directe, înălțimea de aspirație este recuperată de tubul de aspirație.

1.5.1.1. Rolul funcțional

Tubul de aspirație este elementul care asigură evacuarea debitului ce trece prin rotor către canalul de fugă.

Îndeplinește două roluri principale:

- recuperează înălțimea de aspirație (când aceasta are o valoare pozitivă), permițând astfel montarea rotorului deasupra nivelului apei din canalul de fugă, fără să se piardă partea corespunzătoare din înălțime,
- recuperarea unei proporții cât mai mari din energia cinetică a curentului de la ieșirea din rotor și transformarea ei în energie potențială.

1.5.1.2. Forma constructivă

De-a lungul istoriei s-au dezvoltat și folosit mai multe variante constructive, de la tub de aspirație drept la tub cotit. Fiecare dintre aceste forme prezintă avantaje și dezavantaje și sunt folosite acolo unde își au utilitatea. Guibin prezintă în [54] într-un mod foarte deslușit o multitudine de informații legate de tubul de aspirație, cum ar fi: tipurile majore ale acestora, principii teoretice de proiectare și considerații economice în selecția tipurilor și dimensiunilor tuburilor de aspirație.

Exemple de forme constructive ale tubului de aspirație:

- Tuburi de aspirație drepte: difuzoare simple sau hidrocone (fig.1.10)

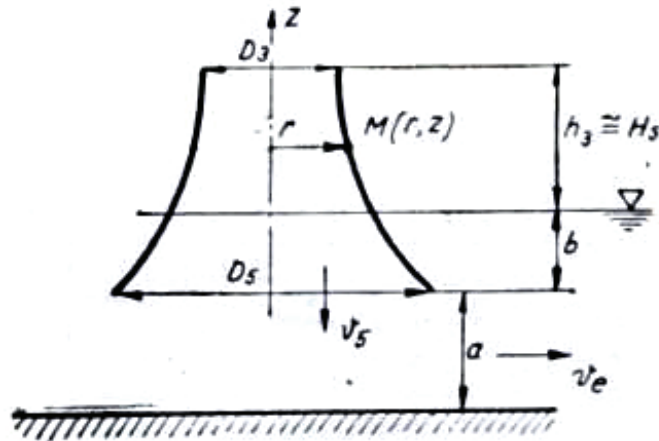


Fig.1.10. Tub de aspirație hidrocon [2]

Varianta dreaptă a fost forma inițială a primelor variante constructive.

- Tuburi de aspirație melcate (fig.1.11)

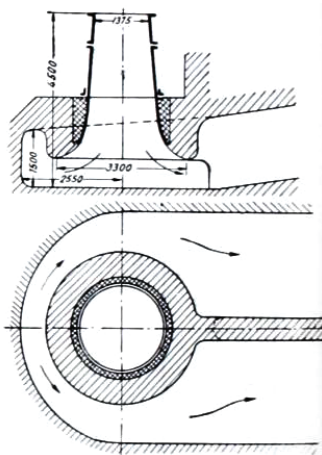


Fig.1.11. Tub de aspirație melcat [2]

- Tuburi de aspirație clopot (fig.1.12)

Au prevăzute în partea centrală o inimă de beton ce contribuie la evitarea apariției depresunii și a turbionului central. Aceste tipuri de tuburi de aspirație au randamente de 93...94%. Au o construcție complicată, iar din această cauză nu sunt des utilizate [2].

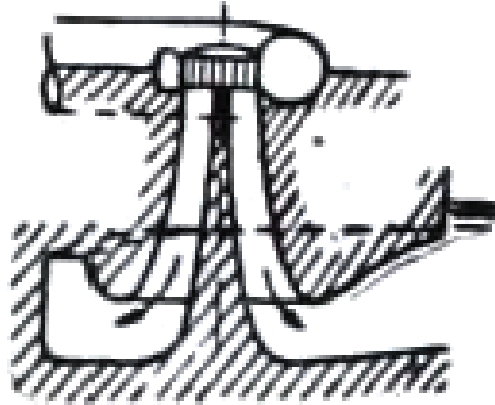


Fig.1.12. Tub de aspirație clopot [2]

– **Tuburi de aspirație curbate** (fig.1.13)

Asigură o bună recuperare a energiei cinetice și o structură bună a curentului de la ieșire din rotor. Cu ajutorul acestui tip se poate asigura o reducere a adâncimii centralei, ceea ce duce la o diminuare a investițiilor, Anton [2].

Majoritatea turbinelor Francis sunt montate astfel încât axa mașinii este verticală (în cazul mașinilor mici pot fi montate și cu ax orizontal), Dixon [29]. Pentru puteri mici, investițiile sunt mai reduse pentru soluția cu axă orizontală. La unitățile cu axă orizontală de dimensiuni mari, pentru așezarea camerei spirale și a tubului de aspirație sunt necesare fundații complicate, astfel încât se anulează orice fel de avantaj economic în procesul de producție al turbinei Anton și alții [5]. Un alt avantaj al amplasării agregatului cu poziția axului verticală este și plasarea la o distanță mai apropiată de nivelul apei în aval, Round [111]. Montarea verticală a turbinei duce la folosirea unui tub de aspirație cotit. Alte argumente pentru folosirea tubului de aspirație de formă curbată sunt: scăderea volumului de lucru, micșorarea cantităților de materiale de construcție, rezultând o economie din punct de vedere economic.

Anton [2] prezintă următorul lucru: pentru a minimiza pierderile de sarcină, se recomandă ca transformarea energiei cinetice să se facă în prima parte a aspiratorului (tubului de aspirație).

Calculul și analiza curgerii din cadrul cercetării doctorale s-a făcut pe un astfel de tub.

Cele două variante ale tubului de aspirație folosit în cercetarea doctorală este de acest fel. De remarcat în fig.1.13 dimensiunea rotorului, care este mult mai mică în raport cu cea a tubului de aspirație. Chiar dacă rotorul are dimensiuni reduse, curgerea de la ieșire din acesta influențează puternic curgerea în tubul de aspirație. De aceea este necesară o potrivire ale celor două componente.

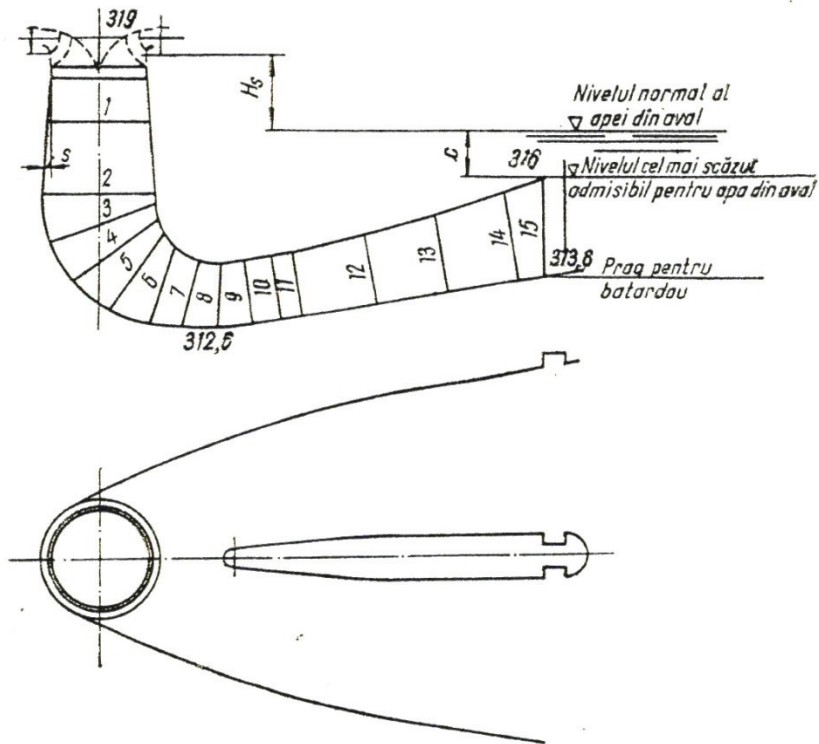


Fig.1.13. Tub de aspirație cotit [18]

1.5.2. Ponderea pierderilor hidraulice în tubul de aspirație pentru turbine de cădere joasă-medie

Vu și alții [156] au efectuat o analiză numerică a curgerii pe toate componentele hidraulice ale unei turbine Francis la o turație specifică constantă pentru a investiga coeficientul de pierdere pentru fiecare componentă a traseului hidraulic al turbinei.

În fig.1.14 se poate observa că pierderile hidraulice cele mai însemnate sunt în tubul de aspirație, când turbina funcționează la puncte diferite de cel optim.

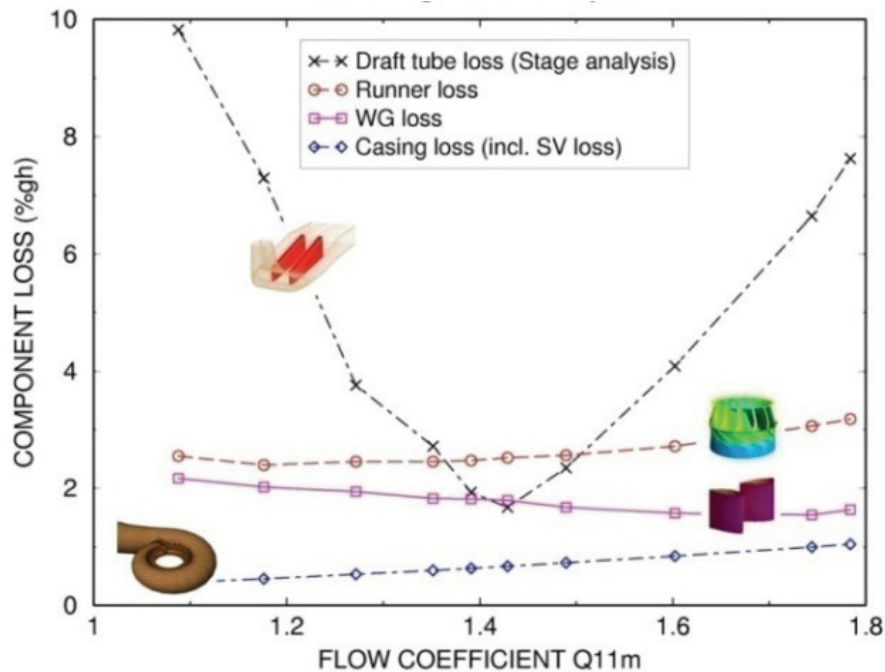


Fig.1.14. Variația pierderilor hidraulice funcție de debit în turbina Francis repartizate pe componente [156]

Din această cauză, forma diagramei colinare este influențată într-o foarte mare măsură de curgerea în tubul de aspirație.

1.5.3. Nestaționaritatea auto-indusă a curgerii în tubul de aspirație.

De-a lungul timpului s-au făcut atât investigații experimentale cât și investigații numerice ale fenomenelor hidrodinamice pentru a fi mai bine înțelese și pentru a căuta soluții de eliminare sau atenuare a celor nedorite. Cele experimentale s-au făcut (și se fac în continuare) pe standuri pe care sunt montate turbine la scară redusă sau pe standuri ce au în locul turbinei un generator de vârtej.

Odată cu dezvoltarea tehnicilor de calcul hardware și a CFD a fost posibilă investigarea numerică a curgerii în turbomașini.

Unul din fenomenele ce pot să apară la funcționarea unei turbine este vârtejul funie. Acesta apare în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, în special la turbinele a căror rotoare au palete fixe, atunci când acestea funcționează la debite mai mici decât pentru cele care au fost proiectate să aibă randament maxim.

Conform Escudier [36], la debit parțial, în tubul de aspirație există o valoare mare a nivelului curgerii cu rotație din cauza nepotrivirii dintre curgerea cu rotație generată de aparatul director și momentul unghiular extras de rotor. Când curgerea cu rotație din tubul de aspirație se decelerează, aceasta devine instabilă.

În continuare sunt prezentate câteva exemple de cercetări ale curgerii, în special în conul tubului de aspirație.

Analizând experimental curgerea în conul tubului de aspirație, Nishi și alții [101] au identificat patru regimuri de curgere distincte caracterizate de mărimea și poziția zonei de stagnare:

- Regimul 1: Vârtejul este extins până în zona cotului tubului de aspirație, curgerea principală cu rotație este stabilă și axial simetrică, iar fluctuațiile de presiune la perete sunt foarte mici.
- Regimul 2: În centrul conului tubului de aspirație se formează o zonă de stagnare. În jurul acesteia există un vârtej spiral care își schimbă forma tot timpul. Pulsățiile la perete sunt neregulate și sunt corespunzătoare forme diferite pe care o ia curgerea.
- Regimul 3: Zona de stagnare există aproape întotdeauna la intrarea în tubul de aspirație. Vârtejul spiral are forma asemănătoare unui tirbușon. Acesta pare stabil și se rotește împreună cu zona de stagnare după curgerea principală în aceeași direcție.
- Regimul 4: Zona de stagnare se prelungeste și în amonte de tubul de aspirație și este de mari dimensiuni. Din această cauză pot să apară unul sau două vârtejuri. Apariția lor este neregulată. Variația presiunii este de asemenea neuniformă.

Nishi și alții [99] au prezentat un model calitativ pentru vârtejul funie (fig.1.15) care se bazează pe investigațiile lor experimentale. Ei sugerează că profilele de viteză mediate circumferențial în con pot fi reprezentate satisfăcător de un model care cuprinde o zonă de apă moartă a curgerii, adică o zonă de quasi-stagnare, care este înconjurată de curgerea cu rotație principală. Modelul acesta este susținut și de presiunea medie măsurată, care rămâne constantă în zona de quasi-stagnare.

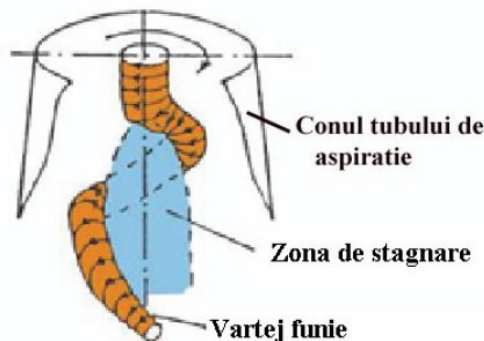


Fig.1.15. Formarea vârtejului funie între zona de stagnare și cea de curgere, conform Nishi și alții [99]

De asemenea, Skotak și alții [118] au analizat curgerea în tubul de aspirație al unui model de turbină Francis la diverse regimuri de funcționare.

Fig.1.16 prezintă curba de randament funcție de turația specifică. Pe grafic sunt evidențiate zonele unde au fost vizualizate curgerile în con. Tot în fig.1.16 se pot vedea șapte zone de curgere cu rotație cu 1...3 vârtejuri elicoidale.

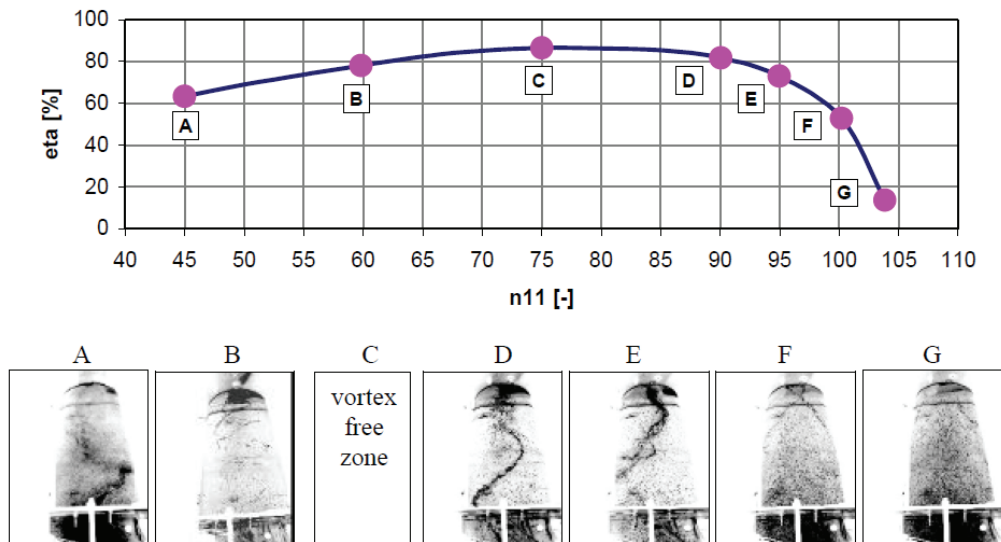


Fig.1.16. Curba de randament și vizualizarea curgerii în con [118]

Zona A: curgere cu un singur vârtej (sensul de rotație invers acelor de ceasornic) – în cazul unei turații specifice de valoare mică curgerea în aval de rotor are sensul invers față de rotor. Se dezvoltă un singur vârtej cu mișcare de precesie.

Zona B: curgere cu două vârtejuri elicoidale (sensul de rotație invers acelor de ceasornic) – când turația specifică crește până în apropierea punctului de funcționare cu un randament maxim curgerea cu un singur vârtej se metamorfozează într-o curgere cu două vârtejuri. Sensul de precesie este în opoziție față de cel al rotorului.

Zona C: curgere fără nici un vârtej / curgere axial simetrică – la randament maxim, pentru toate valorile de deschidere ale aparatului director s-a obținut o curgere axial simetrică, cu o componentă tangențială a vitezei foarte mică. Pentru a putea fi posibilă vizualizarea s-a injectat o cantitate mare de aer.

Zona D: curgere cu un singur vârtej (sensul de rotație al acelor de ceasornic) – crescând turația specifică, vârtejul își pierde simetria axială. Mișcarea de precesie a vârtejului elicoidal este nestaționară, dar periodică.

Zona E: curgere cu un singur vârtej (sensul de rotație al acelor de ceasornic) – crescând și mai mult turația specifică se trece de la un tip de vârtej la altul. Există o zonă de recirculare dezvoltată în centrul conului. Vârtejul se înfășoară peste stratul de forfecare ce delimitează cele două zone ale curgerii (zona curgerii principale și cea de recirculare). Față de vârtejul din zona D, tipul acesta de vârtej are o frecvență mai mare.

Zona F: curgere cu două vârtejuri (sensul de rotație al acelor de ceasornic) – crescând turația specifică curgerea cu un singur vârtej se transformă într-o curgere cu două vârtejuri. Frecvența pulsațiilor de presiune măsurată la peretele tubului își dublează valoarea.

Zona G: curgere cu trei vârtejuri (sensul de rotație al acelor de ceasornic) – crescând din nou turația specifică, curgerea cu două vârtejuri se transformă într-o curgere cu trei vârtejuri.

Cele 7 zone pot fi sortate în funcție de regimurile de încărcare ale turbinei:

- A – suprasarcină 120 %,

- B – sarcină maximă 100%,
- C – punctul de randament maxim 90 %,
- D – sarcină parțială 70 %,
- E – încărcare la jumătate 50 %,
- F – încărcare mică 40 %,
- G – încărcare foarte mică 25 %.

Întrucât construcția unui stand care include o turbină la scară redusă implică costuri mari și este dificil de exploatat, fiind nevoie de vehicularea unor debite mari de apă, mai multe centre de cercetare au înlocuit turbinele cu generatoare de curgere cu rotație. Scopul generatoarelor este de a reproduce la scară redusă curgerea cu rotație în conul tubului de aspirație. Este nevoie pentru această soluție de debite mai mici, dar și o dimensiune mai redusă a conului tubului de aspirație, dacă facem comparație cu un stand ce are în componență o turbină.

În raportul său [40], Falvey prezintă și o altă motivație pentru care este util să se utilizeze modele simplificate. Într-o turbină Francis analiza curgerii în aval de rotor este extrem de complexă din cauza secțiunii difuzorului conic, a îndoirii tubului și a distribuției de viteze dată de rotor. Conform unor autori citați de Falvey, și distribuția curgerii din camera spirală și distribuitor sunt factori importanți. Având în vedere multitudinea factorilor care trebuie luați în considerare, investigațiile în modele simplificate este indicată în mod clar. Astfel, cu un asemenea model, efectul fiecărui factor poate fi investigat separat și contribuția sa la instabilitatea curgerii evaluată.

Kurokawa și alții [79] au folosit un generator pentru studiul curgerii cu rotație și investigația unei soluții constructive pentru atenuarea efectelor funcționării la debit parțial. Secțiunea de testare, prezentată în fig.1.17 are o formă convergent-divergentă. Un rotor axial poziționat amonte de con este responsabil de generarea curgerii cu rotație. Principalele dimensiuni ale generatorului sunt prezentate în fig.1.17.

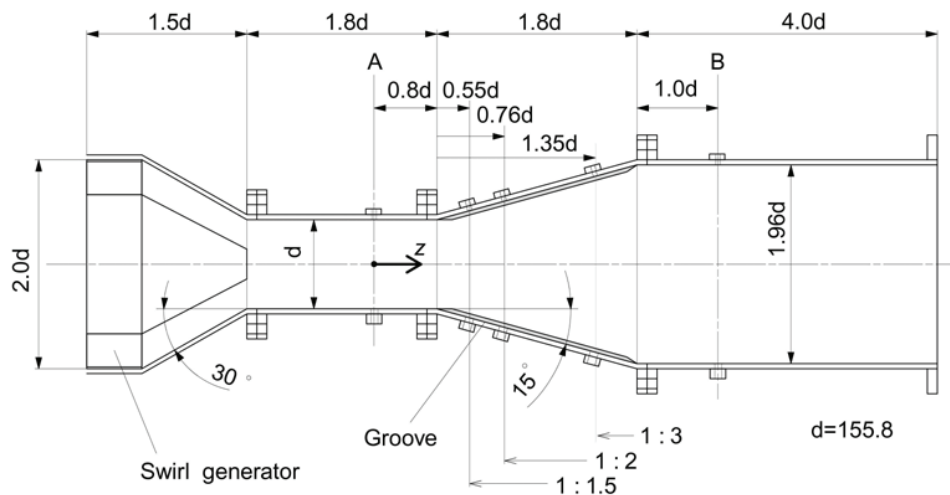


Fig.1.17. Schema generatorului curgerii cu rotație folosit de Kurokawa și alții [79]

Kirschner și alții [75], [74], [72] au făcut investigații experimentale pe un stand dezvoltat de ei. Generatorul curgerii cu rotație este o turbină-pompă. Reglajul debitului se face modificând unghiul de deschidere al aparatului director. Pe acest stand au făcut măsurători 2D ale câmpului de viteză cu ajutorul tehnologiei PIV și a pulsațiilor de presiune statică cu ajutorul traductorilor piezo-rezistivi.

O parte a colectivului CCISFC, din cadrul Universității Politehnica Timișoara a dezvoltat un stand pentru investigarea experimentală a curgerii cu rotație, dar și pentru studierea controlului curgerii cu ajutorul unui jet de apă. Din motive economice, pe acest stand s-a mers pe ideea generării unei curgeri similare cu cea dintr-o turbină folosind un generator de curgere cu rotație în locul unei turbine.

În fig.1.18 este prezentat aparatul de studiu al curgerii cu rotație, care este montat pe circuitul hidraulic principal prezentat în fig.1.19. Aparatul de studiu conține două elemente principale: generatorul de curgere cu vârtej și secțiunea de test convergent-divergentă. Este considerat ca fiind partea principală a standului, deoarece în el are loc dezvoltarea unei curgeri similare cu cea din avalul turbinelor hidraulice. Secțiunea de test are unghiul conului de $8.5 [^\circ]$, același cu unghiul conului tubului de aspirație al unei turbine Francis.

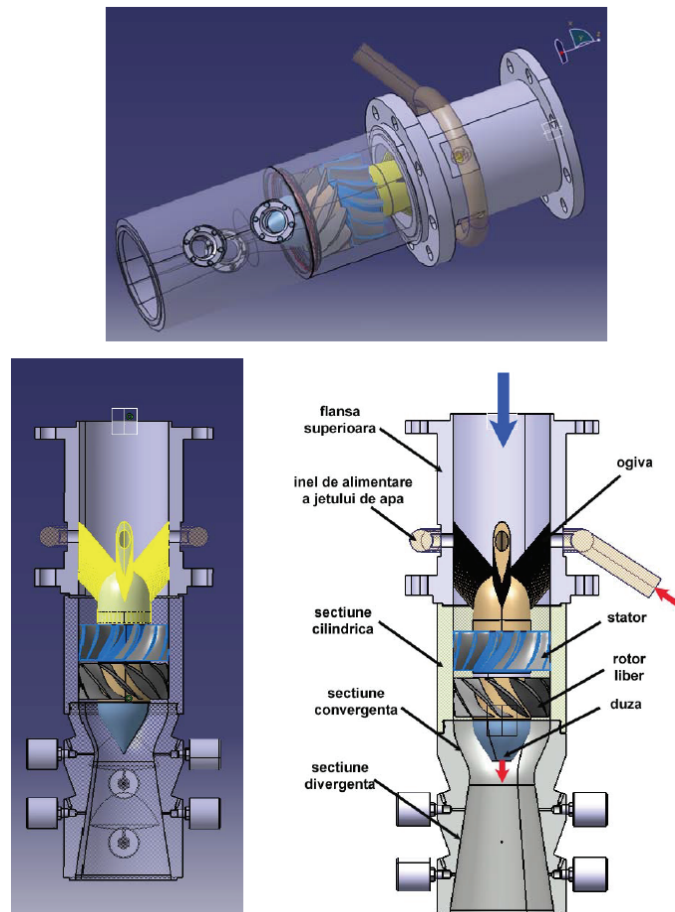


Fig.1.18. Aparatul de studiu al curgerii cu rotație [13]

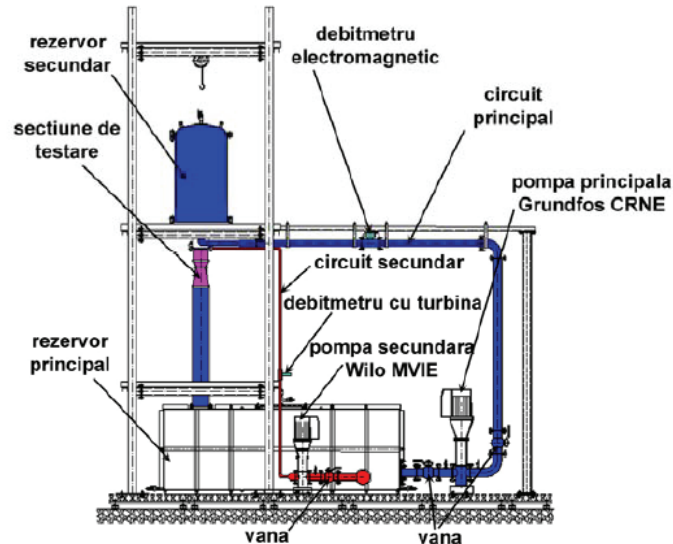


Fig.1.19. Standul experimental pe care este montat aparatul de studiu al curgerii cu rotație [13]

Generatorul de curgere are în componență (fig.1.20) :

- *Ogiva*, cu rol de alimentare al jetului de control.
- *Bucșa* generatorului de vârtej face legătura dintre ogivă și duza de injecție. Cele două paletaje se montează tot pe bucșă.
- *Statorul (paletajul fix)*, cu rolul de a conferi fluidului la ieșirea din acesta o curgere similară cu cea de la ieșirea din statorul unei turbine hidraulice. Are în componență 13 palete.
- *Rotorul (paletajul mobil)* are sarcina de a conferi fluidului la ieșire o curgere similară cu cea de la intrarea în tubul de aspirație al unei turbine hidraulice. Atât statorul, cât și rotorul au fost proiectate folosind metoda inversă în programul TurboDesign, de către Susan-Resiga și alții [131]. Proiectarea celor două paletaje s-a făcut pentru debitul de $30 [l/s]$. Profilele de viteză de la ieșirea din rotorul turbinei de la care s-a pornit proiectarea sunt cele de la ieșirea din turbina investigată în cadrul proiectului Flindt [37] pe cale experimentală de către Ciocan și alții [23], și pe cale numerică de către Stein și alții [125]. Paletajul mobil are în componență 10 palete.
- *Duza de injecție*

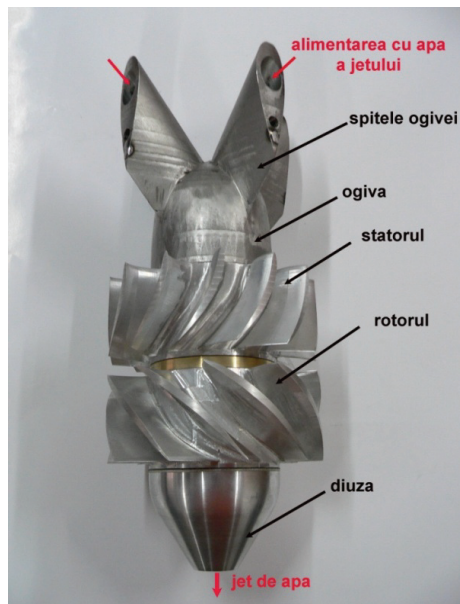


Fig.1.20. Generatorul de curgere cu rotație [13]

Secțiunea de test convergent-divergentă are rolul de a asigura trecerea lină de la amonte la conductele circulare la conducta de secțiune conică divergentă.

Pe acest stand s-au făcut măsurători de viteze medii cu ajutorul LDV și investigații ale câmpului de presiune statică la peretele difuzorului conic.

Petit și alții [105], folosind codul Open FOAM, și-au validat rezultatele numerice cu cele experimentale obținute pe stand.

Ojima și Kamemoto [102] au efectuat o analiză numerică folosind UzuCruise 3D, program ce a fost furnizat de College Master Hands. Scopul a fost de a compara rezultatele obținute de ei cu rezultatele obținute în urma simulării făcute cu solverul Fluent.

Zhang și alții [163] au analizat numeric curgerea în cele trei segmente ale tubului de aspirație (con, cot și ieșire) pentru o turbină Francis. În condiții de funcționare la sarcină parțială curgerea este instabilă și apar fluctuații de presiune cu o frecvență joasă și o amplitudine mare. Sursa principală a acestora este vârtejul funie. Este inevitabilă rotația fluidului (aparitia componentei tangențiale) în aceste condiții. Cheia eliminării vârtejurii funie este suprimarea zonei de recirculare. O metodă de eliminare a fost considerată admisia de aer, care este prea slabă pentru a elimina complet vârtejul funie. În contrast, ca fiind unul dintre mijloacele posibile de control, se consideră că injecția de apă este dovedită a fi mai puternică și de succes.

Ruprecht și alții [115] au investigat printr-o simulare numerică tridimensională și netaționară pentru prima dată curgerea în tubul de aspirație, obținând astfel un vârtej funie. Rezultatul poate fi văzut în fig.1.21.

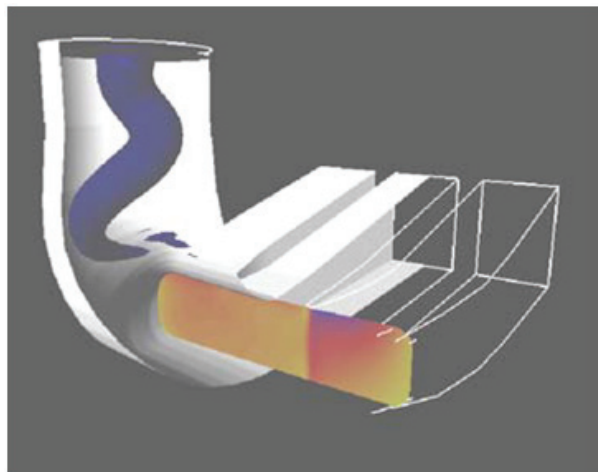


Fig.1.21. Vârtejul funie rezultat din simulare numerică nestaționară turbulentă de către Ruprecht și alții [115]

Vu și alții [156] au analizat numeric întreg traseul hidraulic al unei turbine de tip Francis (compus din camera spirală ce are în componență statorul, aparat director, rotor și tub de aspirație) pentru a putea calcula coeficientul de pierdere al fiecărui element în parte, demonstrând că pierderile hidraulice cele mai mari sunt în tubul de aspirație.

Mauri și alții [85] au investigat numeric curgerea într-un tub de aspirație cotit al unei model de turbină hidraulice. Rezultatele le-au validat cu cele rezultate din analiza experimentală. Domeniul de funcționare pentru care s-au făcut simulările numerice este cuprins între 90 % și 110 % din debitul optim de funcționare.

Din exemplele anterioare este evident faptul că simulările numerice tridimensionale de dată recentă sunt capabile să surprindă într-un mod apropiat de realitate fenomenele apărute într-o turbină reală. Totuși, o simulare tridimensională, nestaționară încă necesită un timp foarte mare de calcul și cerințe hardware mari.

Susan-Resiga și alții [134] au comparat o simulare a curgerii cu rotație bidimensională cu una tridimensională. Analiza s-a făcut pe o secțiune similară cu cea care se află montată pe standul dezvoltat de o parte a colectivului CCISFC pentru analiza și controlul curgerii cu vârtej. Domeniul 2D a fost considerat axial simetric și reprezintă practic o secțiune transversală a secțiunii de test. Domeniul 3D s-a discretizat în aproximativ două milioane de celule. Curgerea a fost considerată nestaționară, iar modelul de turbulență ales a fost $k - \varepsilon$ realizabil. Atât calculul 2D, cât și cel 3D au avut impuse aceleași condiții la limită și același model de turbulență.

Analizând presiunea și componentele vitezei ei au observat o bună asemănare atât a valorilor cantitative din câmpurile mediate, cât și a valorilor calitative pentru axele de măsură pe care s-au făcut investigații. Susan-Resiga și alții [134] au demonstrat în acest mod că o simulare 2D este capabilă să ofere informații calitative și cantitative referitoare la fenomenul curgerii decelerate dintr-un difuzor conic într-un timp mult mai scurt comparativ cu o simulare 3D. Analiza 2D nu este însă capabilă să ofere informații referitoare la pulsațiile de presiune din con.

1.5.4. Efecte ale instabilității curgerii

Falvey [40] enumeră efectele nedorite ce pot să apară împreună sau separat într-o turbină atunci când curgerea este instabilă. Acestea sunt: zgomote, vibrații, variații de putere, mișcări verticale ale arborelui și rotorului, pulsații de presiune în conducta forțată (poziționată amonte de camera spirală, cu rol de alimentare a turbinei cu apă). Qian și alții [108] susțin și ei existența propagării pulsațiilor de presiune din tubul de aspirație amonte de acesta.

Aceste vibrații pot duce la diferite probleme, care în unele cazuri pot fi catastrofale. Câteva exemple: ruperi ale bolțurilor de legătură, fisuri ale paletelor ce pot duce la ruperea acestora, uzuri ale lagărelor. Alt efect nedorit este scăderea randamentului.

Casanova [19] prezintă în lucrarea sa un exemplu de deteriorare a bolțurilor ce se folosesc la îmbinarea a două părți ale conului tubului de aspirație (fig.1.22). Investigațiile asupra acestor bolțuri au avut loc într-o hidrocentrală care dispune de trei turbine de 95 MW montate în linie care sunt prevăzute cu un sistem de aerare prin capătul coroanei rotorice. Fiecare turbină are câte un tub de aspirație. Conul tubului este compus din două elemente: primul este situat la ieșirea din turbină, iar al doilea asigură legătura cu cotul tubului de aspirație și este încastrat în beton. Cele două elemente sunt fixate cu ajutorul bolțurilor de legătură.

Studiile s-au făcut pentru mai multe regimuri de funcționare. Prima și a treia turbină au funcționat la puterea de 95 MW, iar a doua turbină a fost testată la 11 regimuri de funcționare: 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 de MW. Măsurătorile au arătat că solicitările și vibrațiile au valori mari când puterea scade sub 80 de MW.

Analizând bolțurile s-a observat locația ruperii, care poate fi în imediata apropiere al capului de prindere al șurubului sau de-a lungul zonei filetate. Cercetând suprafața ruperii s-a ajuns la concluzia următoare: oboseala este de vină pentru apariția fracturilor.

O reducere a vibrațiilor, ceea ce a dus și la scăderea solicitărilor asupra bolțurilor de îmbinare s-a observat în cazul curgerii cu injecție de aer. Un efect nedorit al injecției este scăderea randamentului turbinei.

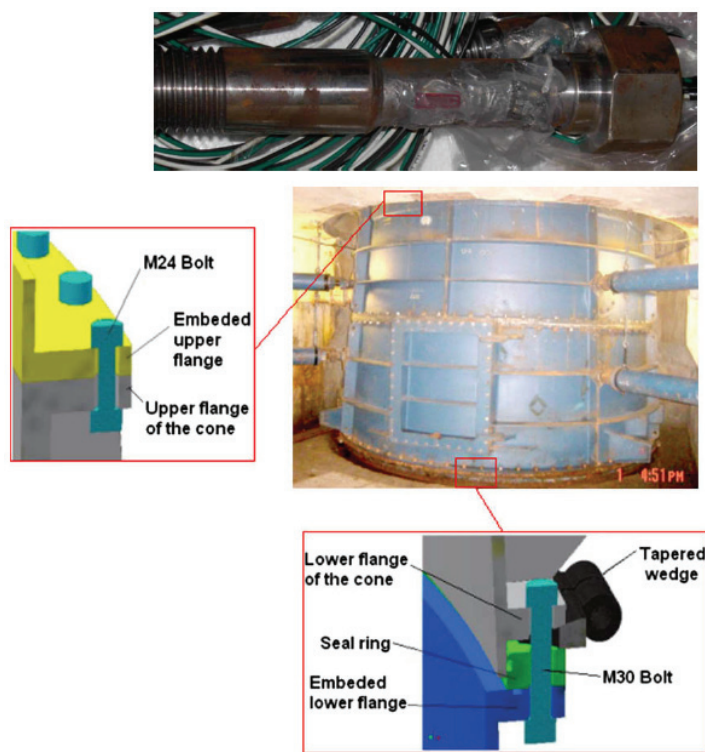


Fig.1.22. Asamblarea cu bolturi a celor două elemente ale conului tubului de aspirație [19]

În [45], Frunzăverde și alții prezintă analiza defectelor apărute la paletel unei turbine Francis (fig.1.23). Examinarea macroscopică indică faptul că fisura se datorează solicitării la oboseală. În lucrare se arată că solicitarea maximă a paletel rotorului investigat la debit parțial are loc la îmbinarea paletel cu coroana, în apropierea bordului de fugă.



Fig.1.23. Fisură (stânga) și rupere a paletel (dreapta) de turbină Francis [45]

Brekke, în [17] explică de ce trebuie acordată o atenție deosebită întreținerii mașinilor hidraulice. El prezintă catastrofa din anul 2009 de la hidrocentrala Sayano – Shusenshkaya din Rusia (fig.1.24), care a pornit de la turbina numărul 2. Aceasta

s-a datorat mai multor factori. Una dintre cauze a fost funcționarea cu vibrații foarte mari a rotorului, iar alta a fost neglijența mentenanței șuruburilor de la capacul superior al turbinei.



Fig.1.24. Interiorul hidrocentralei Sayano – Shushenskaya înainte și după accident [157]

În [157] se explică pe larg evoluția lucrurilor la turbina numărul 2. Aceasta a creat probleme de la începutul punerii sale în funcție (în anul 1979). Tot aici este descris impactul major din punct de vedere economic și ecologic.

Reabilitarea centralei s-a finalizat în anul 2014, conform [146] iar noile unități cu care a fost echipată hidrocentrala au o durată de viață utilă de 40 de ani, în timp ce randamentul maxim al acestora ajunge acum la 96,5 %. Turbinele au fost echipate cu sisteme de protecție mult mai eficiente care permit oprirea automată în caz de deviații inacceptabile ale parametrilor monitorizați.

1.5.5. Măsurile practice pentru atenuarea efectelor instabilității curgerii

Soluția cea mai simplă pentru atenuarea acestor efecte ar fi limitarea domeniului de funcționare al turbinei, prin eliminarea regimurilor unde apar instabilitățile. Acest fapt ar conduce și la micșorarea domeniului de funcționare. Astfel misiunea de compensator al energiei electrice în sistemul electroenergetic ce o deține centrala hidroelectrică nu mai este îndeplinită.

De-a lungul anilor s-au dezvoltat diferite metode de atenuare a efectelor instabilității sau de control al curgerii. Folosirea acestor metode nu elimină cauza apariției instabilității curgerii ci doar înlătură, sau diminuează efectele. De asemenea fiecare soluție prezintă și dezavantaje. În continuare sunt descrise unele măsuri.

- Impulsuri de presiune

Este o metodă de control activ al pulsațiilor de presiune investigată experimental de Blommaert [12]. Se injectează un jet pulsant prin peretele conului tubului de aspirație pentru anularea fluctuațiilor auto-induse de presiune. Se prelevează un debit mic de apă din aval de camera spirală și se injectează sub formă de jeturi la anumite intervale de timp în funcție de frecvența pulsațiilor de presiune din con.

- Injectie cu jeturi tangențiale la perete

Altă tehnică de a controla sau elimina pulsațiile de presiune este injectarea apei în con, tangențial și de sens opus rotației curgerii în con. Tehnica prezentată de Kjeldsen și alții [76] a fost testată experimental pe o turbină Francis orizontală ce are o cădere $H=150$ [m], o putere nominală $P_{nom}=4.04$ [MW] și o turație

$n=150$ [rot/min] într-o centrală din Skarsfjord, Norvegia. Soluția se bazează pe injecția tangențială de apă la viteze mari. Instalația de injecție este formată din 5 duze individuale distribuite de-a lungul marginii superioare a conului. Direcția jetului se poate modifica pe un interval de 15 [°] în direcție axială și tangențială. S-au făcut măsurători la cel mai "rău" punct de funcționare, adică la o putere de 1.75 [MW], unde s-a constatat o scădere a variației presiunii când s-a injectat apă. În fig.1.25 se prezintă sistemul implementat pe conul tubului de aspirație.

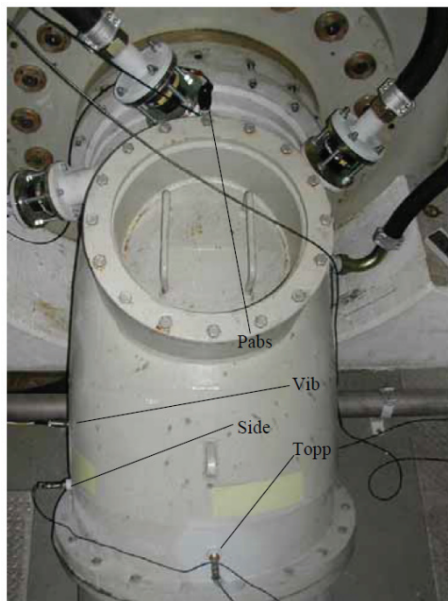


Fig.1.25. Detaliu asupra instalației cu injecție tangențială la perete conform Kjeldsen și alții [76]

- Injecție cu jet de apă axial în conul tubului de aspirație

Metoda constă în injectarea de apă prin capătul coroanei rotorice pentru a controla pulsațiile de presiune [140], [24], [155]. Fig.1.26 descrie această soluție. Aceasta a fost testată atât numeric, cât și experimental. Fluidul este preluat din camera spirală, trece prin arborele turbinei, iar după aceea ajunge în ogivă și este injectat axial în conul tubului de aspirație. Metoda a fost intens cercetată atât experimental, cât și numeric de Bosioc în [13]. Apa injectată este o pierdere hidraulică, deci nu participă la transformarea energiei hidraulice. Dezavantajul acesta a fost eliminat prin preluarea apei din aval de rotor. Sistemul îmbunătățit de control al curgerii poartă numele de flow-feedback [142], [143] și este prezentat pe larg în teza de doctorat [144].

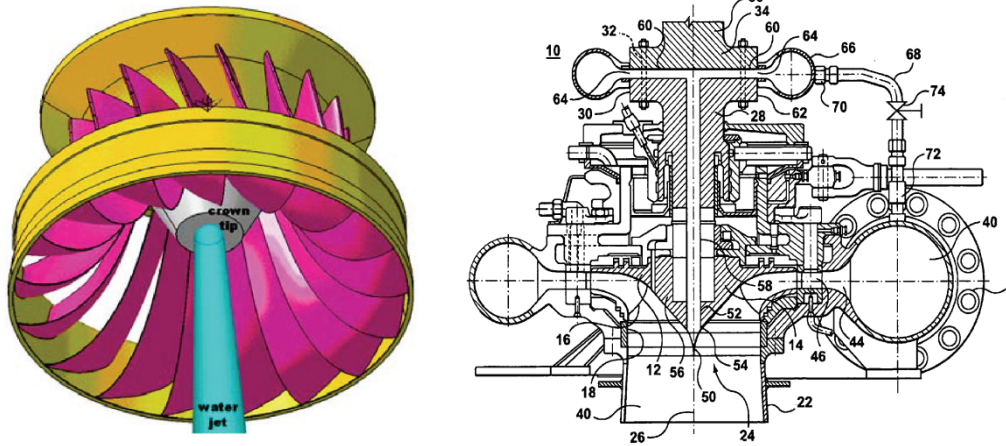


Fig.1.26. Schema metodei de injecție al apei prin capătul coroanei, [140] stânga, [24] dreapta

De asemenea, Kirschner și alții [73] au investigat această metodă numeric, dar și experimental pe un model te turbină-pompă.

Ruprecht și alții au investigat atât numeric, cât și experimental această metodă pe un stand ce folosește un generator de curgere cu rotație cu palete reglabile [113].

- Admisie de aer

Admisia de aer în turbina hidraulică Francis, Papillon și alții [103], se poate face prin mai multe puncte prezentate în fig.1.27. Putem avea astfel posibilă admisia aerului fie prin ogiva rotorului prevăzută cu un canal interior (punctul A), fie la periferia rotorului, aproape de inel (punctul C), sau amonte de rotor, prin bordul de fugă al paletelor aparatului director (punctul D). Tot în [103] este arătat faptul că admisia de aer poate duce la o pierdere hidraulică suplimentară și o scădere a randamentului. Aceste pierderi pot fi acceptabile în cele mai multe proiecte comparativ cu alte opțiuni mult mai costisitoare care au un impact mult mai mare asupra puterii și randamentului.

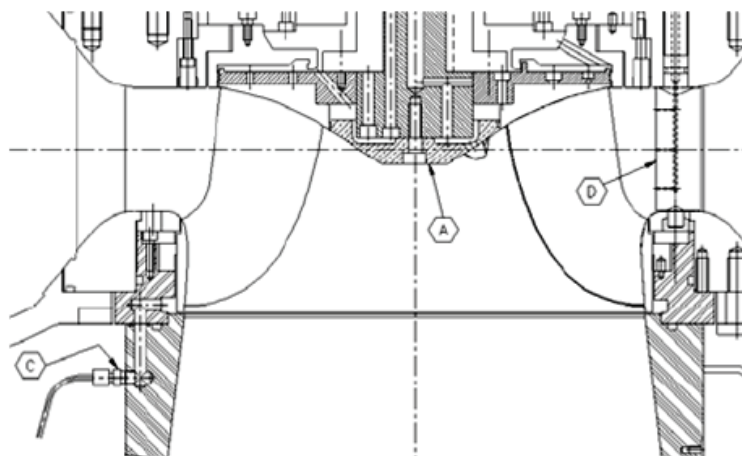


Fig.1.27. Puncte de admisie pentru aer într-o turbină Francis [103]

Qian și alții [108] au simulat numeric 3D, nestaționar și multi-fazic curgerea pe întreg traseul hidraulic al unei turbine Francis (cameră spirală, stator, aparat director, rotor și tub de aspirație). Au ajuns la concluzia că vârtejul funie este principalul factor pentru pulsațiile de presiune de joasă frecvență în tubul de aspirație. Frecvența dominantă este dată de turația rotorului, de forma lui și de forma tubului de aspirație și nu se schimbă la admisia aerului.

Când se folosește admisia de aer atât diferența de presiune în tubul de aspirație, cât și amplitudinea pulsațiilor de presiune scad.

- Stâlpi în conul tubului de aspirație

O altă abordare a eliminării pulsațiilor de presiune din con este umplerea zonei de recirculare cu un corp solid. Se poate face prin două variante: fie prelungiri ale ogivei (unde apar forțe laterale mari în această extensie), fie prin prelungiri cilindrice din cotul tubului de aspirație către rotor (avantajul acestora fiind eliminarea forțelor laterale). În funcție de regimul de funcționare, diametrul cilindrului ar trebui să varieze între 0.2 și 0.8 din diametrul de intrare în con. Dezavantajul acestei metode este imposibilitatea modificării diametrului stâlpului funcție de regimul de funcționare al agregatului [40]. În fig.1.28 este prezentat un exemplu.

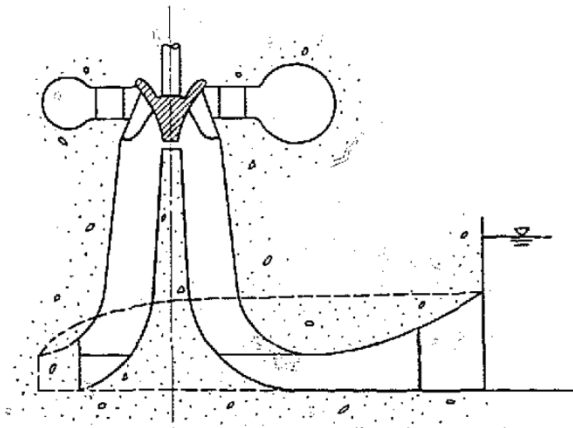


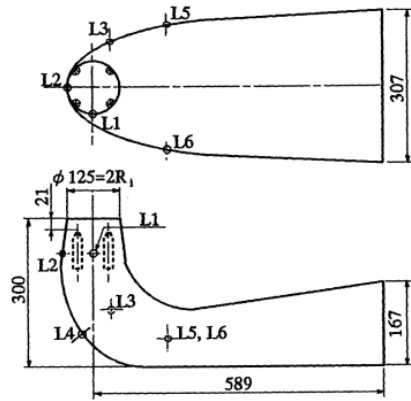
Fig.1.28. Tub de aspirație de tip Moody, conform Falvey [40]

- Caneluri pe peretele conului tubului de aspirație

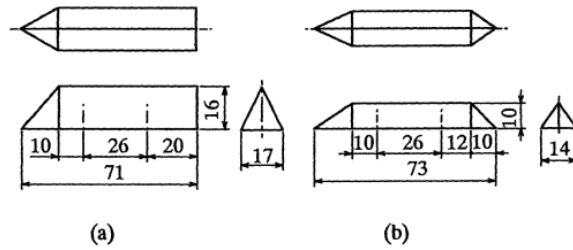
Metoda J-groove a fost studiată experimental. Kurokawa și alții o prezintă în [79]. Este o metodă de control pasivă și constă în aplicarea unor caneluri de-a lungul generatoarei difuzorului conic. Din experimente, rezultă că se poate obține o reducere de până la 85 % a rotației curgerii, la folosirea canelurilor adecvate. Pierderile hidraulice suplimentare induse pot fi considerate neglijabile, iar distribuția presiunii este mult mai uniformă pe întreaga suprafață de la ieșire din secțiune. Pe lângă reducerea curgerii cu rotație, aceste caneluri induc și o scădere a amplitudinii pulsațiilor presiunii.

- Aripioare montate pe peretele conului tubului de aspirație

Soluția este pe larg dezbătută de Falvey [40], Nishi și alții [100], Thicke [147]. În fig.1.29 și fig.1.30 sunt prezentate câteva variante.



Tub de aspirație



(a)

(b)

Variante de aripioare

Fig.1.29. Configurația în care Nishi și alții [100] au testat aripioarele

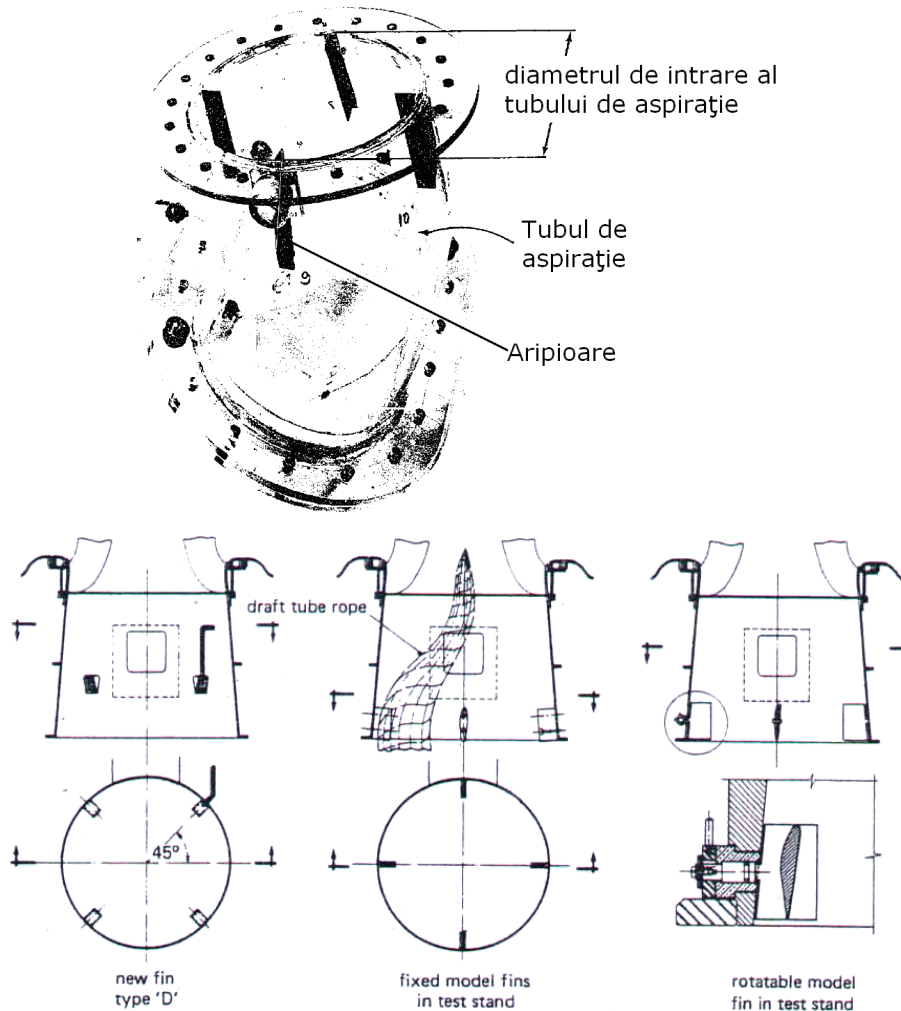


Fig.1.30. Aripioare montate în tubul de aspirație conform Falvey [40] (sus) și Thicke [147] (jos)

Falvey [40] recomandă o lungime maximă a acestor aripioare de 0.5 din diametrul de intrare a conului tubului de aspirație și o lățime cuprinsă între 0.1...0.2 din același diametru.

Thicke [147] recomandă această variantă ca fiind ultima soluție când toate celelalte metode nu au dat rezultate.

Conform Falvey [40], aceste aripioare pot produce și dezavantaje: pierdere de randament, posibilitatea apariției cavitației, zgomote de înaltă frecvență, probleme structurale legate de montarea lor. De aceea se recomandă a fi montate doar pe unități mici.

- Prelungiri ale ogivei

Thicke, în [147] prezintă diverse soluții practice pentru instabilitatea în tubul de aspirație. Una din temele abordate este prelungirea rotorului cu o ogivă. Descrie

diferite exemple unde s-a folosit prelungirea conului rotorului. Din observații și încercări pe turbine făcute în hidrocentrale s-a ajuns la concluzia că rolul ogivei este unul foarte important și influențează distribuția de viteze și de presiuni în tubul de aspirație cotit. Pentru unele variante s-a eliminat formarea vârtejului funie.

Vekve și alții [153] și alții au investigat experimental curgerea în conul tubului de aspirație al unei turbine-pompă Francis de cădere mare cu diferite configurații ale prelungirii ogivei. Acestea au diametre diferite, în timp ce lungimea este identică pentru toate. Pentru două regimuri de funcționare la sarcină parțială au testat cele 3 prelungiri plus varianta originală. Prelungirile ogivei se întind până aproape de peretele exterior al cotului, pentru a simula un arbore care trece prin cot. Au măsurat presiunea dinamică la perete, dar și distribuția profilelor componentelor vitezei (axială și tangențială) folosindu-se de tehnica Laser Doppler Velocimetry. În configurația originală sunt prezente caracteristicile vârtejului funie cu mișcare de precesie. La testele cu prelungirea ogivei de diametru maxim caracteristicile vârtejului funie aproape că au dispărut, curgerea având o mișcare de rotație staționară. Gradientul advers de presiune se modifică odată cu creșterea diametrului prelungirii ogivei.

Fig.1.31 prezintă variante ale prelungirii ogivei prezentate în [147] și [153].

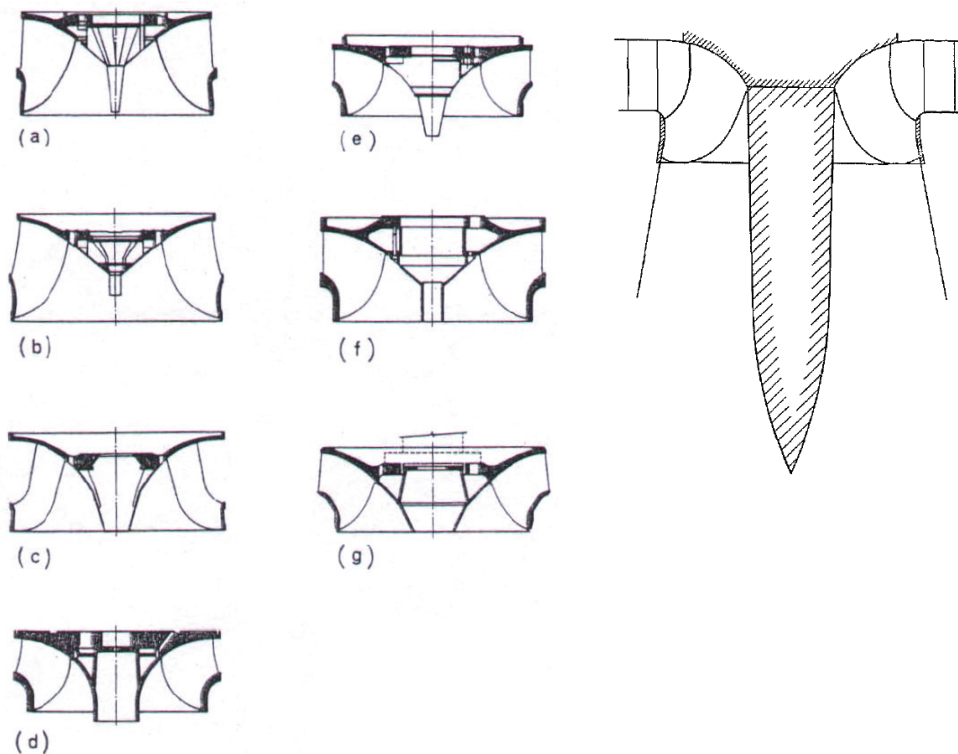


Fig.1.31. Diverse configurații ale prelungirii ogivei conform Thicke [147] stânga (a...g) și Falvey [40] dreapta

Qian și alții [107] au analizat numeric această soluție pentru o turbină Francis ce are o cădere de $30 [m]$. Turbina este prevăzută cu cameră spirală și tub de aspirație cotit. Are în componență 25 de coloane statorice și 25 de palete de

aparatur director. Pentru diferite deschideri ale aparatului director au făcut analize numerice pentru 4 variante ale ogivei: originală, ogiva originală prevăzută cu un cilindru în prelungire, prelungită cu un cilindru pe care sunt dispuse caneluri și ogivă cu vârf rotunjit (fig.1.32). Una din principalele concluzii la care au ajuns este aceea că prelungirea cu vârful rotunjit este cea mai eficientă în scăderea pulsațiilor de presiune și a creșterii performanțelor cavitaționale ale rotorului Francis.

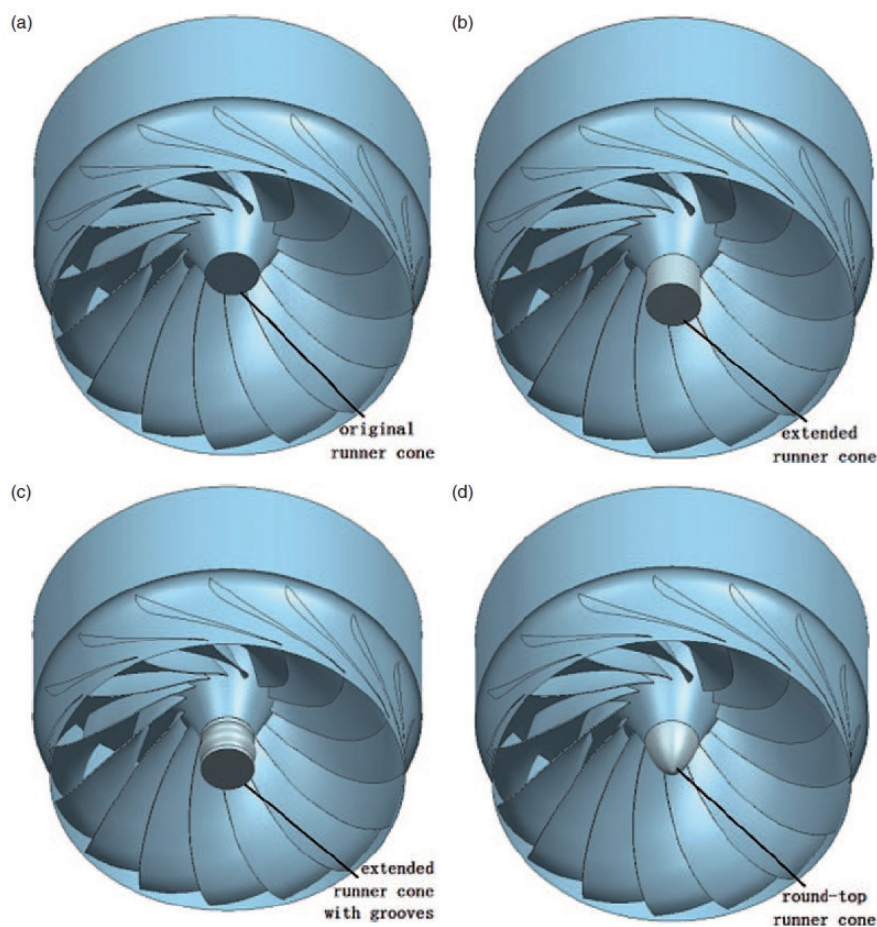


Fig.1.32. Variante ale prelungirii ogivei conform Qian [107]

- Diafragmă poziționată în zona inferioară a difuzorului conic

Este descrisă pe larg în cererea de brevet de invenție "Metodă și echipament pentru controlul curgerii cu rotație din difuzorul conic al turbinelor hidraulice" [141].

Soluția se referă la controlul curgerii cu rotație din difuzorul conic al turbinelor hidraulice. Ea asigură eliminarea instabilității autoinduse a curgerii, a fluctuațiilor de presiune și a vibrațiilor prin strangularea progresivă și controlată a secțiunii transversale de curgere a jetului de apă într-un difuzor conic. Strangularea se face în zona inferioară a difuzorului cu ajutorul unei diafragme circulare. Secțiunea transversală reglabilă își păstrează în toate pozițiile forma circulară și centrul în axa principală a turbinei. Conceptul este prezentat în fig.1.33.

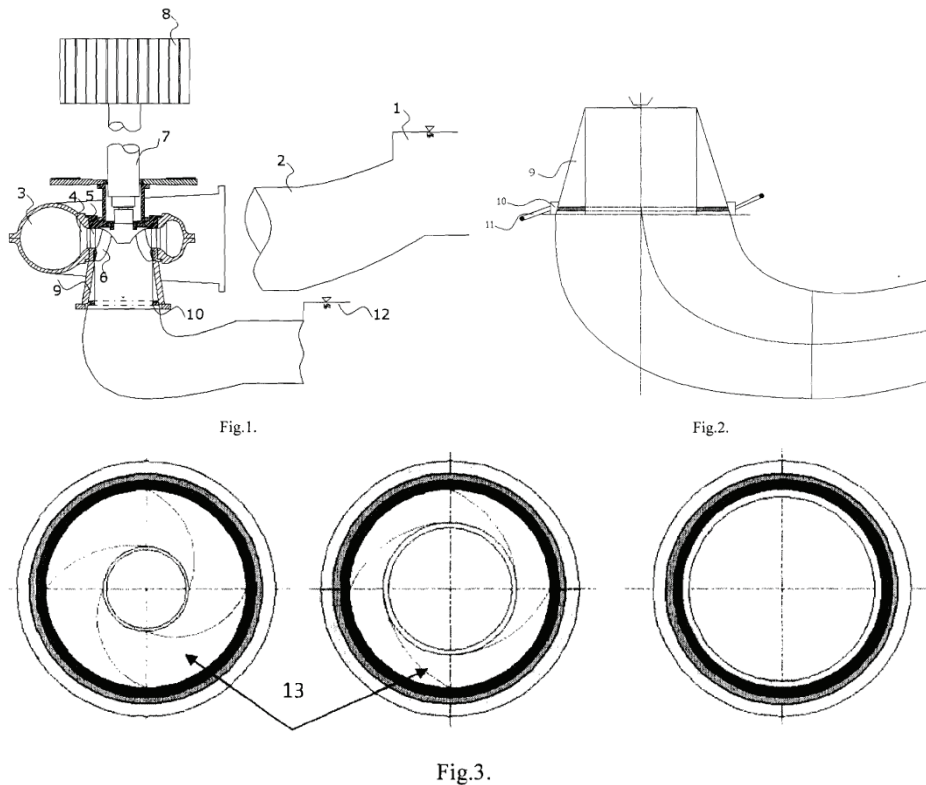


Fig.1.33 Diafragma și dispunerea sa în cadrul unui difuzor conic de turbină hidroalectrică [141]

În cererea de brevet instalația este prezentată pe scurt: echipamentul pentru realizarea metodei, este constituit dintr-o conductă (2) forțată care preia apa dintr-un lac (1) amonte și o conduce în camera (3) spirală a turbinei, apa trecând prin stator (4) și aparat director (5) care ghidează apa spre rotor (6), apa trecând prin difuzorul (9) conic.

- Implementarea unui inel intermediar poziționat între coroană și inel (fig.1.34). Ideea a fost brevetată la începutul anilor 1900, [64], [50], dar și mai recent [165], [89]. Acesta ar trebui să împartă debitul în mod egal între cele două părți, ducând astfel la o mărire a plăjei de funcționare al turbinei.

Principalele scopuri ale acestei construcții sunt atenuarea pulsațiilor de presiune în cazul funcționării la debit parțial și reducerea fenomenului de cavitație, atunci când hidroagregatul funcționează la suprasarcină.

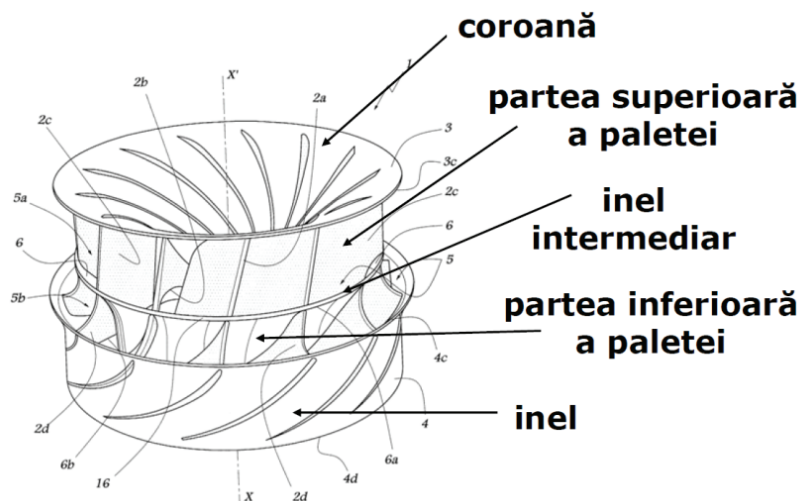


Fig.1.34. Vedere de ansamblu a unei turbine Francis cu inel intermediar [89]

Exemplele anterioare elimină vârtejul funie sau îi atenuază efectele. Unele dintre ele sunt proiectate să funcționeze la un anumit regim, în timp ce altele sunt greu de implementat.

În continuare se caută modalități de a extinde domeniul de funcționare al turbinelor. Se dorește proiectarea unor rotoare cu un randament mare pe o plajă cât mai largă de regimuri.

1.6. Importanța potrivirii rotorului cu tubul de aspirație

Pentru turbinele hidraulice aflate în exploatare, în procesul de re tehnologizare nu este posibilă modificarea sau alterarea semnificativă a geometriei tubului de aspirație.

Hidrodinamica tubului de aspirație depinde esențial de curgerea de la ieșirea din rotor [156]. Aceasta se modifică semnificativ odată cu deplasarea punctului de funcționare al turbinei. În fig.1.35 se prezintă paleta rotorului care este cuplată cu tubul de aspirație din prezenta cercetare. Este facil de observat dimensiunea redusă a paletelor rotorice comparativ cu cea a tubului de aspirație.

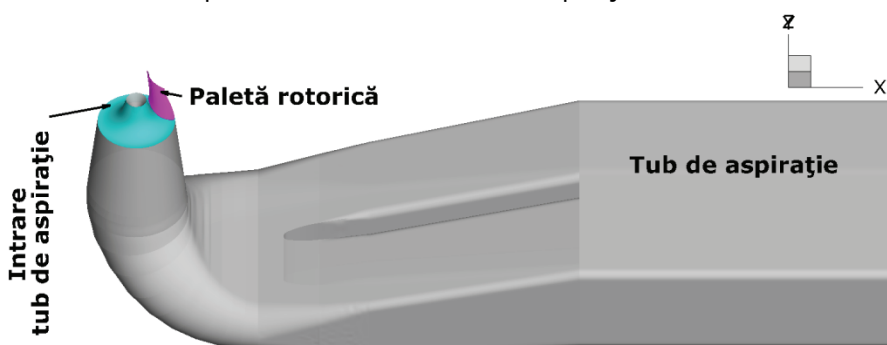


Fig.1.35. Reprezentarea unei paletă rotorice și a tubului de aspirație

Modelarea corectă a curgerii la ieșirea din rotor, și în special evoluția acestei curgeri cu rotație odată cu modificarea punctului de funcționare, este unul din obiectivele principale ale prezentei teze. Acesta este un ingredient esențial pentru a putea optimiza rotorul re tehnologizat la noile cerințe pentru hidroagregatele din centralele hidroenergetice moderne.

Principalele cerințe pentru un model al curgerii la ieșire din rotor sunt:

- să permită estimarea rezonabil de precisă a pierderilor hidraulice și a nivelului de nestaționaritate a curgerii din tubul de aspirație, pe o plajă de regimuri de funcționare, fără a cunoaște geometria paletelor rotorice,
- să necesite un efort de calcul mult mai redus în comparație cu itinerariul obișnuit:

proiectare paletă rotorică → generare domeniu tridimensional de calcul pentru canalul interpaletar → discretizarea domeniului de calcul → soluționarea curgerii tridimensionale turbulente în canalul interpaletar → determinarea profilelor de viteză (axială, radială și tangențială) și de turbulență la intrarea în tubul de aspirație.

1.7. Structura și conținutul tezei

Conținutul tezei de doctorat este structurat după cum urmează:

- Capitolul 1 - Introducere
- Capitolul 2 – Metodologia de simulare numerică a hidrodinamicii turbinei Francis GAMM
- Capitolul 3 – Rezultate numerice pentru modelul de turbină Francis GAMM
- Capitolul 4 – Curgerea cu rotație aval de rotorul turbinei Francis. Modelarea matematică a curgerii aval de rotorul turbinei Francis
- Capitolul 5 – Calculul curgerii în tubul de aspirație
- Capitolul 6 – Hidrodinamica nestaționară a tubului de aspirație
- Capitolul 7 – Concluzii, contribuții personale și perspective
- Anexe
- Bibliografie

2. METODOLOGIA DE SIMULARE NUMERICĂ A HIDRODINAMICII TURBINEI FRANCIS GAMMM

Investigarea câmpului de viteză și presiune în turbinele hidraulice beneficiază în prezent de metode și instrumente foarte performante atât pentru experimente fizice (măsurători pe modele la scară redusă sau pe turbinele existente in-situ) cât și pentru experimente numerice (programe expert pentru calculul curgerilor tridimensionale, turbulente, nestaționare cu posibilitatea analizării curgerilor cavitaționale sau a interacțiunilor fluid-structură). Prin urmare este posibilă determinarea detaliată a câmpurilor de viteză și presiune în traseul hidraulic al turbinei sau chiar în canalul interpaletar rotoric.

Asemenea analize pornesc de la o turbină cu geometrie definită sau existentă, și au ca scop investigarea diferitelor fenomene hidrodinamice (mișcări secundare, instabilități hidrodinamice, desprinderi ale curentului de pe suprafețele solide fixe sau rotative, zone de recirculare etc.). O componentă principală a eforturilor de investigare simultană prin măsurători pe model și prin simulare numerică o reprezintă validarea programelor expert de calcul numeric al curgerii fluidelor, respectiv de continuă perfecționare a modelelor de turbulență (sau de cavitație) adaptate turbomașinilor hidraulice. În particular, estimarea corectă a randamentului turbinelor hidraulice este și în prezent extrem de dificilă deoarece erorile numerice sunt de multe ori de același ordin de mărime cu pierderile hidrodinamice.

În prezentul capitol este prezentată metodologia de simulare numerică și o serie de investigații pentru un model de turbină hidraulică tip Francis utilizat frecvent pentru validarea programelor de simulare numerică (de cercetare sau comerciale) [92], [98]. Metodologia se poate aplica tuturor turbinelor de tip Francis.

Acest model de turbină 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) pentru scopuri de cercetare și a fost utilizat ca problemă test pentru seminarul GAMM 3D - "Computation of Incompressible Internal Flows" [120], și ulterior pentru seminariile pentru calculul curgerii în turbomașini desfășurate sub coordonarea European Research Community on Flow Turbulence and Combustion (ERCOFTAC) [104].

Fig.2.1 și fig.2.2 prezintă două vederi ale turbinei la care se face referire.

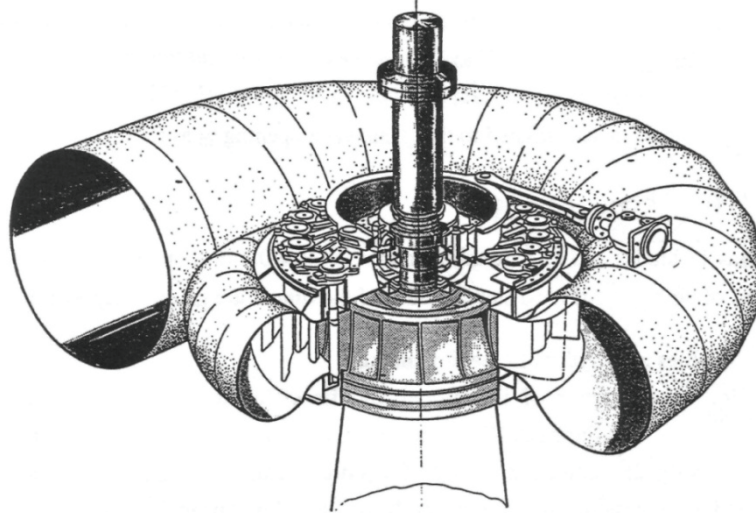


Fig.2.1. Vedere generală a turbinei Francis GAMM [104]

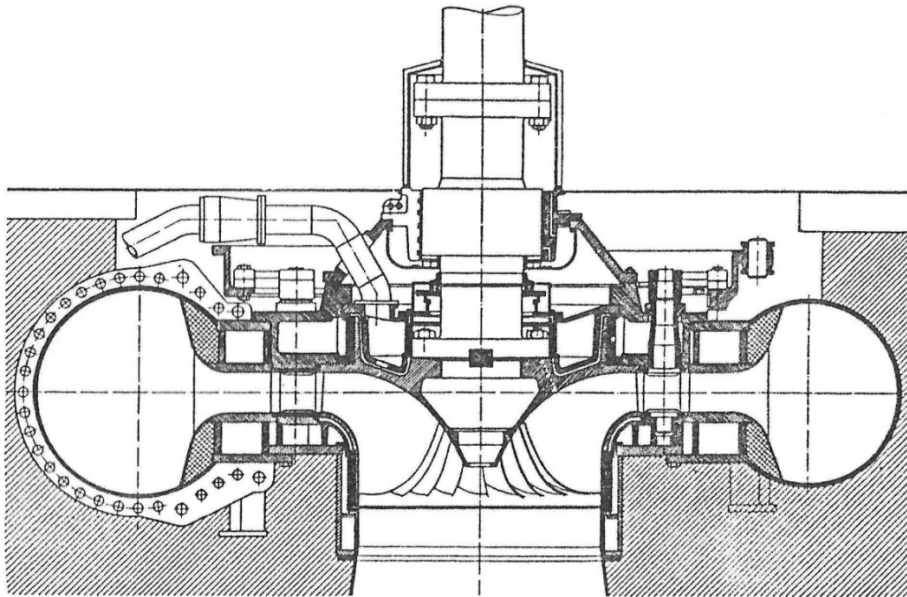


Fig.2.2. Vedere în secțiune a turbinei Francis GAMM [120]

Rezultatele numerice obținute în prezenta teză de doctorat, pentru un set de puncte de funcționare la cădere constantă și pe o plajă largă de valori ale debitului, sunt utilizate în capitolele următoare pentru validarea și evaluarea modelului matematic pentru curgerea cu rotație la ieșirea din rotor.

2.1. Date disponibile pentru turbina Francis GAMM

Cu măsurătorile experimentale efectuate pe turbina Francis GAMM pentru punctul optim de funcționare s-a generat o bază de date, care este folosită în scopul validării datelor obținute din simulări numerice făcute cu diferite programe. Simulările pot fi făcute pe fiecare componentă în parte sau într-o combinație de două sau trei componente.

Datele sunt disponibile pentru următoarele componente ale turbinei:

- distribuitorul turbinei;
- rotorul turbinei aflat în mișcare de rotație;
- tubul de aspirație al turbinei.

Datele puse la dispoziție sunt:

- distribuția de viteze pe axele specificate;
- distribuția de presiune pe axele precizate;
- distribuția de de presiune pe paletelr rotorului aflat în mișcare.

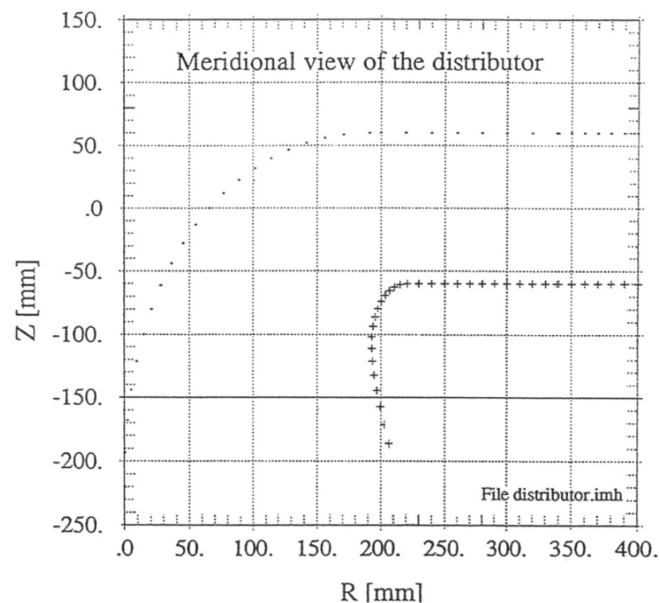


Fig.2.3. Traseul hidraulic al turbinei Francis GAMM în secțiune meridională [104]

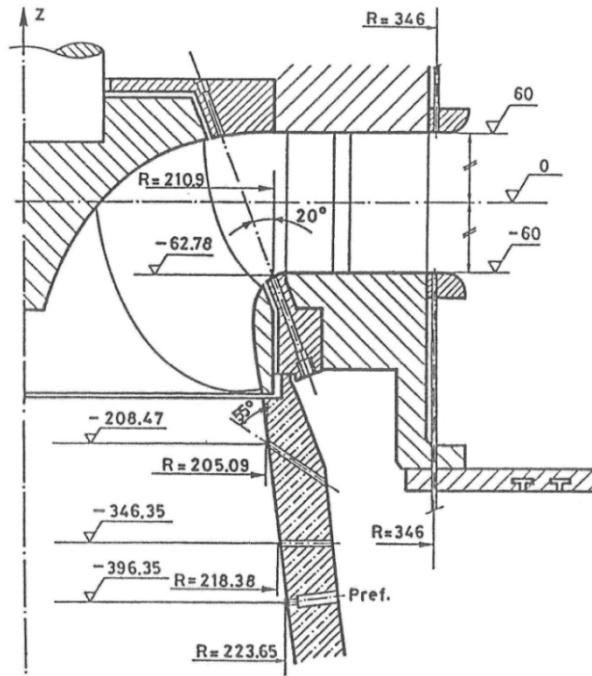


Fig.2.4. Vedere în secțiune meridiană a turbinei Francis GAMM [120]

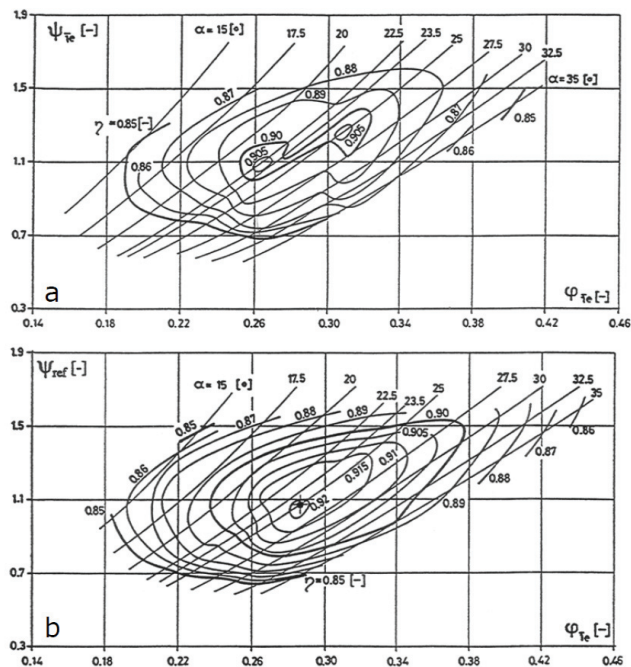


Fig.2.5. Diagramele colinare a turbinei Francis GAMM: a-cu secțiunea de măsură la ieșirea din tubul de aspirație; b-cu secțiunea de ieșire din rotor / intrarea în tubul de aspirație [120]

Tab.2.1 Caracteristici generale ale turbinei Francis GAMM

	Sottas & Ryhming [120]	Parkinson [104]
Deschiderea aparatului director $\alpha [^\circ]$	25	25.5
Debitul $Q [m^3/s]$	0.372	0.374
Viteza unghiulară $\omega [rad/s]$	52.36	52.36
Energia hidraulică $E [J/kg]$	58.42	58.558
Momentul $M [Nm]$	375.54	377.55

Tab.2.2 Alte caracteristici ale turbinei Francis GAMM

Raza de referință $R_{ref} [m]$	0.2
Viteza de referință $V_{ref} = \omega R_{ref} [m]$	10.472
Densitatea apei $\rho [kg/m^3]$	1000
Numărul paletelor rotorului	13

2.1.1. Componentele turbinei Francis GAMM

Există date legate de geometria acestora pentru distribuitor, rotor și tubul de aspirație. Cu ajutorul lor se pot reconstrui tridimensional pentru a face posibilă simularea și analiza numerică a curgerii pentru acestea.

2.1.1.1. Distribuitorul turbinei

Distribuitorul are în componența sa 24 de palete statorice și 24 palete de aparat director. O vedere de sus a distribuitorului se regăsește în fig.2.6. În fig.2.7 sunt arătate 3 vederi ale distribuitorului reconstruit tridimensional.

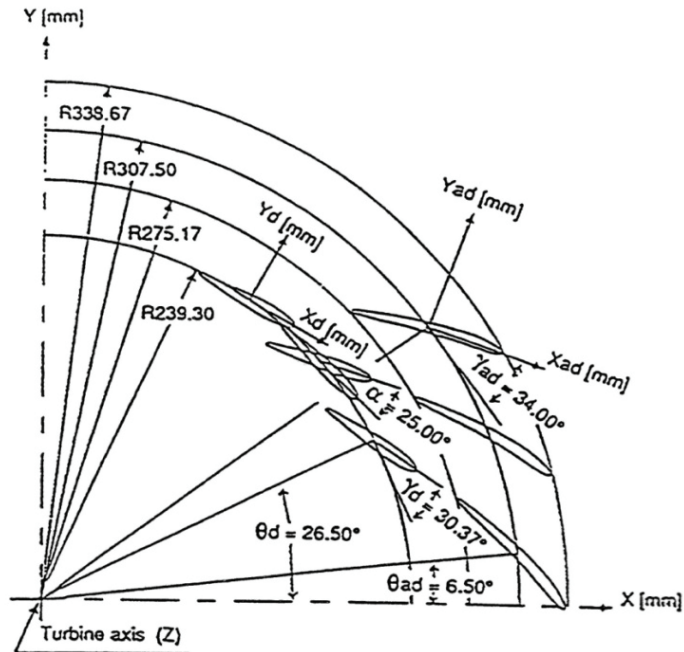


Fig.2.6. Vedere de sus a distribuitorului turbinei Francis GAMM [120]

Poziția unghiulară relativă pentru cele două rețele de palete este reglabilă. Pentru studiu unghiurile $\theta^{gV} = 26.5 [^\circ]$ și $\theta^{sV} = 6.5 [^\circ]$ rămân neschimbate. Poziția închisă a aparatului director corespunde pentru $(\alpha^{gV})_0 = 0 [^\circ]$ și $(\gamma^{gV})_0 = 5.37 [^\circ]$. Unghiul de deschidere α^{gV} se determină în funcție de unghiul aparatului director cu următoarea formulă: $\gamma^{gV} = \alpha^{gV} + (\gamma^{gV})_0$.

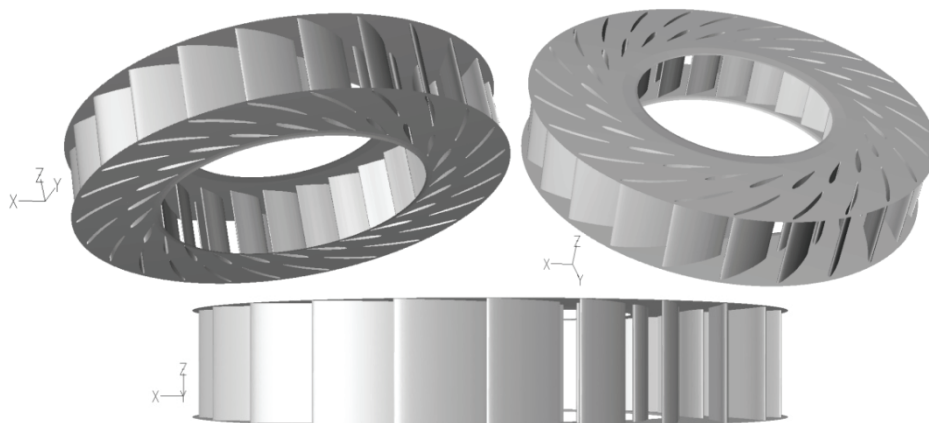


Fig.2.7. Vederi ale distribuitorului reconstruit tridimensional

Geometria distribuitorului este descrisă de:

- **Geometria paletelor**

Paletetele sunt prezentate într-un plan (X,Y). În fig.2.8 sunt expuse profilele unei palete de aparat director și a unei coloane statorice.

Coordonatele profilelor statorului și aparatului director sunt disponibile sub formă tabelară în [104]. Felul în care datele sunt disponibile în baza de date experimentală este precizat în prima parte a lucrării [120].

- **Inelul superior și cel inferior**

Coordonatele inelului și coroanei sunt disponibile sub formă tabelară în [104]. Felul în care sunt furnizate în baza de date experimentală se găsește în prima parte a lucrării [120].

- **Limita amonte și cea aval**

Limita amonte este o suprafață de revoluție generată de axa de măsură. Axa de intrare se află în poziție verticală. Ea se intersectează cu inelul superior la raza $R = 0.346 [m]$ și înălțimea $Z = 0.06 [m]$. Intersecția cu inelul inferior se face la $R = 0.346 [m]$ și $Z = -0.06 [m]$

Limita aval este o suprafață de revoluție generată de axa de ieșire, care face un unghi de 20° cu axa turbinei. Intersectează inelul inferior la raza $R = 0.2109 [m]$ și înălțimea $Z = -0.06278 [m]$. De reținut este faptul că suprafața de ieșire din distribuitor corespunde suprafeței de intrare în rotor.

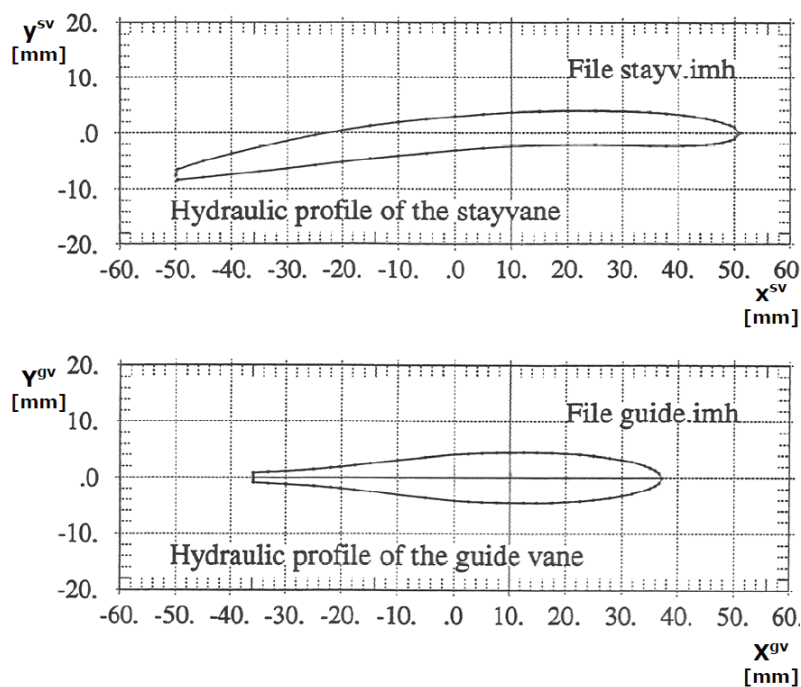


Fig.2.8. Profilul paletei statorice (sus) și profilul paletei aparatului director (jos) [104]

2.1.1.2. Rotorul turbinei

Este compus din 13 palete, fiecare fiind turnată din rășină epoxidică armată cu fibră de carbon. Ele sunt încastrate între un inel și o coroană de aluminiu. Diametrul la ieșire al rotorului este de 0.4 [m] .

În a doua parte din [120], sunt disponibile:

- nivelele de secționare și liniile de curent teoretice în vedere meridiană,
- vedere de sus a suprafeței de presiune,
- vedere de sus a suprafeței de depresiune.

Alte informații disponibile:

- **canalul meridional**: maniera în care sunt specificate datele coroanei și inelului rotoric sunt disponibile în prima parte a lucrării [120].
- **limitele amonte și aval**

Limita amonte este o suprafață de revoluție generată de axa de măsură, axă pe care am denumit-o UDP. Este oblică, și este poziționată la un unghi de $20 \text{ [}^\circ\text{]}$ în raport cu axa mașinii. Se intersectează cu inelul inferior la raza $R = 0.2109 \text{ [m]}$ și valoarea coordonatei axiale $Z = 0.06278 \text{ [m]}$.

Limita aval a domeniului rotoric este o suprafață orizontală generată de axa de măsură, denumită în teză DRP. Intersectează inelul la $R = 0.21838 \text{ [m]}$ și $Z = 0.34635 \text{ [m]}$. Corespunde intrării în tubul de aspirație.

În fig.2.9 sunt expuse nivelele de secționare și două vederi ale suprafeței paletelor, iar în fig.2.10 pot fi văzute trei vederi ale rotorului reconstruit tridimensional.

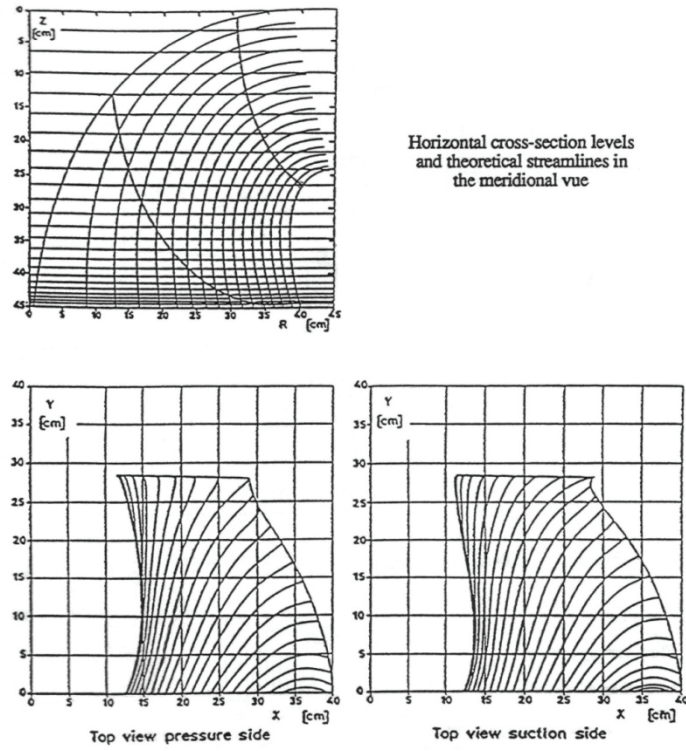


Fig.2.9. Redarea paletii rotorului [120]

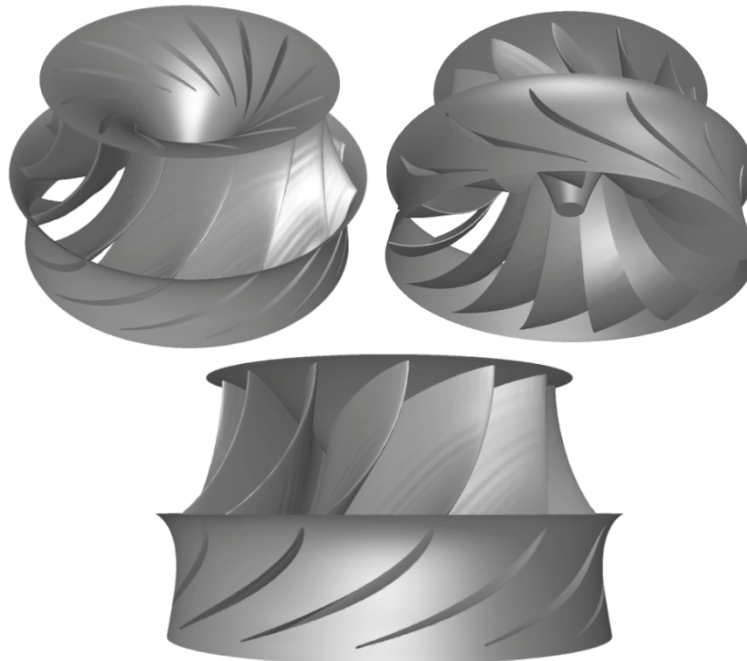


Fig.2.10. Vederi ale rotorului reconstruit tridimensional

2.1.1.3. Tubul de aspirație

Geometria tubului este dată în fig.2.11. Cercetările prezentate în această teză legate de curgerea în tubul de aspirație s-au făcut pe o altă geometrie de tub.

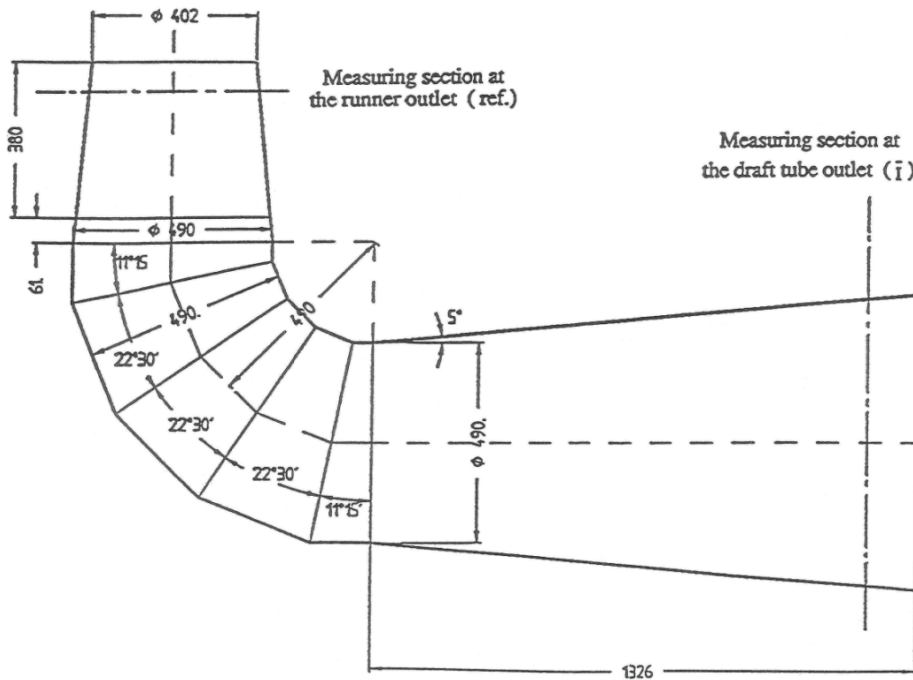


Fig.2.11. Tubul de aspirație al turbinei Francis GAMM [120]

Geometria tubului de aspirație utilizată pe standul experimental de la LMH-EPFL este o variantă simplificată de difuzor cu cot, care include un difuzor conic la ieșire din rotor, urmat de un cot la 90° de secțiune constantă și un difuzor conic aval. Asemenea forme simplificate se găsesc de regulă pentru turbine-pompă.

Pentru investigațiile numerice prezentate în teză este utilizată o geometrie de tub de aspirație specifică turbinelor hidraulice de cădere medie-joasă, la care forma secțiunii transversale se modifică treptat de la o secțiune circulară (până la intrarea în cot) până la o secțiune dreptunghiulară la ieșire din tubul de aspirație.

2.1.2. Secțiuni specifice în traseul hidraulic al turbinei Francis

Măsurătorile experimentale pe modelul turbinei GAMM, efectuate la LMH-EPFL, oferă date pentru profilele de viteză și presiune pe trei axe, fig.2.12.

Prima axă, denumită în continuare UDP (Upstream Diagonal Probing) este situată în spațiul dintre aparatul director și rotor. Pentru aceasta sunt oferite profile de viteză și presiune în vecinătatea bordului de atac al paletelor rotorice.

A doua axă, denumită în continuare DDP (Downstream Diagonal Probing) este dispusă aval de rotor, în imediata apropiere a bordului de fugă al paletelor rotorice. Pentru această axă sunt date profilele componentelor vitezei.

A treia axă de măsură, denumită în continuare DRP (Downstream Radial Probing) este dispusă în zona amonte a conului tubului de aspirație. Pentru ea sunt disponibile profilele componente vitezei și cel de presiune.

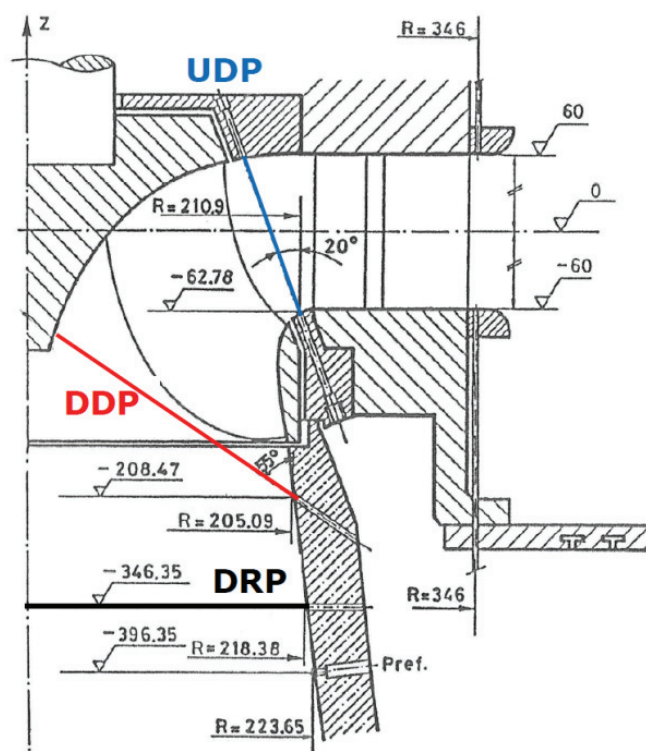


Fig.2.12. Secțiunile de analiză [120]

2.2. Metodologia de simulare numerică a curgerii în turbina Francis folosind tehnica mixing interface

Evoluția tehnicilor CFD a dus la posibilitatea investigării complete al unei turbine hidraulice. În [112], Ruprecht prezintă o simulare numerică netaționară pe întreg traseului hidraulic al unei turbine de tip Francis. Condițiile la limită sunt aplicate doar la intrarea în camera spirală și ieșirea din tubul de aspirație. În calcul nu se asumă nici o periodicitate și nici o mediere circumferențială. Prin urmare toate canalele curgerii sunt modelate. Această metodă este o mare consumatoare de timp și resurse hardware. S-a impus căutarea unei metode de a obține rezultate cu resurse hardware mai modeste, având la dispoziție un timp limitat.

Calculul numeric al curgerii a trebuit adaptat la resursele de calcul și de timp disponibile. Din pricina acestui fapt am folosit o metodologie testată și validată cu rezultate experimentale [92], [94], [96], [95]. Prezenta metodologie a fost folosită cu succes și în analiza numerică a curgerii într-o pompă centrifugă [52]. Curgerea în distributor și rotor a fost considerată staționară, ulterior pentru anumite regimuri de

funcționare în rotor s-a făcut și o simulare numerică nestaționară. Fluent a fost softul expert ales pentru calculul curgerii [41].

Simularea numerică pentru turbina Francis GAMM, este în primă fază limitată la zonele paletate ale traseului hidraulic:

- Distribuitorul turbinei, adică paletajul statoric și cel de aparat director. Acest domeniu se modifică de la un punct de funcționare la altul, corespunzător deschiderii aparatului director.
- Rotorul turbinei, domeniul fiind extins aval în conul tubului de aspirație.

Atât pentru distribuitor, cât și pentru rotor, domeniile de analiză numerică sunt alese pentru un singur canal interpaletar, cu palete imersate în domeniu și cu frontiere periodice laterale.

2.2.1. Alegerea regimurilor de funcționare

Pentru investigațiile efectuate în prezenta teză de doctorat, am selectat un set de 12 regimuri de funcționare la cădere constantă și debit variabil.

Fiecare punct de funcționare este definit prin căderea $H [m]$, deschiderea aparatului director $\alpha [^\circ]$, și debitul turbinat $Q [m^3/s]$. În cele ce urmează, debitul și căderea sunt prezentate în formă adimensională, utilizând coeficientul de debit $q [-]$ și coeficientul de energie $h [-]$, coeficienți definiți după cum urmează:

- coeficientul de debit:

$$q = \frac{Q}{\pi \Omega R_{ref}^3} [-] \quad (2.1)$$

- coeficientul de cădere:

$$h = \frac{2gH}{V_{ref}^2} [-] \quad (2.2)$$

unde $\Omega = 52.36 [rad/s]$ este viteza unghiulară a rotorului, $R_{ref} = 0.2 [m]$ este lungimea de referință corespunzătoare razei ieșirii din rotor și $V_{ref} = \Omega R_{ref} = 10.472 [m/s]$ este viteza de referință.

În [104] sunt prezentate măsurătorile experimentale pentru teste pe turbina Francis GAMM. La fiecare valoare a unghiului de deschidere al aparatului director $\alpha [^\circ]$ s-au făcut măsurători pentru diverse valori ale debitului. S-au obținut astfel perechi de valori pentru debit și cădere. Acest lucru s-a repetat pentru toate cele 8 unghiuri $\alpha [^\circ]$ disponibile.

În tab.2.3 sunt prezentate datele experimentale disponibile folosite la calculul prin interpolare a valorii coeficientului de debit $q [-]$ corespunzător fiecărui unghi de deschidere al aparatului director.

Tab.2.3 Datele experimentale primare pentru coeficientul de cădere optimă $h = 1.073$ disponibile în [104]

Unghiul de deschidere al aparatului director $\alpha [^\circ]$	Coeficient de debit $q [-]$	Coeficient de cădere $h [-]$	Randament $\eta [-]$
20	0.2388	1.0707	0.9121
	0.2453	1.1235	0.9147
22	0.2553	1.0548	0.9213
	0.2589	1.0812	0.9226
23	0.2605	1.0293	0.9200
	0.2677	1.0769	0.9229
24	0.2758	1.0700	0.9291
	0.2792	1.0941	0.9293
25	0.2825	1.0635	0.9284
	0.2892	1.1105	0.9291
26	0.2864	1.0321	0.9268
	0.2932	1.0782	0.9267
28	0.3065	1.0669	0.9231
	0.3135	1.1116	0.9219

Tab.2.4 prezintă valoarea coeficientului de debit rezultată în urma interpolării pentru fiecare unghi.

Tab.2.4 Datele rezultate din interpolare pentru coeficientul de cădere optimă $h = 1.073$

$\alpha [^\circ]$	20	22	23	24	25	26	28
$q [-]$	0.23908	0.25778	0.26693	0.27622	0.28385	0.29243	0.30737

Întrucât dorim să facem simulări pentru mai multe valori ale coeficientului de debit, vom aproxima printr-o regresie polinomială de gradul 2 datele disponibile. De pe această curbă vom extrage datele pentru valorile coeficientului de debit și ale unghiului de deschidere al aparatului director pentru care vom face analizele.

Pentru fiecare valoare a coeficientului de debit am calculat valoarea unghiului α cu ecuația:

$$\alpha = 385.2q^2 - 82.85q + 17.57 \quad (2.3)$$

Pentru OP02, OP03, OP04, OP05, OP07, OP08, OP09, OP11, OP12 valorile unghiului au fost calculate cu ecuația (2.3).

Pentru OP01, OP06 și OP10 valorile lui $\alpha [^\circ]$ și $q [-]$ s-au folosit cele pentru care s-au realizat studiile experimentale. Acestea sunt prezentat în tab.2.5.

Tab.2.5 Punctele pentru care s-au făcut măsurători experimentale

OP	Unghi deschidere aparat director α [°]	Coefficient de debit q [-]	Date experimentale disponibile
01	19.5	0.22	Avellan și alții [7], Gros și alții [53]
06	25	0.286	Parkinson [104]
10	33	0.33	Avellan și alții [7], Gros și alții [53]

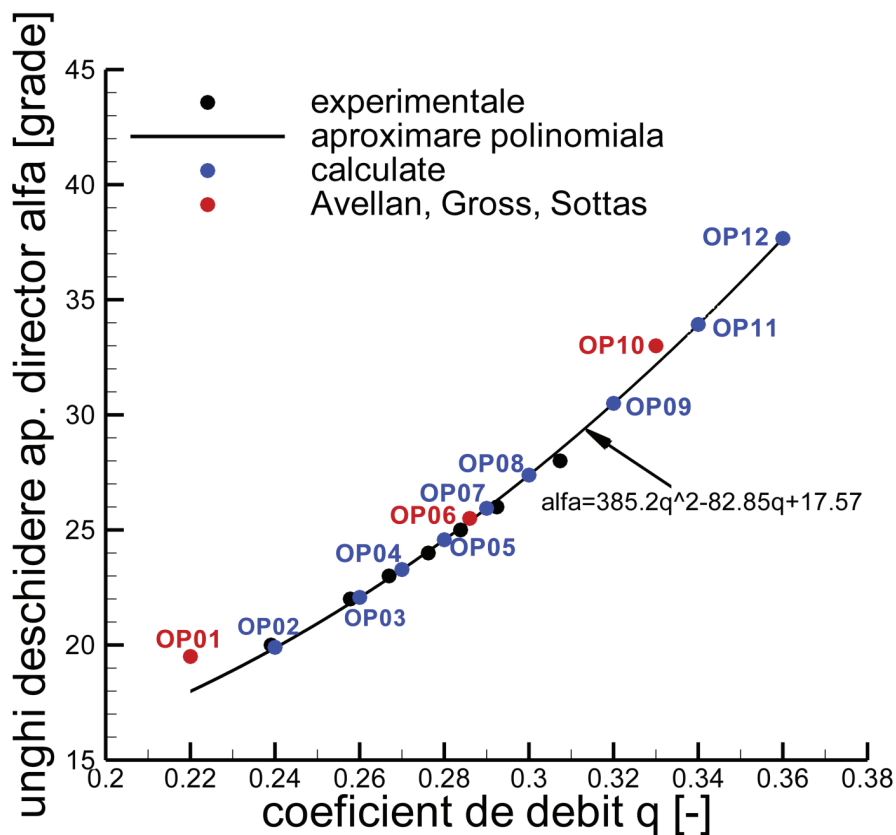


Fig.2.13. Punctele de funcționare pentru care s-au făcut investigații numerice (unghiul de deschidere al aparatului director funcție de coeficientul de debit)

Valorile debitului le obținem din formula coeficientului de debit:
Din ecuația (2.2) rezultă că:

$$Q = q\pi\Omega R_{ref}^3 \left[m^3 / s \right] \quad (2.4)$$

Tab.2.6 Principalele mărimi ce caracterizează fiecare regim de funcționare

OP	Coeficient de cădere h [-]	Viteză unghiulară Ω [rad/s]	Unghi deschidere aparat director α [°]	Debit Q [m ³ / s]	Debit adimensional q [-]	Procent din debitul optim [%]
01	1.073	52.36	19.5	0.29	0.22	76.923
02			19.9	0.316	0.24	83.916
03			22.07	0.342	0.26	90.909
04			23.28	0.355	0.27	94.406
05			24.57	0.368	0.28	97.902
06			25.5	0.376	0.286	100.000
07			25.94	0.382	0.29	101.399
08			27.38	0.395	0.3	104.895
09			30.5	0.421	0.32	111.888
10			33	0.434	0.33	115.385
11			33.93	0.447	0.34	118.881
12			37.67	0.474	0.36	125.874

În fig.2.14 sunt reprezentate pe diagrama colinară cele 12 regimuri de operare. Poate fi lesne de văzut domeniul larg de regimuri de funcționare pentru care s-au făcut analize, de la regim de funcționare cu debit parțial, până la supra-sarcină. Pe grafic s-au pus în evidență trei dintre cele doisprezece regimuri de funcționare. Pentru cele trei avem la dispoziție date experimentale. Se poate observa că numerotarea regimurilor, pe diagramă, pleacă de la stânga spre dreapta, de la debit parțial, către supra-sarcină.

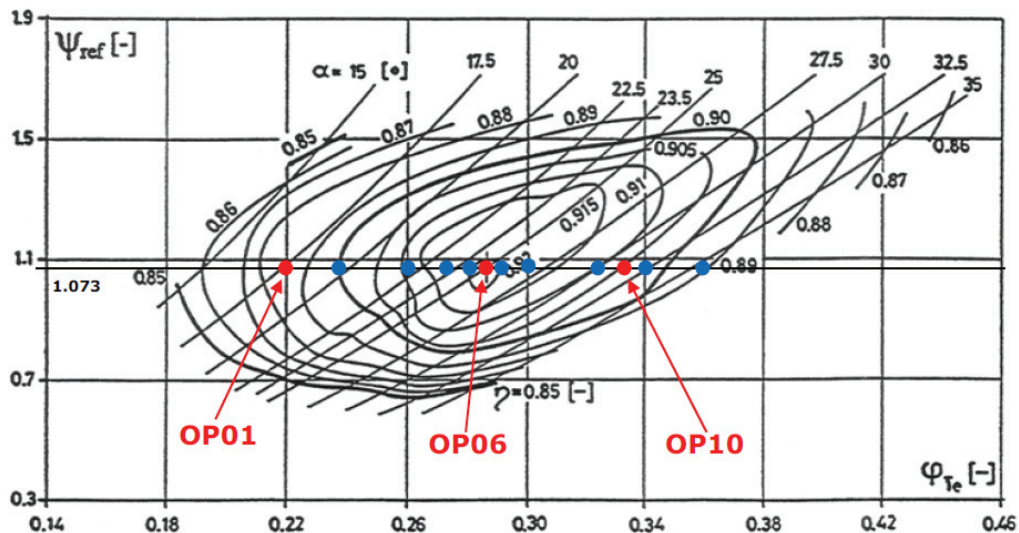


Fig.2.14. Punctele de funcționare pentru care s-au făcut investigații numerice la cădere și turație constantă

2.2.2. Construcția geometriei domeniilor de analiză

Separat, pentru fiecare domeniu de analiză, se prezintă construcția acestora, și motivul pentru care fiecare domeniu conține doar un rând de palete (în cazul domeniului distribuitorului) sau o singură paletă (în cazul domeniului rotorului).

Construcția domeniilor de analiză s-a executat cu softul de preprocesare GAMBIT [49].

2.2.2.1. Geometria distribuitorului

Curgerea în distribuitor poate fi considerată spațial-periodică (pasul unghiular considerat este de $2\pi/z$, iar $z=24$ este numărul de palete).

Domeniul tridimensional de analiză al distribuitorului este un canal delimitat de o bandă de periodicitate (fig.2.15). În mijlocul acestuia se găsesc o coloană statorică și o paletă de aparat director.

Pentru fiecare regim de funcționare s-a reconstruit domeniul de analiză, modificându-se unghiul de deschidere al aparatului director, în total având 12 domenii de analiză (câte unul pentru fiecare regim). Numărul de elemente al rețelei de discretizare este aproximativ același pentru toate, la fel și cel al nodurilor de pe fiecare frontieră.

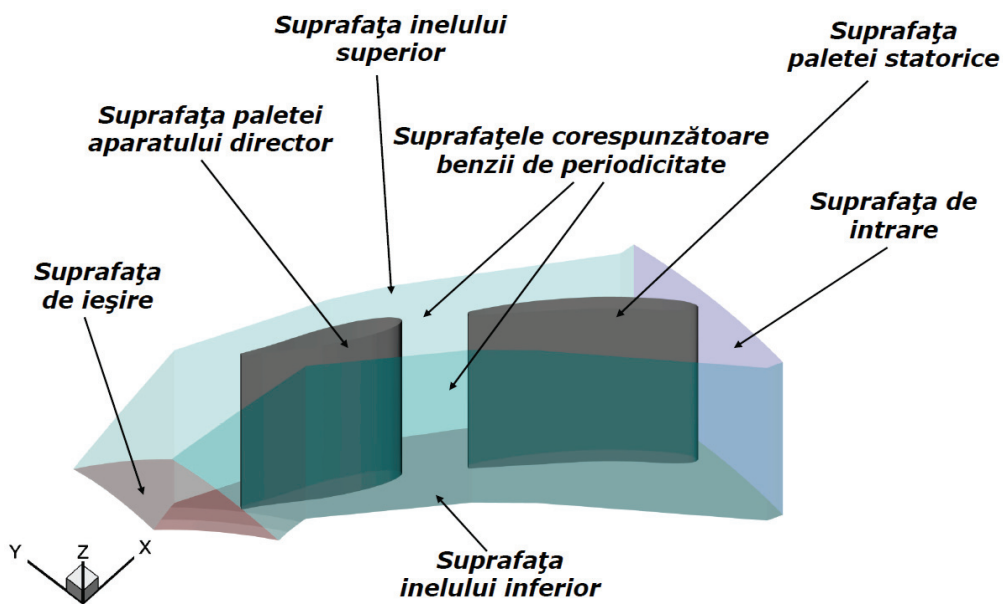


Fig.2.15. Vedere a canalului aparatului director, cu definirea suprafețelor

2.2.2.2. Geometria rotorică

La fel ca și în cazul distribuitorului, mișcarea în rețeaua rotorică este considerată spațial periodică. Pe acest considerent domeniul de analiză este un canal ce conține în mijlocul său o paletă rotorică și este delimitat de *banda de periodicitate* (fig.2.16).

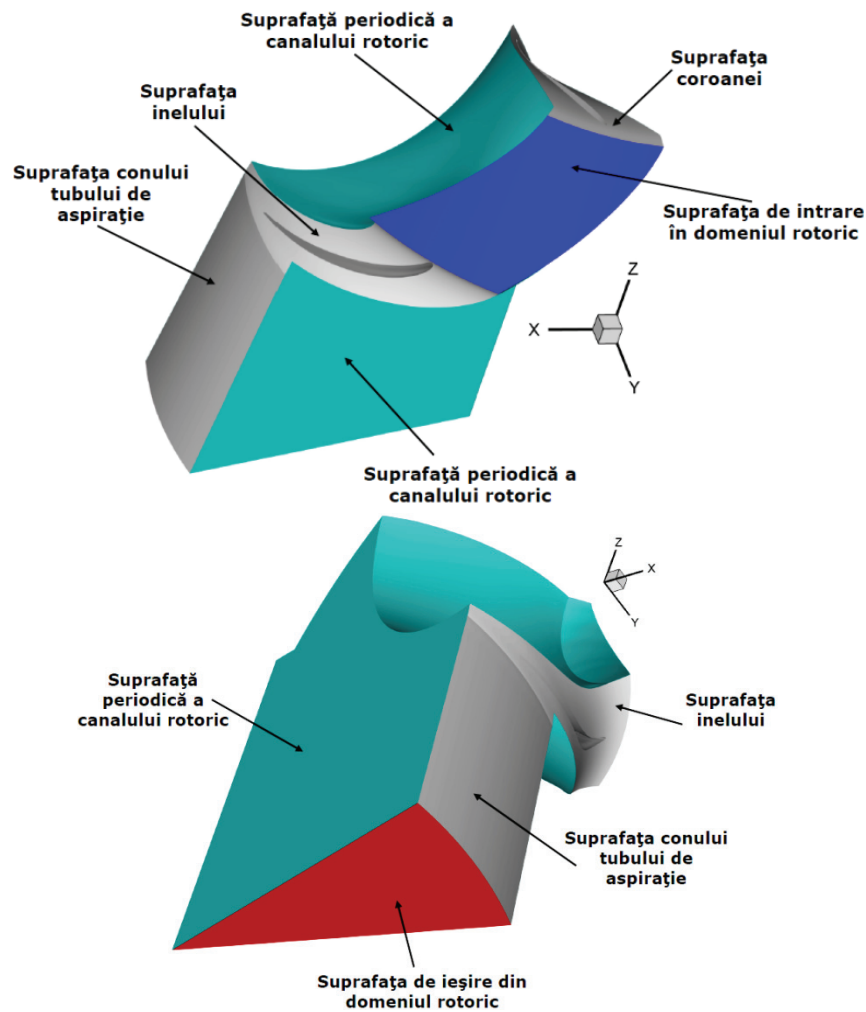


Fig.2.16. Vederi ale domeniului de analiză rotoric

2.2.3. Discretizarea domeniilor de analiză

Discretizarea a fost executată tot în etapa de preprocesare în GAMBIT [49].

2.2.3.1. Domeniul distribuitorului

Rețeaua de discretizare este compusă din aproximativ 400000 de elemente hexaedrice de tip Cooper (fig.2.17).

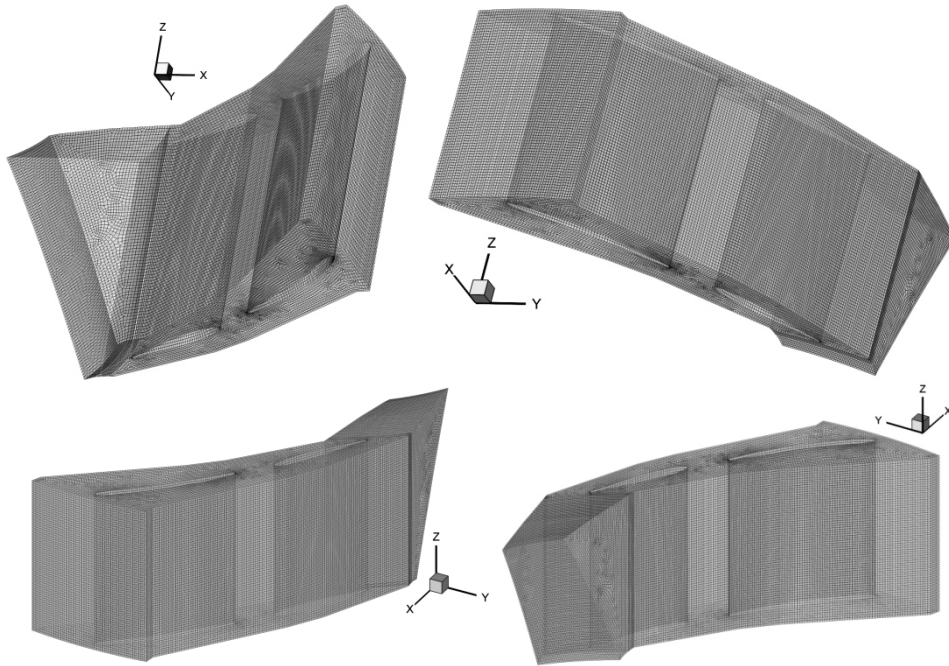


Fig.2.17. Rețeaua de discretizare a canalului distribuitorului

2.2.3.2. Domeniul rotoric

Rețeaua de discretizare este compusă din 884105 de celule hexaedrice de tip Cooper (fig.2.18).

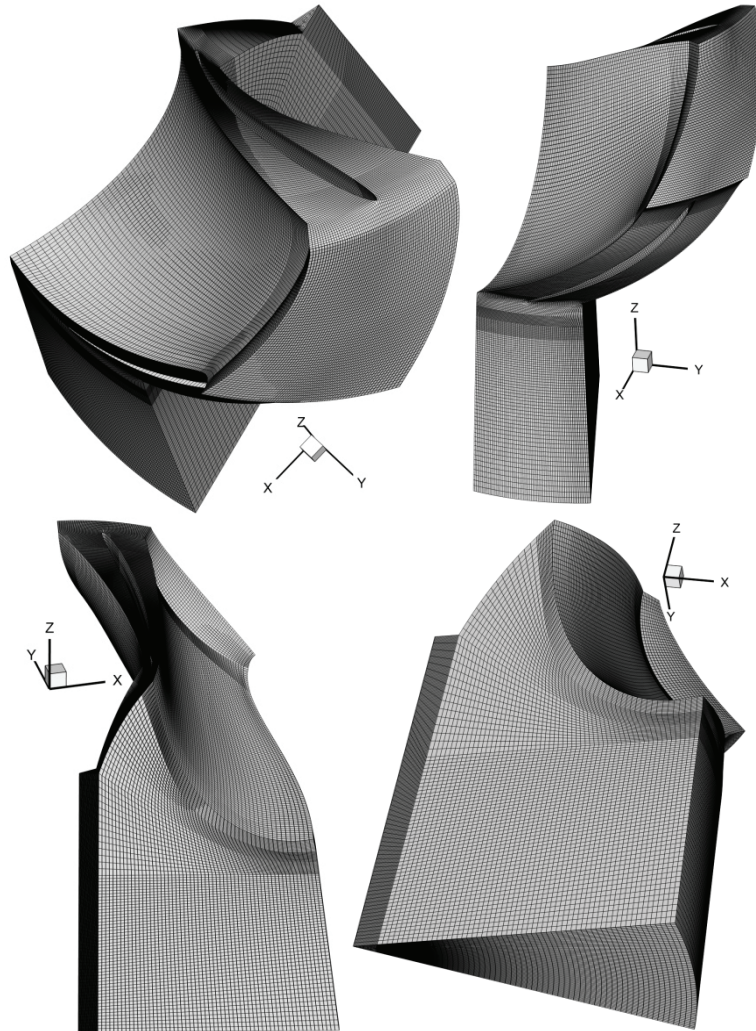


Fig.2.18. Rețeaua de discretizare a canalului rotoric

2.2.4. Modelul numeric (turbulența)

Domeniul de calcul al distribuitorului, și cel al rotorului au fost investigate.

Pentru simularea în domeniul distribuitorului și în domeniul rotorului modelul de turbulență ales este $k-\omega$ SST, model dezvoltat de Menter [87].

Modelul de turbulență $k-\omega$ este mai precis decât modelul $k-\varepsilon$ în stratul limită de la perete și în curgeri cu gradienti adverși de presiune. Modelul $k-\varepsilon$ nu poate surprinde corect comportamentul curgerii în stratul limită și la desprinderile acesteia.

Modelul $k-\omega$ SST folosește în regiunea interioară a stratului limită modelul $k-\omega$, iar în zona curgerii principale $k-\varepsilon$.

Pentru punctele OP01, OP03, OP05, OP07, OP09, OP11 s-au făcut separat simulări folosindu-se și modelul de turbulență SAS (Scale Adaptive Simulation) cuplat cu $k-\omega SST$. Acest model de turbulență a fost identificat ca fiind o bună opțiune pentru tipurile de curgeri cu instabilități auto-induse. S-a ajuns la această concluzie după ce s-au testat mai multe modele de turbulență și s-a urmărit o concordanță calitativă cu observațiile experimentale, dar și o concordanță cantitativă referitoare la fluctuațiile de presiune la perete [135]. Pentru aceste 6 regimuri de funcționare curgerea a fost considerată nestaționară.

Problema ecuațiilor care guvernează curgerea și a turbulenței este tratată detaliat în capitolul 6.

2.2.5. Condiții pe frontieră

Condițiile pe frontieră au fost impuse în etapa de preprocesare. Pentru domeniul distribuitorului și cel al rotorului sunt prezentate separat în paragrafele următoare.

2.2.5.1. Condiții pe frontieră pentru domeniul distribuitorului

La intrarea în domeniul statoric a fost impus un *profil de viteză constant* (condiția de *velocity inlet*), acest lucru rezultând din considerarea unei camere spirale ideale, care realizează profilele de viteză constante pentru cele trei componente (radială, axială și tangențială). În tab.2.7 sunt date profilele de viteză impuse pe intrarea în distribuitor, calculate după cum se explică în continuare.

Din formula debitului la intrare în distribuitor

$$Q = 2\pi \int_{b=0}^{b=1} (rV_r dz + rV_z dr) \quad (2.5)$$

considerând componenta axială,

$$V_z = 0 \text{ [m/s]} \quad (2.6)$$

va rezulta componenta radială

$$V_r = \frac{Q}{2\pi R(z|_{b=1} - z|_{b=0})} \text{ [m/s]} \quad (2.7)$$

raza $R = 0.346 \text{ [m]}$, $z|_{b=1} = 0.06 \text{ [m]}$, iar $z|_{b=0} = -0.06 \text{ [m]}$

Componenta tangențială reiese din formula

$$Vu = \frac{V_r}{\tan \alpha} \text{ [m/s]} \quad (2.8)$$

unde $\alpha = 31.1 \text{ [}^\circ\text{]}$ este unghiul de incidență al curentului.

Tab.2.7 Componentele profilului de viteză impus la intrarea în distribuitor

OP	Componenta axială V_z [m/s]	Componenta radială V_r [m/s]	Componenta tangențială V_u [m/s]
01	0	-1.10975	1.83965
02		-1.21064	2.00689
03		-1.31152	2.17414
04		-1.36197	2.25776
05		-1.41241	2.34138
06		-1.43362	2.37654
07		-1.46285	2.425
08		-1.51329	2.50862
09		-1.61418	2.67586
10		-1.66462	2.75948
11		-1.71507	2.8431
12		-1.81595	3.01034

De asemenea, pe intrarea în domeniu au fost impuse și mărimile ce descriu turbulența la intrarea în domeniul distribuitorului. Acestea sunt *diametrul hidraulic* (*hydraulic diameter*) 0.5 [m] și *intensitatea turbulenței* (*turbulence intensity*) 2 [%].

La ieșirea din domeniul distribuitorului s-a impus condiția de *presiune* (*pressure outlet*). Profilul de presiune impus este cel de la intrarea în domeniul rotoric.

Pe suprafețele laterale ale domeniului de analiză s-a impus condiția de *periodicitate* ale vitezei și presiunii.

Inelul superior și cel inferior au fost definite ca fiind *perete* (primind condiția numită *wall*). Aceleași condiții s-au impus și pentru suprafețele statorului și cele ale paletei de aparat director.

Fig.2.19 prezintă condițiile pe frontieră impuse pe domeniul distribuitorului.

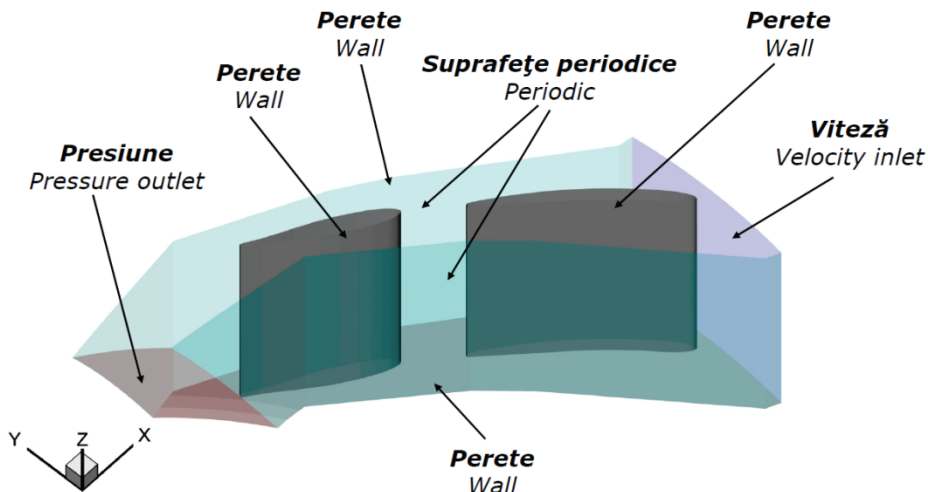


Fig.2.19. Condițiile pe frontieră impuse pe domeniul distribuitorului

2.2.5.2. Condiții pe frontieră pentru domeniul rotoric

La intrarea în domeniul rotoric sunt impuse *profilul de viteză* (*velocity inlet*) și *cel de turbulență* rezultate în urma simulării de pe ieșirea din domeniul distribuitorului.

La ieșirea din domeniul de analiză s-a impus condiția de *presiune* și *echilibru radial* (*pressure outlet* și *radial equilibrium*).

Pe suprafețele laterale ce delimitează canalul interpaletar al domeniului rotoric s-a impus condiția de *periodicitate* (*periodic*) ale vitezei și presiunii.

Paleta se află imersată în domeniu. Suprafețele ei au fost considerate ca fiind *perete* (*wall*).

Tot *perete* (*wall*) au fost considerate și suprafața coroanei, cea a inelului, dar și cea corespunzătoare conului tubului de aspirație.

Fig.2.20 indică condițiile impuse pentru fiecare suprafață.

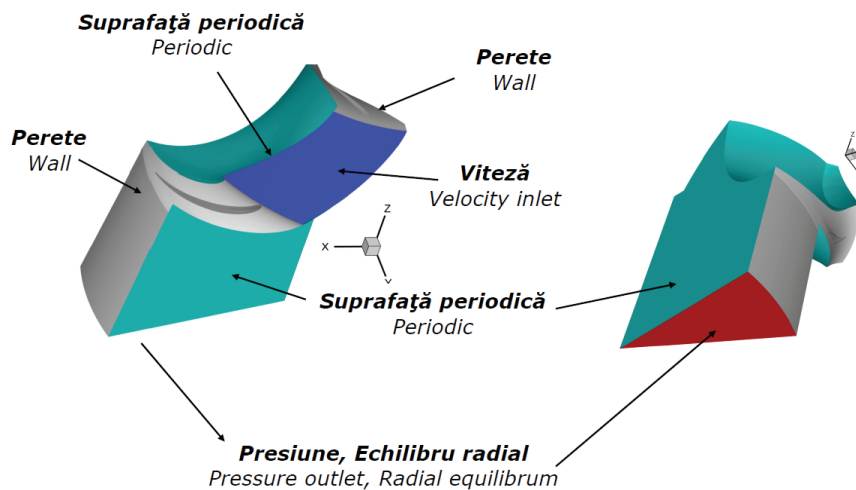


Fig.2.20. Condițiile la limită pentru domeniul rotoric

2.2.6. Interfața de amestec (medierea circumferențială)

Interfața de amestec este practic secțiunea de analiză UDP, aflată între ieșirea din domeniul distribuitorului și intrarea în domeniul rotoric. Pentru domeniul distribuitorului corespunde ieșirii, iar pentru domeniul rotoric corespunde intrării în domeniu.

Deoarece aria secțiunii de ieșire din domeniul distribuitorului este diferită de cea a intrării în domeniul rotoric (avem 24 de perechi de palete stator – aparat director și doar 13 palete rotorice, fiecare domeniu de analiză încorporând doar o pereche de palete sau o paletă, după caz) trebuie eliminată variația în direcție tangențială. Acest lucru este posibil folosind medierea circumferențială.

Fig.2.21 prezintă această interfață și cercurile de mediere circumferențială create pe aceasta.

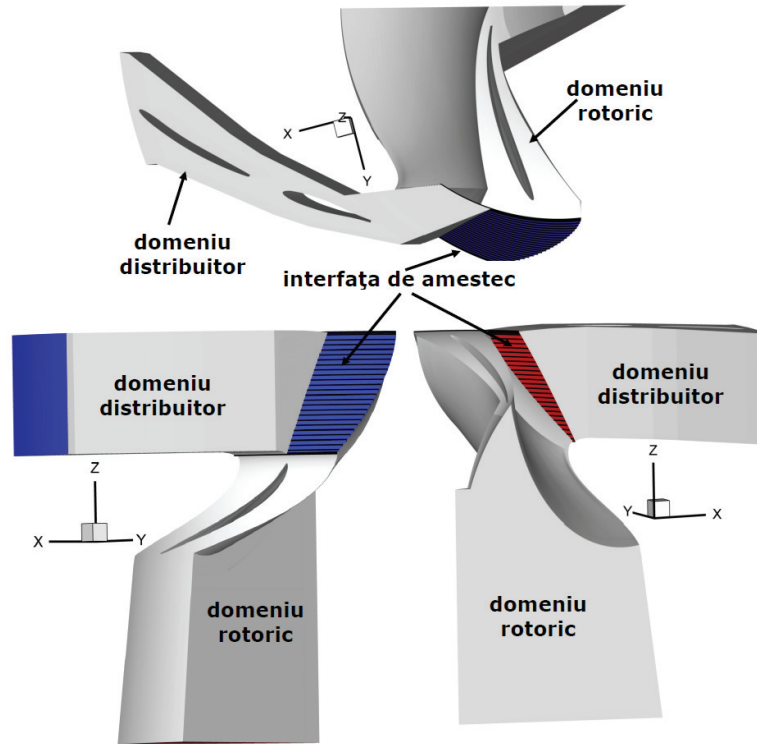


Fig.2.21. Interfața distribuitor-rotor (vedere de sus și laterală)

2.2.7. Algoritmul iterativ pentru condițiile pe interfața de amestec

Calculul curgerii pe domeniul distribuitorului și pe cel al rotorului se execută separat. Este nevoie de o metodologie de cuplare a curgerii pe interfața distribuitor – rotor pentru a avea continuitatea câmpurilor de presiune și de viteză. Vom folosi algoritmul iterativ pentru calculul cuplat distribuitor-rotor ce se bazează pe tehnica interfeței de amestec (mixing interface) [92], [94], [95], [96].

Metoda cuplează curgerea staționară absolută cu o curgere relativă.

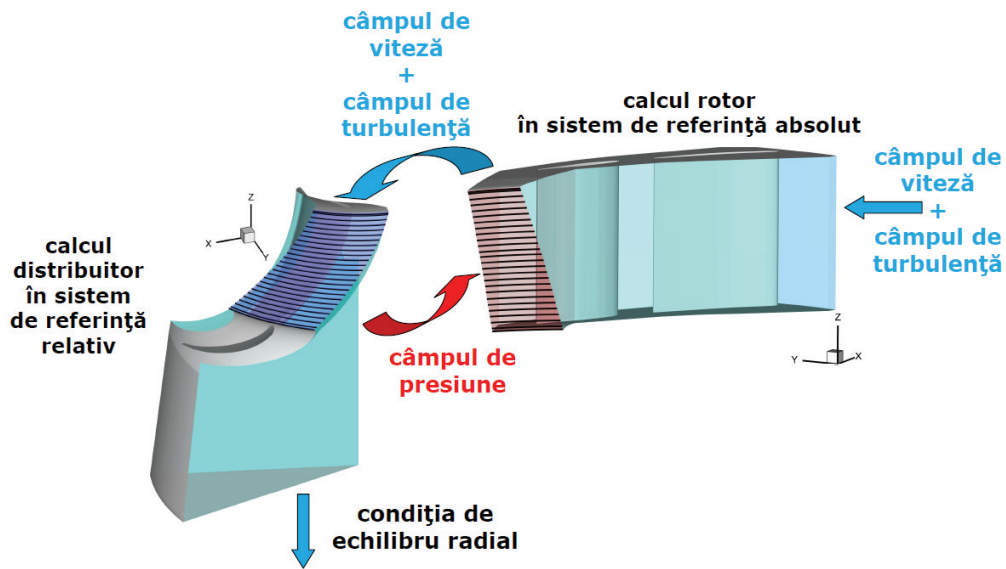


Fig.2.22. Algoritmul calculului cuplat distribuitor-rotor

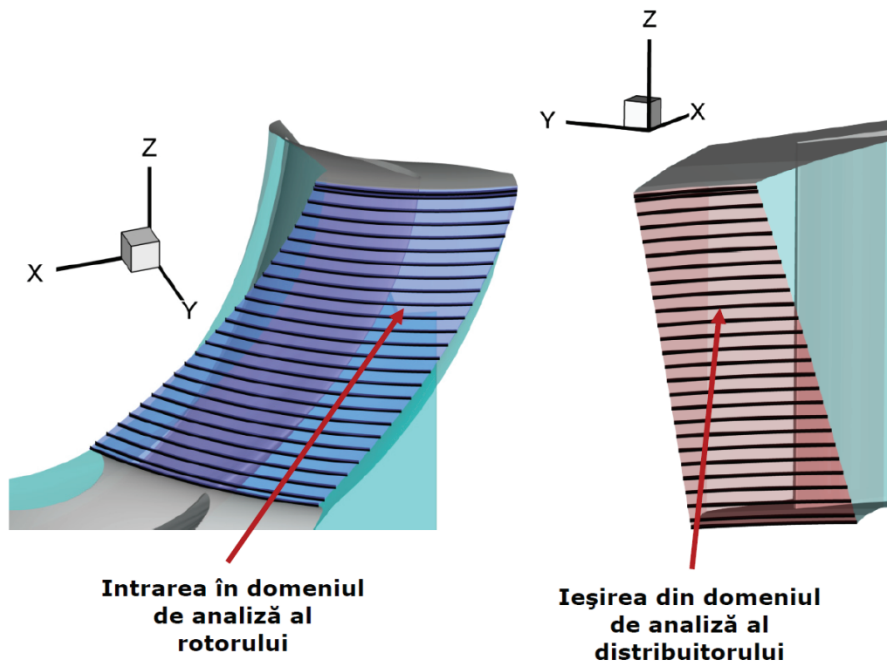


Fig.2.23. Interfața distribuitor-rotor

Calculul cuplat distribuitor-rotor se face în două etape:

1. calculul distribuitorului;
2. calculul rotorului.

1. *Calculul distribuitorului*, se determină profilul de viteză mediat circumferențial, relaxat și corectat, astfel încât să se conserve debitul la ieșire.

Se calculează curgerea în distribuitor. Pe secțiunea de intrare folosim profilul de viteză, iar pe secțiunea de ieșire distribuția de presiune.

Din calculul distribuitorului rezultă distribuția câmpului de viteză și a turbulenței pe secțiunea de ieșire din distribuitor.

2. *Calculul rotorului*, unde se determină profilul de presiune.

Pe secțiunea de intrare în domeniul rotoric se impune profilul de viteză obținut la ieșirea din distribuitor, iar pe secțiunea de ieșire condiția de presiune și echilibru radial. Din calculul rotorului va rezulta distribuția câmpului de presiune pe secțiunea de intrare în rotor.

Se repetă calculele de la pasul 1, menținându-se profilul de viteză la intrare, iar la ieșirea din distribuitor se ia în considerare profilul de presiune obținut în urma calculului rotorului.

Se efectuează iterații până când distribuția de presiune și cea de viteze pe interfața distribuitor-rotor va rămâne nemodificată de la o iterație la alta.

Procedura de relaxare se aplică pentru câmpul de viteză, pentru cel de presiune statică și pentru cel de turbulență. Prin aceasta se stabilizează numeric algoritmul prin construirea distribuției relaxate ca o combinație liniară dintre vechea distribuție și noua distribuție. Ecuațiile (2.9) și (2.10) reprezintă din punct de vedere matematic procesul de relaxare.

$$P^{i+1} = \text{coef}_{\text{supra-relaxare}} \cdot P^i + (1 - \text{coef}_{\text{supra-relaxare}}) \cdot P^{i-1} \quad (2.9)$$

$$V^{i+1} = \text{coef}_{\text{supra-relaxare}} \cdot V^i + (1 - \text{coef}_{\text{supra-relaxare}}) \cdot V^{i-1} \quad (2.10)$$

$\text{coef}_{\text{supra-relaxare}}$, stabilește ponderea cu care noua soluție contribuie la construirea distribuției relaxate. Pentru toate regimurile, pentru acest parametru am ales valoarea $\text{coef}_{\text{supra-relaxare}} = 0.5$. Pentru această valoare, formulele (2.9) și (2.10) pot fi scrise sub forma următoare:

$$P_{st}^{i+1} = \frac{P_{st}^i + P_{st}^{i-1}}{2} \quad (2.11)$$

$$V^{i+1} = \frac{V^i + V^{i-1}}{2} \quad (2.12)$$

Corecția debitului se face cu un factor de corecție care rezultă din împărțirea debitului de la ieșire din distribuitor cu cel obținut la intrarea în rotor.

$$f = \frac{Q_{\text{iesire_distribuitor}}}{Q_{\text{intrare_rotor}}} \quad (2.13)$$

Atât pentru rotor, cât și pentru distribuitor, valoarea totală a debitului se calculează înmulțind debitul pentru canalul ce reprezintă domeniul de analiză cu numărul de palete (în cazul rotorului), sau cu numărul perechilor de palete aparat director și stator (în cazul distribuitorului).

Rotorul are în componență 13 palete. Distribuitorul are în structura sa 24 de palete statorice și 24 de palete de aparat director (pe scurt, 24 de perechi). Formulele după care se calculează debitul pentru distribuitor și rotor sunt (2.14) și (2.15)

$$Q_{\text{iesire_distribuitor}} = 24 * Q_{\text{iesire_canal_distribuitor}} \quad (2.14)$$

$$Q_{intrare_rotor} = 13 * Q_{intrare_canal_rotor} \quad (2.15)$$

Cu acest factor de corecție se va înmulți câmpul de viteze de la intrarea în domeniul rotoric.

$$V_C^i = V^i \cdot f \quad (2.16)$$

Schema acestui algoritm iterativ este prezentată în fig.2.24.

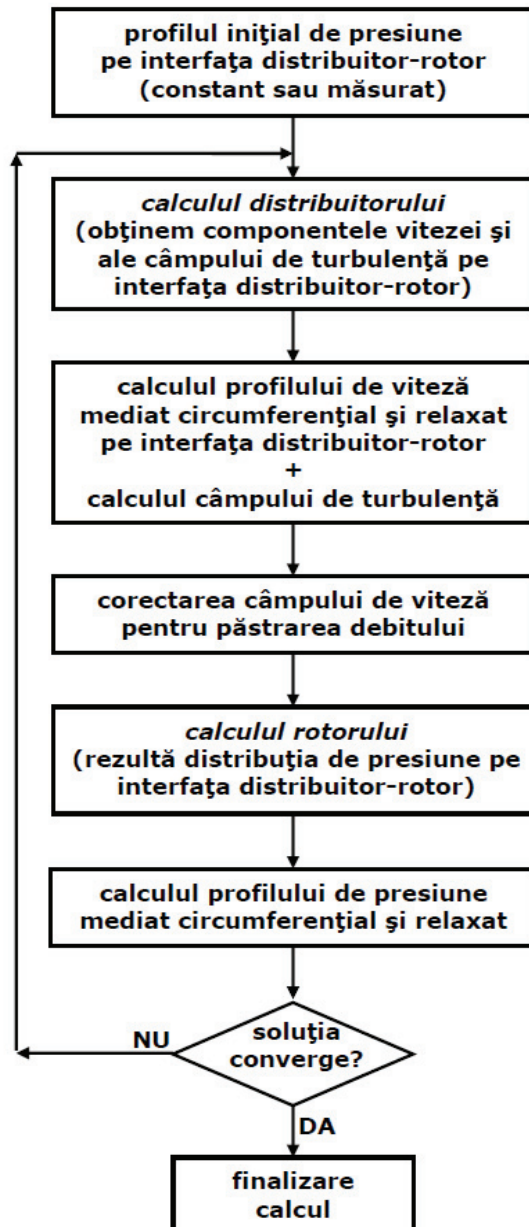


Fig.2.24. Schema logică a algoritmului iterativ pentru cuplarea distribuitor-rotor

Pentru fiecare punct de funcționare s-au făcut aproximativ 8 iterații. Când fiecare profil al vitezei, respectiv al presiunii totale de pe interfața distribuitor-rotor (corespunzătoare secțiunii UDP) s-a suprapus pe cel de la iterația anterioară s-a considerat că soluția a converș.

2.2.8. Secțiunile de analiză

În prezenta teză s-au post-procesat date de pe 4 secțiuni (3 secțiuni a căror generatoare sunt axele de măsură de pe turbina Francis GAMM, plus o secțiune a cărei generatoare are forma bordului de fugă al paletelor rotorice și se află în imediata apropiere a acestuia).

Poziționarea acestor secțiuni în raport cu paleta rotorică este arătată în fig.2.25.

Reamintim însemnătatea denumirii fiecărei secțiuni:

- UDP – Upstream Diagonal Probing – secțiune diagonală amonte,
- DDP – Downstream Diagonal Probing – secțiune diagonală aval,
- DCP – Downstream Curvilinear Probing – secțiune curbă aval,
- DRP – Downstream Radial Probing – secțiune radială aval.

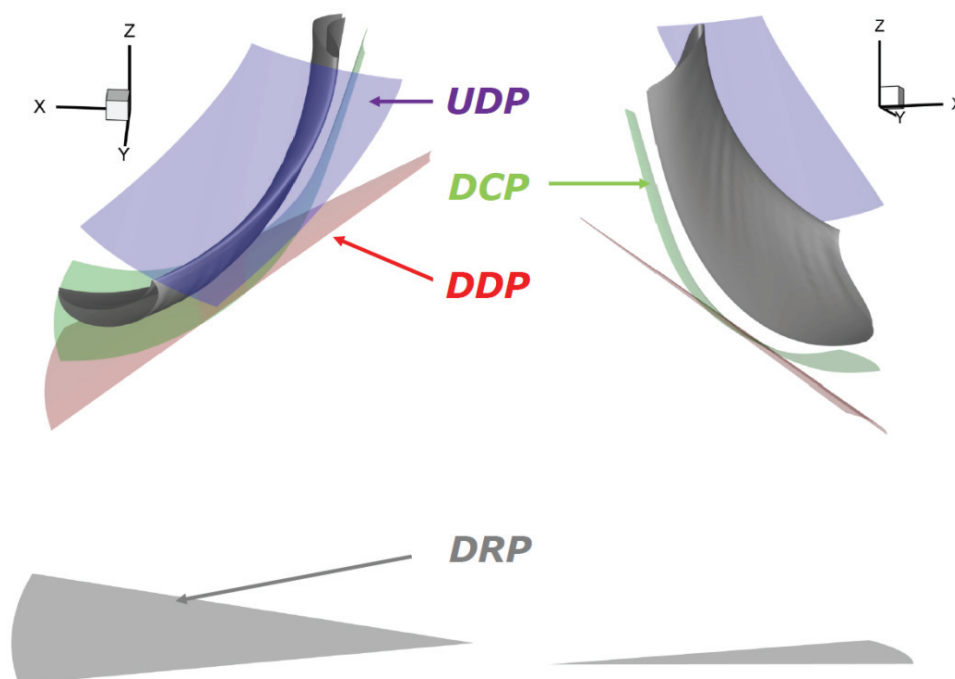


Fig.2.25. Vederi ale secțiunilor de analiză poziționate în raport cu paleta rotorică

2.2.8.1. Secțiunea de analiză UDP

A fost concepută în faza de construcție a domeniilor de analiză. Această secțiune corespunde suprafeței de ieșire din domeniul statoric, respectiv suprafeței de intrare în domeniul rotorice.

În stadiul de post-procesare s-au creat 27 de cercuri de mediere circumferențială obținute prin intersectarea suprafeței de intrare cu plane la diferite valori ale cotei Z [m] atât pe domeniul statoric, cât și pe cel rotorice.

2.2.8.2. Secțiunea de analiză DCP

Analiza câmpului hidrodinamic la ieșirea de pe paletajul rotorice se face și pe o suprafață de revoluție situată în imediata vecinătate a bordului de fugă al paletii. Generatoarea suprafeței de analiză este aproximativ echidistantă față de bordul de fugă al paletii rotorice. A fost construită în faza de concepere a domeniului de analiză rotorice.

Datele pentru această secțiune au fost mediate pe rânduri de celule, spre deosebire de celelalte secțiuni, unde medierea circumferențială s-a făcut de-a lungul unor cercuri construite în etapa de post-procesare a rezultatelor.

2.2.8.3. Secțiunea de analiză DDP

Pentru a fi posibilă obținerea valorilor mediate circumferențial ale componentelor vitezei și presiunii s-a construit un con a cărui generatoare corespunde cu axa de măsură DDP.

Acesta a fost definit în Fluent pornind de la ecuația generală a unui con cu vârful în origine:

$$\frac{x^2}{a} + \frac{y^2}{b} - \frac{z^2}{c} = 0 \quad (2.17)$$

Din ecuația (2.17) se va deduce ecuația conului cu vârful în punctul de coordonate $Z_v = -0.06486$ [m] și $R_v = 0$ [m]. Unghiul vârfului este de $V = 55$ [°].

$$\frac{1}{\tan^2 V} x^2 + \frac{1}{\tan^2 V} y^2 - (z - Z_v)^2 = 0 \Rightarrow \frac{1}{\tan^2 V} x^2 + \frac{1}{\tan^2 V} y^2 - 1z^2 + 2Z_v z - Z_v^2 = 0 \quad (2.18)$$

În ecuația (2.18) sunt evidențiați coeficienții necesari pentru generarea conului. Aceștia sunt prezentați în tab.2.8.

Tab.2.8 Coeficienții folosiți pentru generarea conului

0.490392235	x^2	0.490392235	y^2	-1	z^2
0	xy	0	yz	0	zx
0	x	0	y	-0.1297	z
-0.004207	Termen liber				

Pentru a fi mai ușor de înțeles, în fig.2.26 este prezentată fereastra corespunzătoare din Fluent.

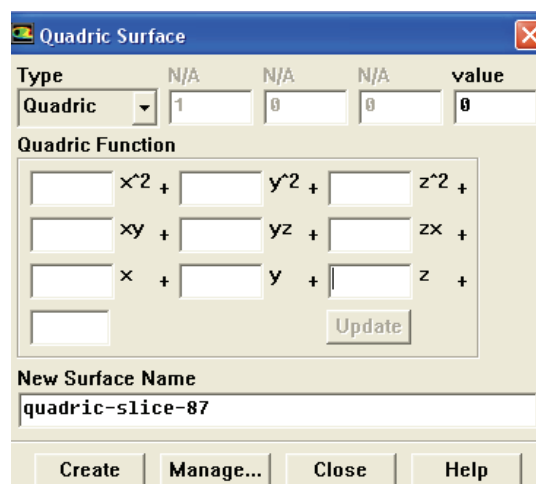


Fig.2.26. Meniul din Fluent corespunzător generării suprafețelor

2.2.8.4. Secțiunea de analiză DRP

Este o suprafață orizontală aflată la cota $Z = 346.35$ [mm]. Corespunde intrării în tubul de aspirație original și a fost generată în faza de pre-procesare.

2.2.9. Post-procesarea rezultatelor numerice mediate circumferențial pe secțiunile UDP, DDP, DCP și DRP

Principalele informații care au fost ulterior folosite în cercetarea doctorală sunt câmpul de viteze și distribuția de presiune. Acestea s-au folosit pentru calculul diferitor mărimi, care sunt prezentate pe larg în următoarele capitole.

Pentru a fi post-procesate de pe fiecare secțiune am avut nevoie de o mediere circumferențială a datelor.

Aceasta s-a făcut prin două variante:

- mediere circumferențială de-a lungul cercurilor de mediere,
- medierea fluxurilor pe rânduri de celule (s-a făcut doar pentru secțiunea DCP).

2.2.9.1. Medierea circumferențială de-a lungul cercurilor de mediere circumferențială

Medierea circumferențială de-a lungul unor cercuri s-a făcut pentru cele 3 secțiuni de analiză.

Pe fiecare secțiune s-au construit un anumit număr de cercuri, după cum urmează:

- Pe UDP 27 cercuri de mediere circumferențială
- Pe DDP 101 cercuri de mediere circumferențială
- Pe DRP 101 cercuri de mediere circumferențială

În fig.2.27 este arătată dispunerea celor trei secțiuni de analiză pe care s-au construit cercuri de mediere circumferențială în raport cu rotorul.

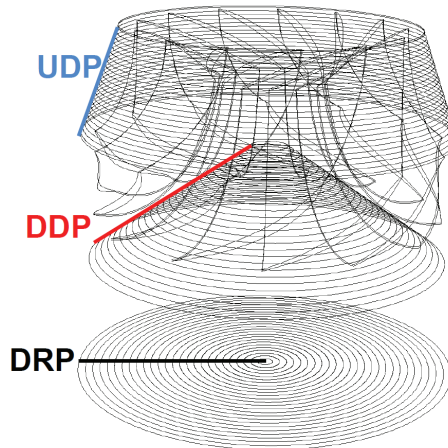


Fig.2.27. Secțiunile de analiză de pe care s-au extras rezultatele numerice folosind medierea circumferențială pe cercuri [130]

2.2.9.2. Medierea fluxurilor pe rânduri de celule

2.2.9.2.1. Secțiunea de analiză la ieșire din paletajul rotoric

Analiza câmpului hidrodinamic la ieșire din paletajul rotoric se face pe o suprafață de revoluție situată în imediata vecinătate a bordului de fugă al paletelor, așa cum este prezentată în fig.2.28. Extensia circumferențială a suprafeței de analiză corespunde unui canal interpaletar, deoarece domeniul tridimensional de analiză a curgerii în rotor este construit doar pentru un canal interpaletar.

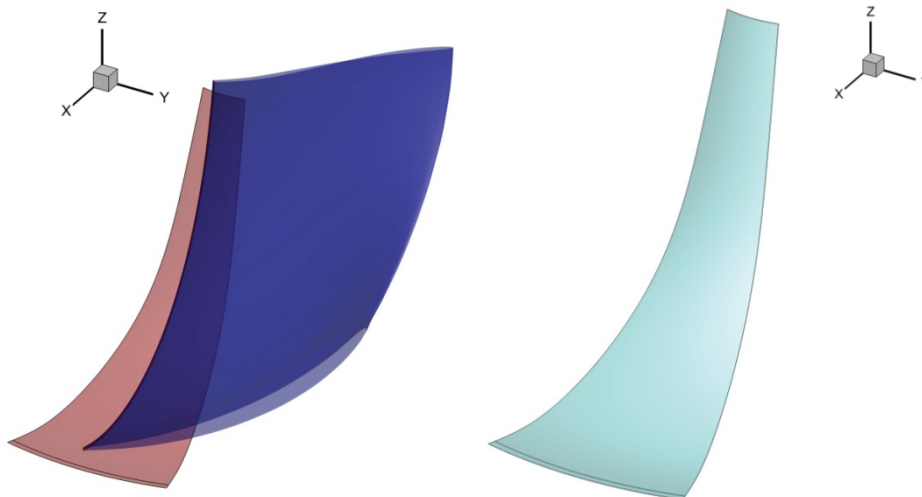


Fig.2.28. Suprafața de revoluție pentru analiza curgerii la ieșire din rotorul Francis

Poziționarea suprafeței de analiză a curgerii aval de rotor este prezentată într-o secțiune meridiană în fig.2.29. Conturul meridian al coroanei și inelului, împreună cu pozițiile bordurilor de atac și de fugă al paletelor, evidențiază traseul

hidraulic al turbinei GAMM, tipic pentru turbina Francis. Generatoarea suprafeței de revoluție din fig.2.29 este aproximativ echidistantă față de bordul de fugă al paletelor rotorice.

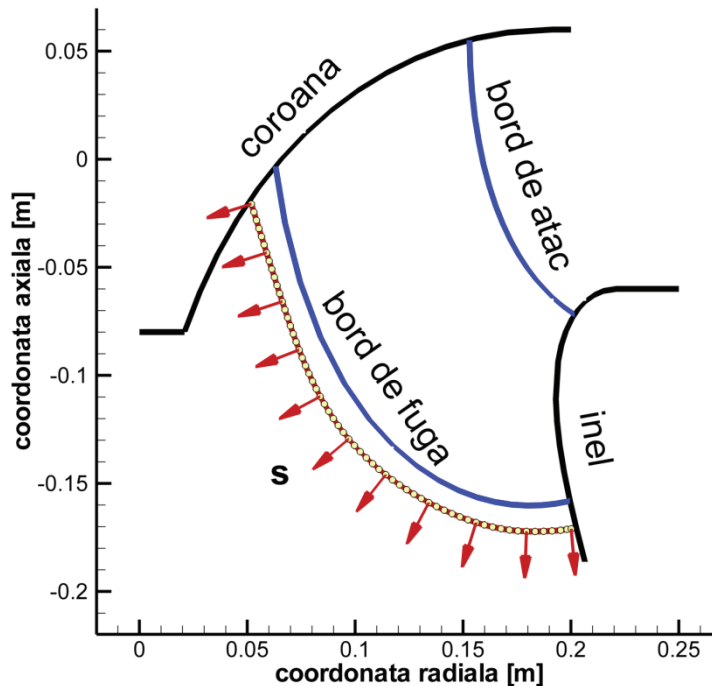


Fig.2.29. Traseul hidraulic al turbinei Francis într-un semiplan meridianal

Coordonatele radial și axială din fig.2.29 sunt prezentate dimensional în $[m]$, cu originea sistemului de coordonate în planul meridian al aparatului director, și axa Z orientată vertical în sus. În semiplanul meridian, versorul normalei la generatoarea suprafeței de analiză este convențional considerat ca fiind orientat spre aval, astfel încât viteza normală (debitantă) să fie pozitivă.

2.2.9.2.2. Câmpul hidrodinamic tridimensional la ieșire din rotorul Francis

Soluția numerică pentru câmpul hidrodinamic în domeniul tridimensional rotoric, corespunzător unui canal interpaletar permite exportul valorilor pentru toate componentele vitezei (V_x, V_y, V_z) , presiune P și mărimile de turbulență k și ω fie în nodurile rețelei de discretizare, fie în centrele fețelor patrulate. În vederea procesării acestor mărimi, vom analiza mai întâi geometria rețelei de discretizare, apoi vom evalua mărimile integrale de interes specifice hidrodinamicii turbomașinilor.

2.2.9.2.2.1. Rețeaua de discretizare pe suprafața de ieșire din rotor

Domeniul canalului interpaletar rotoric este discretizat cu celule (volume finite) hexaedrice, prin urmare rețeaua de discretizare pe suprafața de ieșire din rotor este formată din patrulatere, fig.2.30.

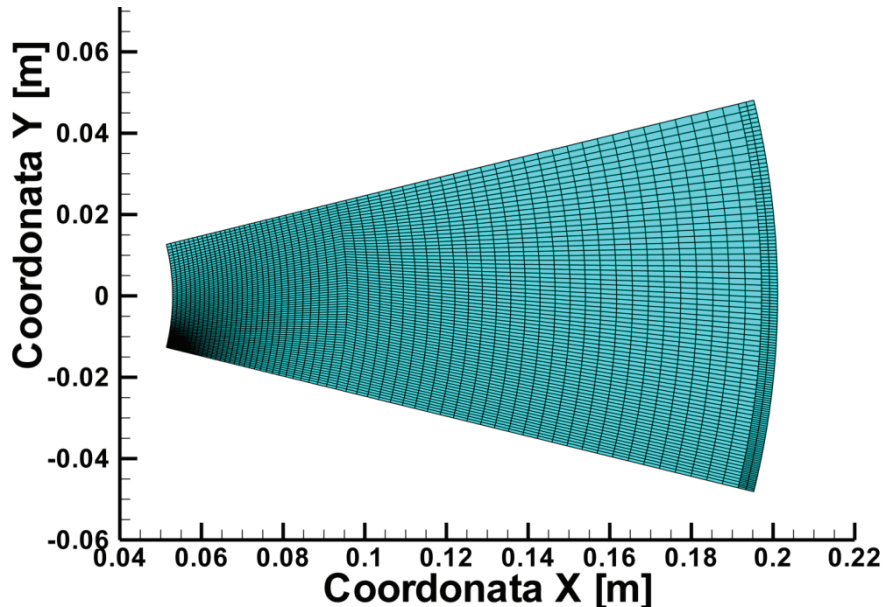


Fig.2.30. Vedere axială (planul X-Y) a rețelei de discretizare pe suprafața de la ieșire din rotor

Se poate observa din fig.2.30 că fațetele patrulatere formează o rețea structurată, fiind dispuse în sub-seturi de rază constantă. Totuși, în direcție circumferențială (tangențială), patrulaterele au extensie unghiulară variabilă, rezultată din discretizarea în jurul paletei rotorice. Se pune deci problema calculului suprafeței fiecărei celule, împreună cu orientarea celulei, în vederea evaluării fluxurilor prin suprafață.

Fiecare fațetă a rețelei de discretizare este un patrulater co-planar, pentru care aria este reprezentată de vectorul

$$\delta \mathbf{A} = \hat{\mathbf{n}} \cdot \delta A = \hat{\mathbf{x}} \delta A_x + \hat{\mathbf{y}} \delta A_y + \hat{\mathbf{z}} \delta A_z \quad (2.19)$$

În ecuația (2.19) δA reprezintă mărimea ariei fațetei patrulatere, iar $\hat{\mathbf{n}} = \hat{\mathbf{x}}s_x + \hat{\mathbf{y}}s_y + \hat{\mathbf{z}}s_z$ reprezintă versorul normalei la fațetă. Pentru un patrulater definit de punctele co-planare (X_1, Y_1, Z_1) , (X_2, Y_2, Z_2) , (X_3, Y_3, Z_3) , (X_4, Y_4, Z_4) vectorul de arie din ecuația (2.19) este jumătate din produsul vectorial al diagonalelor patrulaterului [152],

$$\mathbf{D}_1 = (X_3 - X_1, Y_3 - Y_1, Z_3 - Z_1), \mathbf{D}_2 = (X_4 - X_2, Y_4 - Y_2, Z_4 - Z_2)$$

$$\mathbf{A} = \frac{\mathbf{D}_1 \times \mathbf{D}_2}{2}, \delta A_X = \frac{D_{1Y}D_{2Z} - D_{1Z}D_{2Y}}{2}, \quad (2.20)$$

$$\delta A_Y = \frac{D_{1Z}D_{2X} - D_{1X}D_{2Z}}{2}, \delta A_Z = \frac{D_{1X}D_{2Y} - D_{1Y}D_{2X}}{2}$$

Formulele sunt implementate în subrutina FORTRAN de mai jos:

```

SUBROUTINE  CELLA(X1,Y1,Z1,X2,Y2,Z2,X3,Y3,Z3,X4,Y4,Z4,
&
&                                AX,AY,AZ)
C  compute the cell area vector
DOUBLEPRECISION X1,Y1,Z1,X2,Y2,Z2,X3,Y3,Z3,X4,Y4,Z4, ! input
&
&                                AX,AY,AZ ! output cell area vector
DOUBLEPRECISION D1X,D1Y,D1Z,D2X,D2Y,D2Z ! diagonal vectors
C  diagonal vectors components
D1X=X3-X1
D1Y=Y3-Y1
D1Z=Z3-Z1
D2X=X4-X2
D2Y=Y4-Y2
D2Z=Z4-Z2
C  diagonal vectors cross-product
AX=(D1Y*D2Z-D1Z*D2Y)/2.0D0
AY=(D1Z*D2X-D1X*D2Z)/2.0D0
AZ=(D1X*D2Y-D1Y*D2X)/2.0D0
RETURN
END SUBROUTINE CELLA

```

Utilizând coordonatele nodurilor se poate calcula și poziția centrului de greutate al fațetei patrulateră, ca medie ponderată cu aria între centrele de greutate a celor două triunghiuri definite de o diagonală a patrulaterului (nu are importanță care din cele două diagonale este aleasă pentru definirea celor două triunghiuri). În mod normal, Fluent calculează intern vectorii $\delta \mathbf{A}$ pentru toate fețele de celule, dar acești vectori sunt disponibili pentru export doar pentru suprafețele ce definesc frontiera domeniului. În cazul de față, suprafața de analiză a curgerii la ieșire din paletajul rotoric este o suprafață internă, și prin urmare este necesară calcularea separată a vectorilor $\delta \mathbf{A}$.

Informația geometrică a rețelei de discretizare poate fi exportată din Fluent într-un fișier format Tecplot (pentru vizualizare grafică), al cărui conținut este prezentat mai jos.

```

TITLE    = "Runner Outlet Section"
VARIABLES = "X" "Y" "Z"
ZONE T="runneroutlet"
N=4742, E=4536, ZONETYPE=FEQuadrilateral
DATAPACKING=POINT
DT=(SINGLE SINGLE SINGLE )
1.968601644E-001 -1.117130741E-002 -1.711710393E-001
1.969291270E-001 -9.883192368E-003 -1.711710393E-001
1.929358989E-001 -9.475136176E-003 -1.715260744E-001
.....

```

```

9.569226205E-002 2.216487937E-002 -1.301870495E-001
9.553428739E-002 2.283088677E-002 -1.301856190E-001
9.537281096E-002 2.350728773E-002 -1.301886737E-001
4 3 2 1
3 6 5 2
6 8 7 5
.....
4438 4437 4740 4739
4437 4435 4741 4740
4435 4436 4742 4741

```

Se poate observa că prima secțiune conține coordonatele (X, Y, Z) ale celor 4742 noduri, urmate de tabelul de conexiuni care indică pentru fiecare din cele 4536 de fațete care sunt cele patru noduri care definesc patrulaterul. Ordinea numerotării nodurilor pentru fiecare fațetă asigură ca toate fațetele să aibă aceeași orientare.

2.2.9.2.2.2. Câmpul de viteză și presiune

Valorile vitezei și presiunii pot fi exportate din Fluent în fișiere text (ASCII), pentru suprafața (suprafețele) de interes, sau chiar pentru volumul de analiză. Valorile exportate pot fi asociate fie nodurilor rețelei de discretizare, fie celulelor de discretizare.

```

cellnumber  x-coordinate  y-coordinate  z-coordinate  total-pressure
x-velocity  y-velocity  z-velocity
1 1.948986948E-01 -1.031677984E-02 -1.713485718E-01
5.787377306E+03 4.089027474E-01 1.720890447E+00 -2.240722163E+00
2 1.949625909E-01 -9.031867608E-03 -1.713485420E-01
5.822112604E+03 4.287321401E-01 1.727299062E+00 -2.225029278E+00
.....

```

Formatul fișierului de date este structurat ca în exemplul de mai sus. Fiecare linie conține mărimile indicate în antetul fișierului, și anume:

- Indicele celulei (fațetei) de discretizare
- Coordonatele centrului de greutate
- Mărimile hidrodinamice (de exemplu presiunea totală, componentele de viteză etc.)

De reținut este faptul că ordinea celulelor de calcul este aceeași ca și în fișierul cu informațiile geometrice prezentat în paragraful 2.2.9.2.2.1.

2.2.9.2.2.3. Mărimi integrale pe suprafața de ieșire din rotor

Datele numerice asociate câmpului de viteză și presiune urmează a fi procesate prin mediere circumferențială. Rezultatul astfel obținut va trebui să conserve principalele mărimi integrale care sunt asociate curgerii în turbomașini.

Prima mărime integrală o reprezintă debitul volumic:

$$Q \equiv \int_A \mathbf{V} \cdot \hat{\mathbf{n}} dA = \int_A \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} \quad (2.21)$$

Este evidentă, din ecuația (2.21) utilitatea vectorului $d\mathbf{A}$. Pentru calculul numeric, integrala din ecuația (2.22) este aproximată ca sumă pentru toate fețele patrulatere,

$$Q \cong \sum_f \mathbf{V}_f \cdot \delta\mathbf{A}_f = \sum_f (V_x \delta A_x + V_y \delta A_y + V_z \delta A_z)_f \quad (2.22)$$

unde indicele f parcurge tot șirul fațetelor. Notăm că pentru aplicarea formulei nu este relevantă ordonarea fațetelor.

În general, pentru orice mărime fizică asociată curgerii, putem evalua fluxul ei prin suprafață, ("flow rate of..." în Fluent),

$$\Phi(O) \cong \sum_f O \mathbf{V}_f \cdot \delta\mathbf{A}_f, \text{ unde } O \text{ este o mărime scalară} \quad (2.23)$$

Odată evaluat fluxul unei mărimi, putem calcula și media ponderată cu fluxul, definită ca fiind:

$$\bar{O} \cong \frac{\Phi(O)}{Q} \quad (2.24)$$

În cazul nostru, ecuația fundamentală a turbomașinilor necesită evaluarea fluxului presiunii totale $P + \rho V^2 / 2$ și a momentului cinetic UV_U .

În tab.2.9 sunt prezentate valorile numerice raportate din Fluent pe secțiunea de ieșire din rotor, respectiv evaluate cu datele numerice exportate din Fluent. Diferențele mici sunt atribuite erorilor de trunchiere la scrierea datelor în fișierele de ieșire. Presiunea totală (și presiunea statică) este definită până la o constantă aditivă în curgerile incompresibile. Prin urmare, valoarea presiunii totale la ieșirea din domeniul de calcul este dată de valoarea presiunii dinamice.

Tab.2.9 Fluxurile la ieșirea din rotor, pentru un canal interpaletar, raportate din Fluent și calculate cu formulele (2.22) și (2.23)

Punct de funcționare	Debit volumic [m^3/s] Fluent și ec.	Flux de presiune totală [$Pa m^3/s$] Fluent și ec.	Flux de moment cINETIC [$(m^2/s^2)m^3/s$] Fluent și ec.
OP01	0.22269500E-1	119.31439	0.32085033
	0.22198865E-1	118.78625	0.31988928
OP03	0.26318466E-1	99.941833	0.24073692
	0.26269946E-1	99.615571	0.24048398
OP05	0.28342845E-1	102.62218	0.17598381
	0.28293405E-1	102.21835	0.17556836
OP07	0.29355237E-1	110.01175	0.13796186
	0.29301622E-1	109.64992	0.13763824
OP09	0.32391857E-1	149.63804	0.16186752E-1
	0.32329729E-1	149.13220	0.15879253E-1
OP11	0.34416329E-1	197.21286	-0.78896767E-1
	0.34342513E-1	196.47787	-0.79159293E-1

2.2.9.2.3. Mediarea circumferențială a câmpului hidrodinamic la ieșirea din rotor

Modelul simplificat pentru curgerea cu rotație în aval de rotorul turbinei hidraulice se bazează pe ipoteza unei curgeri axial-simetrice. Prin urmare, pentru a compara rezultatele obținute cu acest model simplificat cu rezultate numerice obținute prin calculul curgerii tridimensionale într-un canal interpaletar, este necesară mediarea circumferențială a acestora. Principala condiție care trebuie îndeplinită de procedura de mediere circumferențială este conservarea mărimilor integrale din tab.2.9.

În plus, deoarece curgerea este considerată axial-simetrică, este natural să adoptăm un sistem de coordonate cilindrice. Astfel, mărimile mediate circumferențial vor depinde doar de coordonata axială și coordonata radială, pentru punctele de interes de pe generatoarea suprafeței de revoluție de la ieșirea din rotor, așa cum este arătat în fig.2.29.

Prin urmare, definind raza unui punct ca fiind $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$, putem proiecta vectorul vitează, respectiv arie, pe direcțiile radială și tangențială, după cum urmează:

$$\begin{Bmatrix} V_r \\ V_u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X/R & Y/R \\ -Y/R & X/R \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_x \\ V_y \end{Bmatrix} \quad \begin{Bmatrix} \delta A_r \\ \delta A_u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X/R & Y/R \\ -Y/R & X/R \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta A_x \\ \delta A_y \end{Bmatrix} \quad (2.25)$$

Coordonata axială (axa Z) rămâne neschimbată. Evident, prin modificarea sistemului de coordonate produsul scalar $\mathbf{V} \cdot \delta \mathbf{A}$ rămâne neschimbat. Verificarea acestui rezultat este prezentată mai jos, prin calcul direct.

$$\begin{aligned}
 V_r \delta A_r + V_u \delta A_u &= \\
 \left(\frac{X}{R} V_x + \frac{Y}{R} V_y \right) \left(\frac{X}{R} \delta A_x + \frac{Y}{R} \delta A_y \right) &+ \\
 \left(-\frac{Y}{R} V_x + \frac{X}{R} V_y \right) \left(-\frac{Y}{R} \delta A_x + \frac{X}{R} \delta A_y \right) &= \\
 \frac{X^2 + Y^2}{R^2} V_x \delta A_x + \frac{X^2 + Y^2}{R^2} V_y \delta A_y &= \\
 V_x \delta A_x + V_y \delta A_y &
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

Schimbarea sistemului de coordonate din cartezian în cilindric are și avantajul important că pe suprafețe de revoluție, cum este suprafața de la ieșire din rotor, $\delta A_u = 0$, și prin urmare debitul elementar printr-o fațetă de pe suprafață este:

$$\delta Q = V_z \delta A_z + V_r \delta A_r \tag{2.27}$$

Cu alte cuvinte, doar componenta meridională a vitezei contribuie la debitul volumic.

Revenind la calculul debitului volumic, putem rescrie ecuația (2.22) sub forma

$$Q \cong \sum_f \mathbf{v}_f \cdot \delta \mathbf{A}_f = \sum_i \sum_j (V_z \delta A_z + V_r \delta A_r)_{ij} = \sum_i (\bar{V}_z A_z + \bar{V}_r A_r)_i \tag{2.28}$$

În ecuația (2.28) indicele i corespunde șirului de fațete care au aceeași rază a centrului de greutate, iar indicele j corespunde fațetei în interiorul unui astfel de șir. Prin urmare, vom avea un șir de fațete dispuse la raza R_j ,

$$\begin{aligned}
 (\bar{V}_z)_i &= \frac{1}{(A_z)_i} \sum_j (V_z \delta A_z)_{ij} = \frac{\sum_j (V_z \delta A_z)_{ij}}{\sum_j (\delta A_z)_{ij}} \\
 (\bar{V}_r)_i &= \frac{1}{(A_r)_i} \sum_j (V_r \delta A_r)_{ij} = \frac{\sum_j (V_r \delta A_r)_{ij}}{\sum_j (\delta A_r)_{ij}}
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

În altă ordine de idei, componentele axială și radială ale vitezei mediate circumferențial (\bar{v}_z, \bar{v}_r) sunt mediile ponderate cu ariile fațetelor pentru fiecare șir de celule care sunt dispuse la aceeași rază. Prin construcție, viteza meridională mediată circumferențial va conserva debitul, conform ecuației (2.28).

Fluxul momentului cinetic poate fi scris în aceeași manieră ca fiind:

$$\begin{aligned}
\Phi(UV_u) &\cong \sum_f (UV_u)_f \mathbf{v}_f \cdot \delta \mathbf{A} = \\
&\sum_i (\Omega R_i) \sum_j (V_u V_z \delta A_z + V_u V_r \delta A_r)_{ij} = \\
&\sum_i (\Omega R_i) (\overline{V_u V_z A_z} + \overline{V_u V_r A_r})_i = \\
&\sum_i (\Omega R_i) (\overline{V_u})_i (\overline{V_z A_z} + \overline{V_r A_r})_i
\end{aligned} \tag{2.30}$$

Prin urmare, medierea circumferențială a vitezei tangențiale trebuie efectuată astfel:

$$(\overline{V_u})_i = \frac{\sum_j (V_u V_z \delta A_z + V_u V_r \delta A_r)_{ij}}{\sum_j (V_z \delta A_z + V_r \delta A_r)_{ij}} \tag{2.31}$$

Cu alte cuvinte, viteza tangențială medie este calculată ca media ponderată cu debitele prin fațetele dispuse la aceeași rază. Cu această definiție, asigurăm conservarea fluxului de moment cinetic. În mod similar trebuie procedat și pentru medierea circumferențială a presiunii totale

$$(\overline{P_{tot}})_i = \frac{\sum_j (P_{tot} V_z \delta A_z + P_{tot} V_r \delta A_r)_{ij}}{\sum_j (V_z \delta A_z + V_r \delta A_r)_{ij}} \tag{2.32}$$

pentru a conserva fluxul de presiune totală.

Prin mediere circumferențială, mărimile asociate câmpului hidrodinamic vor fi reprezentate prin valorile numerice asociate punctelor marcate cu cercuri de pe curba din semiplanul meridian corespunzătoare generatoarei suprafeței de revoluție de la ieșirea din rotor, fig.2.31.

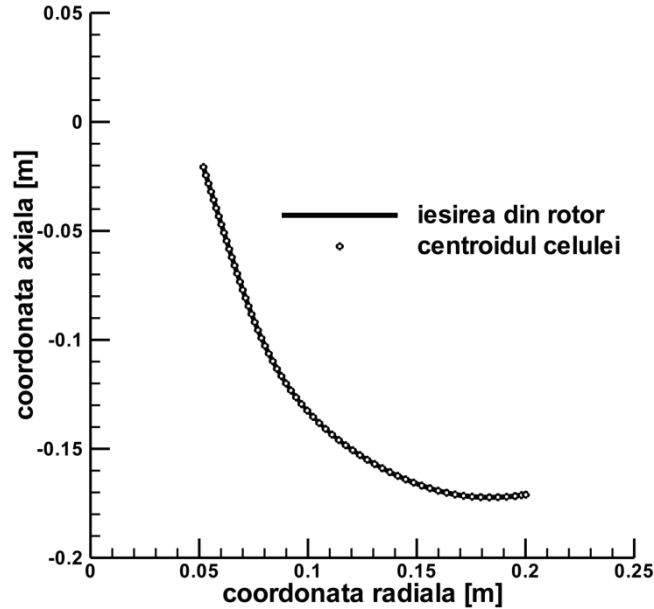


Fig.2.31 Curba din semiplan meridian generatoare a suprafeței de revoluție de la ieșirea din rotor

Curba din fig.2.31 este reprezentată printr-un set de puncte (noduri), convențional numerotate în ordinea crescătoare a razei, deci de la butuc la periferie (de la coroană la inel), $(R_i, Z_i), i=1...N_p$. Pentru rețeaua de discretizare utilizată în cazul de față, avem $N_p = 62$.

O primă verificare a corectei reprezentări geometrice este calculul ariei suprafeței de revoluție obținută prin rotirea curbei din fig.2.31. în jurul axei de simetrie,

$$A_{2D} = \sum_1^{N_p-1} \pi(R_{i+1} + R_i) \sqrt{(R_{i+1} + R_i)^2 + (Z_{i+1} + Z_i)^2} \quad (2.33)$$

Practic, aria suprafeței este aproximată, conform ecuației (2.33) ca suma unor arii laterale de trunchiuri de con. Valoarea numeric astfel obținută, împărțită la numărul de palete, este comparată cu valoarea corespunzătoare raportată de Fluent ca sumă a ariilor fațetelor patrulatere:

$$A_{3D} = \sum_f \sqrt{(\delta A_z)_f^2 + (\delta A_r)_f^2} \quad (2.34)$$

Tab.2.10 Calculul ariei suprafeței de revoluție de la ieșirea din rotor

A_{3D} , ecuația (2.33)	$A_{2D} / (\text{numar palete})$, ecuația (2.34)
0.12459214E-1 [m ²]	0.12459200E-1 [m ²]

Secvența de program FORTRAN77 [90] care implementează algoritmul de mediere circumferențială a câmpului hidrodinamic este redată mai jos. Menționăm

că este redată doar o parte a întregului program de post-procesare a datelor numerice exportate din Fluent.

```

.....
C      build permutation vectors for increasing radius
      CALL PERMUTATION(Nnodes,coordnode,ipermnodes)
      CALL PERMUTATION(Ncells,cellcntr, ipermcells)
C      compute the points for the meridian line
      CALL LINEPOINTS(Nnodes,coordnode,ipermnodes,Np,Rp,Zp)
C      compute the segments centroids for the meridian line
      CALL LINEPOINTS(Ncells,cellcntr,ipermcells,Nc,Rc,Zc)
C      compute the area
      DO I=1,Nc
          dSc(I)=DSQRT((Rp(I+1)-Rp(I))**2+(Zp(I+1)-Zp(I))**2)
      END DO
      SURFACEAREA=0.0D0
      DO I=1,Nc
          SURFACEAREA=SURFACEAREA+
&          2.0D0*PI*Rc(I)*dSc(I) ! use centroid radius
      END DO
      PRINT '('" surface area for runner outlet = ",G20.10)',
&          SURFACEAREA/DFLOAT(13)
C      compute the average velocities and total pressure
      CALL AVERAGE(Ncells,cellcntr,cellAzru,cellVzru,cellflow,
&          ipermcells,Nc,VZc,VRc,VUc,PTc)
C      check the fluxes for averaged quantities
      DISCHARGE=0.0D0
      FLUXUVU=0.0D0
      FLUXPT=0.0D0
      DO I=1,Nc
NOTE: according to the cell orientation, the unit normal (and the area vector)
is pointing DOWNSTREAM, thus the discharge value is POSITIVE
          Qc=      VZc(I)*(-2.0D0*PI*Rc(I)*(Rp(I+1)-Rp(I))) ! reverse nz
&          +VRc(I)*(+2.0D0*PI*Rc(I)*(Zp(I+1)-Zp(I))) ! reverse nr
          DISCHARGE=DISCHARGE +Qc
          FLUXUVU = FLUXUVU + OMEGA*Rc(I)*VUc(I)*Qc
          FLUXPT = FLUXPT + PTc(I)*Qc
      END DO
      PRINT '('" volumetric flowrate (averages) = ",G20.10)',
&          DISCHARGE/DFLOAT(NBLADES) ! for one interblade channel
      PRINT '('" flux of kinetic momentum (averages) = ",G20.10)',
&          FLUXUVU/DFLOAT(NBLADES) ! for one interblade channel
      PRINT '('" flux of total pressure (averages) = ",G20.10)',
&          FLUXPT/DFLOAT(NBLADES) ! for one interblade channel
.....

```

Nodurile și celulele sunt ordonate în ordinea crescătoare a razei nodului sau centrului celulei, cu ajutorul subrutinei **PERMUTATION**. Această subrutină furnizează un vector de permutare a indicilor nodurilor, respectiv celulelor. Subrutina utilizează procedura SVRGP (DSVRGP pentru dublă precizie) de ordonare

a unui vector de numere reale în ordine crescătoare a valorilor, returnând un vector de permutare a indicilor. Subrutina este disponibilă în biblioteca IMSL.

```

SUBROUTINE PERMUTATION(N,points,iperm)
C  receive a set of point coordinates XYZ and returns
C  a permutation vector for increasing radius
  INTEGER N,NMAX
  PARAMETER (NMAX=5000)
  DOUBLEPRECISION points(NMAX,3),radius(NMAX)
  INTEGER iperm(NMAX)
  DO I=1,N
      radius(I)=DSQRT(points(I,1)**2+points(I,2)**2)
      iperm(I)=I ! initialize permutation vector
  END DO
  CALL DSVRGP (N, radius, radius, iperm)
  RETURN
END SUBROUTINE PERMUTATION

```

Medierea circumferențială a coordonatelor nodurilor sau centrelor celulelor este realizată cu subrutina **LINEPOINTS**. Aceasta subrutină furnizează coordonatele radială și axială pentru punctele din fig.2.31. Corectitudinea calculului acestor coordonate în semiplanul meridian este verificată prin evaluarea ariei suprafeței de la ieșire din rotor, SURFACEAREA, prezentată în tab.2.10.

```

SUBROUTINE LINEPOINTS(Nnodes,coordnode,ipermnodes,
&
&                                     Np,Rp,Zp)
  IMPLICIT NONE
  INTEGER NMAX,NMAX1
  PARAMETER (NMAX=5000,NMAX1=100)
  INTEGER Nnodes
  DOUBLEPRECISION coordnode(NMAX,3)
  INTEGER ipermnodes(NMAX)
  INTEGER Np
  DOUBLEPRECISION Rp(NMAX1),Zp(NMAX1) ! meridian point coordinates
  DOUBLEPRECISION Rn(NMAX),Zn(NMAX) ! ordered 3D points
  INTEGER bincount(NMAX1),I
  DOUBLEPRECISION radius,threshold
  PARAMETER (threshold=1.0D-4)
C
C  nodes in cylindrical coordinates, ordered for increasing radius
  DO I=1,Nnodes
      Rn(I)=DSQRT(coordnode(ipermnodes(I),1)**2+
&
&                                     coordnode(ipermnodes(I),2)**2)
      Zn(I)=coordnode(ipermnodes(I),3)
  END DO
  radius=Rn(1)
  Np=1
  bincount(Np)=0
  Rp(Np)=0.0D0
  Zp(Np)=0.0D0
  DO I=1,Nnodes
      IF (Rn(I)-radius.GT.threshold) THEN

```

```

        radius=Rn(I)! re-set the bin radius
        Np=Np+1 ! move to the next bin
        bincount(Np)=0 ! reset bin counter
        Rp(Np)=0.0D0
        Zp(Np)=0.0D0
    END IF
    bincount(Np)=bincount(Np)+1 ! increment bin counter
    Rp(Np) =Rp(Np)+Rn(I)
    Zp(Np) =Zp(Np)+Zn(I)
END DO
DO I=1,Np
    Rp(I)=Rp(I)/DFLOAT(bincount(I))
    Zp(I)=Zp(I)/DFLOAT(bincount(I))
END DO
RETURN
END SUBROUTINE LINEPOINTS

```

Medierea circumferențială a vitezei și presiunii totale este efectuată cu subrutina **AVERAGE**, prezentată mai jos. Această subrutină furnizează profilele radiale $V_z(R)$ și $V_r(R)$ calculate cu formulele (2.29), $V_u(R)$ calculat cu formula (2.31), și $P_{tot}(R)$ calculat cu relația (2.32). Corectitudinea medierii circumferențiale este verificată prin calculul fluxurilor DISCHARGE, FLUXUVU și FLUXPT utilizând profilele mediate circumferențial.

```

SUBROUTINE AVERAGE(Ncells,cellcntr,cellAzru,cellVzru,cellflow,
&
& ipermcells,Nc,VZc,VRc,VUc,PTc)
    IMPLICIT NONE
    C   Ncells - number of cells
    C   cellcntr - cell centroid coordinates
    C   cellAzru - cell area vector cylindrical coords.
    C   cellVzru - cell velocity, cylindrical coords.
    C   cellflow - use it only for total pressure: cellflow(*,4)
    C   ipermcells - permutation of cells for increasing centroid radius
    C   Nc - number of segments on the meridian line
    C   VZc,VRc,VUc,PTc - velocity components and total pressure averaged
    C
    INTEGER Ncells,NMAX,Nc,NMAX1,I
    PARAMETER (NMAX=5000,NMAX1=100)
    DOUBLEPRECISION cellcntr(NMAX,3) ! cell centroid coords.
    DOUBLEPRECISION cellAzru(NMAX,3) ! cell area cylindrical
    DOUBLEPRECISION cellVzru(NMAX,3) ! cell velocity cylindrical
    DOUBLEPRECISION cellflow(NMAX,4) ! cell flow data
    INTEGER ipermcells(NMAX)
    DOUBLEPRECISION Rc(NMAX)
    DOUBLEPRECISION
    VZc(NMAX1),VRc(NMAX1),VUc(NMAX1),PTc(NMAX1),
    &   AZc(NMAX1),ARc(NMAX1),VZAZc(NMAX1),VRARc(NMAX1),
    &   VUQc(NMAX1),PTQc(NMAX1)
    INTEGER bincount(NMAX1)
    DOUBLEPRECISION radius,threshold
    PARAMETER (threshold=1.0D-4)

```



```

C      compute cell centroid radius (increasing values)
      DO I=1,Ncells
          Rc(I)=DSQRT(cellcntr(ipermcells(I),1)**2+
&                                     cellcntr(ipermcells(I),2)**2)
      END DO
      radius=Rc(1)
      Nc=1
          bincount(Nc)=0
          AZc(Nc)=0.0D0
          ARc(Nc)=0.0D0
          VZAZc(Nc)=0.0D0
          VRARc(Nc)=0.0D0
          VUQc(Nc)=0.0D0
          PTQc(Nc)=0.0D0
      DO I=1,Ncells
          IF (Rc(I)-radius.GT.threshold) THEN
              radius=Rc(I)! re-set the bin radius
              Nc=Nc+1 ! move to the next bin
              bincount(Nc)=0 ! reset bin counter
              AZc(Nc)=0.0D0
              ARc(Nc)=0.0D0
              VZAZc(Nc)=0.0D0
              VRARc(Nc)=0.0D0
              VUQc(Nc)=0.0D0
              PTQc(Nc)=0.0D0
          END IF
          bincount(Nc)=bincount(Nc)+1 ! increment bin counter
          AZc(Nc) = AZc(Nc) + cellAzru(ipermcells(I),1)
          ARc(Nc) = ARc(Nc) + cellAzru(ipermcells(I),2)
          VZAZc(Nc) = VZAZc(Nc) + cellAzru(ipermcells(I),1)
& *cellVzru(ipermcells(I),1)
          VRARc(Nc) = VRARc(Nc) + cellAzru(ipermcells(I),2)
& *cellVzru(ipermcells(I),2)
          VUQc(Nc) = VUQc(Nc) + cellVzru(ipermcells(I),3)*
& (cellVzru(ipermcells(I),1)*cellAzru(ipermcells(I),1)+
& cellVzru(ipermcells(I),2)*cellAzru(ipermcells(I),2))
          PTQc(Nc) = PTQc(Nc) + cellflow(ipermcells(I),4)*
& (cellVzru(ipermcells(I),1)*cellAzru(ipermcells(I),1)+
& cellVzru(ipermcells(I),2)*cellAzru(ipermcells(I),2))
      END DO
      DO I=1,Nc
          VZc(I)=VZAZc(I)/AZc(I)
          VRc(I)=VRARc(I)/ARc(I)
          VUc(I)=VUQc(I)/(VZAZc(I)+VRARc(I))
          PTc(I)=PTQc(I)/(VZAZc(I)+VRARc(I))
      END DO
      RETURN
END SUBROUTINE AVERAGE

```

Primul rezultat important obținut prin medierea circumferențială a câmpului hidrodinamic pe suprafața de revoluție de la ieșire din rotorul turbinei Francis este acela că mărimile mediate conservă fluxurile, așa cum se observă din tab.2.11, cu precizie de ordinul trunchierii numerice. Rezultatul acesta este așteptat, pentru că proprietatea de conservare a fluxurilor a fost explicit utilizată la construirea procedurii de mediere circumferențială.

Calculul numeric al fluxurilor pe suprafața de revoluție generată de rotirea curbei din fig.2.31 în jurul axei mașinii, este sumarizat în cele ce urmează. Mai întâi, curba în semiplanul meridian este reprezentată printr-un set de puncte $(R_i^{(p)}, Z_i^{(p)})$, $i = 1 \dots N_p$. Utilizând acest set de puncte se poate evalua numeric aria suprafeței de revoluție utilizând ecuația (2.33). Pe de altă parte, mărimile mediate corespund centrelor segmentelor, $(R_i^{(c)}, Z_i^{(c)})$, $i = 1 \dots N_c$. În cazul exemplului utilizat în această secțiune avem $N_p = 62$ și $N_c = 61$. Lungimile segmentelor de curbă sunt:

$$\delta S_i^{(c)} = \sqrt{\left(R_{i+1}^{(p)} - R_i^{(p)}\right)^2 + \left(Z_{i+1}^{(p)} - Z_i^{(p)}\right)^2} \quad (2.35)$$

și prin urmare ecuația (2.33) poate fi scrisă ca:

$$A_{2D} = \sum_{i=1}^{N_c} 2\pi R_i^{(c)} \delta S_i^{(c)} \quad (2.36)$$

utilizată în secvența de program de mai sus pentru calculul SURFACEAREA.

Cu convenția că debitul prin fiecare segment de curbă este pozitiv, avem:

$$\delta Q_i^{(c)} = -\bar{V}_{Z_i}^{(c)} 2\pi R_i^{(c)} \left(R_{i+1}^{(p)} - R_i^{(p)}\right) + \bar{V}_{R_i}^{(c)} 2\pi R_i^{(c)} \left(Z_{i+1}^{(p)} - Z_i^{(p)}\right) \quad (2.37)$$

și prin urmare debitul total (DISCHARGE) pentru curgerea axial-simetrică este:

$$Q_{2D} = \sum_{i=1}^{N_c} \delta Q_i^{(c)} \quad (2.38)$$

Fluxul de moment cinetic (FLUXUVU) este:

$$\Phi_{2D}(UV_u) = \sum_{i=1}^{N_c} \Omega R_i^{(c)} V_{ui}^{(c)} \delta Q_i^{(c)} \quad (2.39)$$

iar fluxul presiunii totale (FLUXPT) este

$$\Phi_{2D}(P_{tot}) = \sum_{i=1}^{N_c} P_{toti}^{(c)} \delta Q_i^{(c)} \quad (2.40)$$

Tab.2.11 Fluxurile la ieșirea din rotor, pentru un canal interpaletar, calculate prin integrarea numerică a datelor numerice 3D, raportate din Fluent, respectiv prin integrarea mărimilor obținute prin mediere circumferențială cu formulele

Punct de funcționare	Debit volumic [m^3/s] 3D și 2D cu ecuația (2.28)	Flux de presiune totală [$Pa \cdot m^3/s$] 3D și 2D cu ecuația (2.32)	Flux de moment cINETIC [$(m^2/s^2) \cdot m^3/s$] 3D și 2D cu ecuația (2.30)
OP01	0.22198865E-1	118.78625	0.31988928
	0.22198832E-1	118.78805	0.31989320
OP03	0.26269946E-1	99.615571	0.24048398
	0.26269873E-1	99.617506	0.24049015
OP05	0.28293405E-1	102.21835	0.17556836
	0.28293244E-1	102.21821	0.17557079
OP07	0.29301622E-1	109.64992	0.13763824
	0.29301479E-1	109.65038	0.13764234
OP09	0.32329729E-1	149.13220	0.15879253E-1
	0.32329462E-1	149.12975	0.15879481E-1
OP11	0.34342513E-1	196.47787	-0.79159293E-1
	0.34342224E-1	196.47469	-0.79157849E-1

Fig.2.33. ...fig.2.38 prezintă datele numerice obținute din simularea curgerii tridimensionale în canalul interpaletar rotor (cercuri) și profilele radiale mediate circumferențial. Legenda pentru aceste figuri este expusă în fig.2.32.

Dispersia datelor tridimensionale provine din caracterul tridimensional complex al curgerii în canalul interpaletar, precum și din dăra paletelor. Prin mediere circumferențială aceste informații sunt pierdute, pentru că rezultatul corespunde unei curgeri axial-simetrice cu rotație. Cu toate acestea, modelul 2D axial-simetric reușește să surprindă principalele caracteristici ale curgerii cu rotație [129], și oferă o simplificare necesară pentru integrarea în metodologii de optimizare utilizând proiectarea inversă [127] sau în cuplarea rotorului turbinei cu tubul de aspirație [25].



Fig.2.32. Legenda pentru fig.2.33. ... fig.2.38.

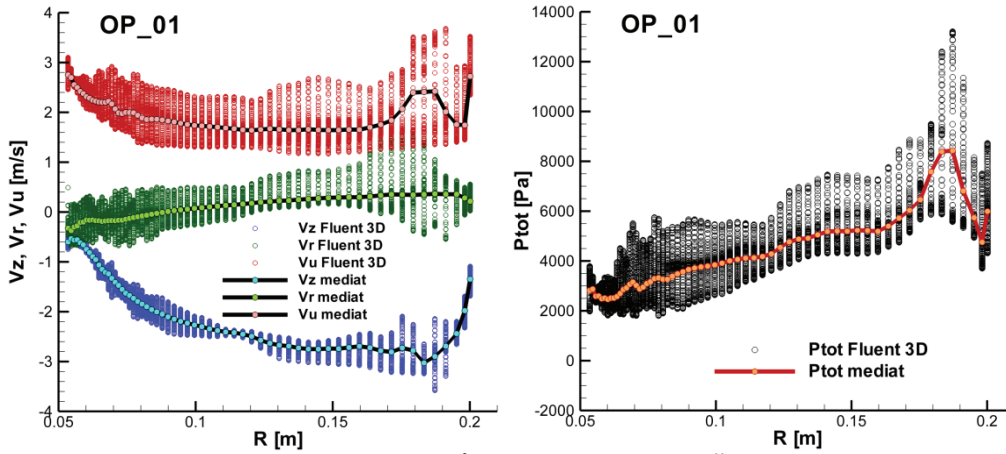


Fig.2.33. Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.01

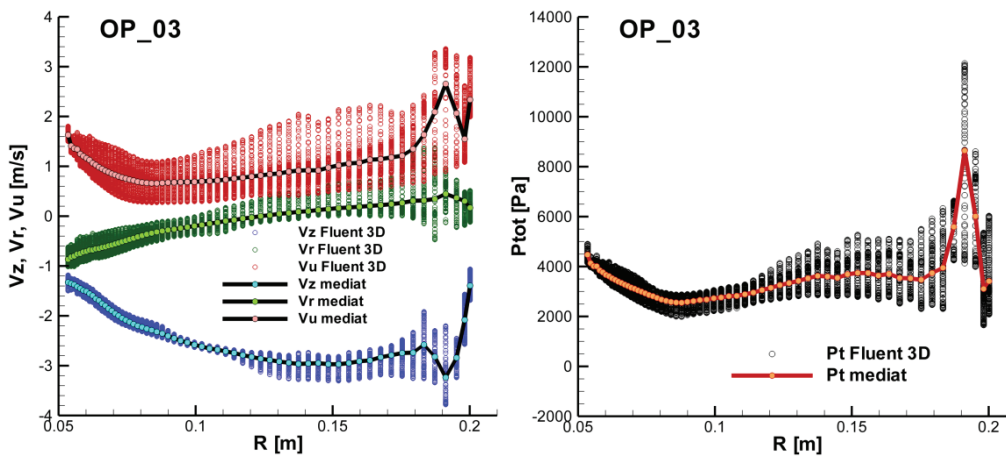


Fig.2.34. Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.03

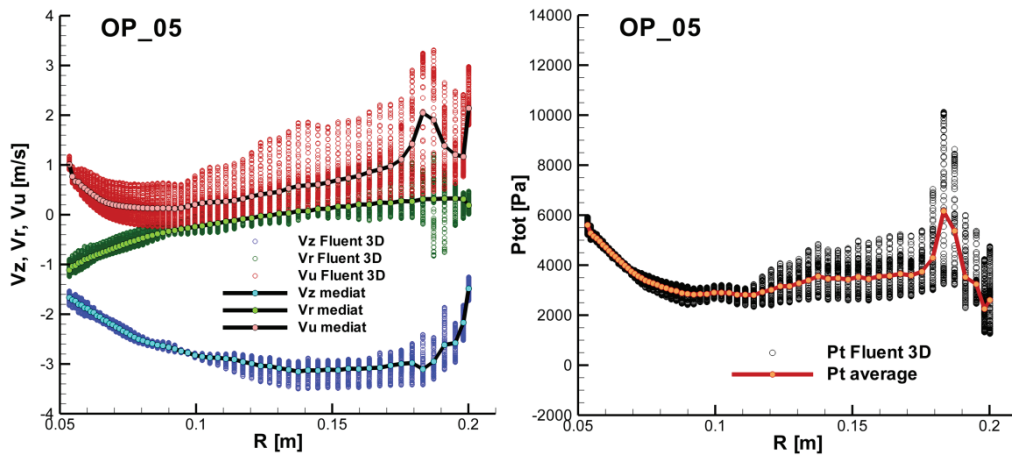


Fig.2.35. Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.05

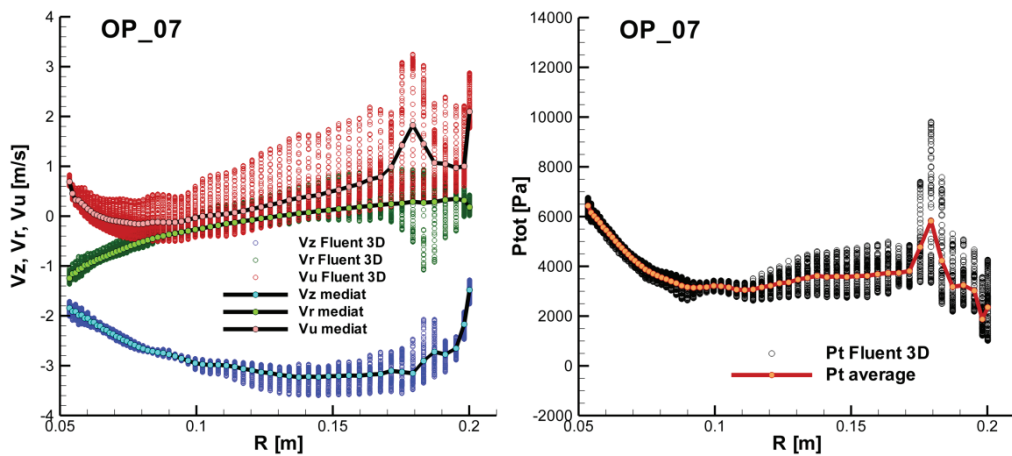


Fig.2.36. Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.07

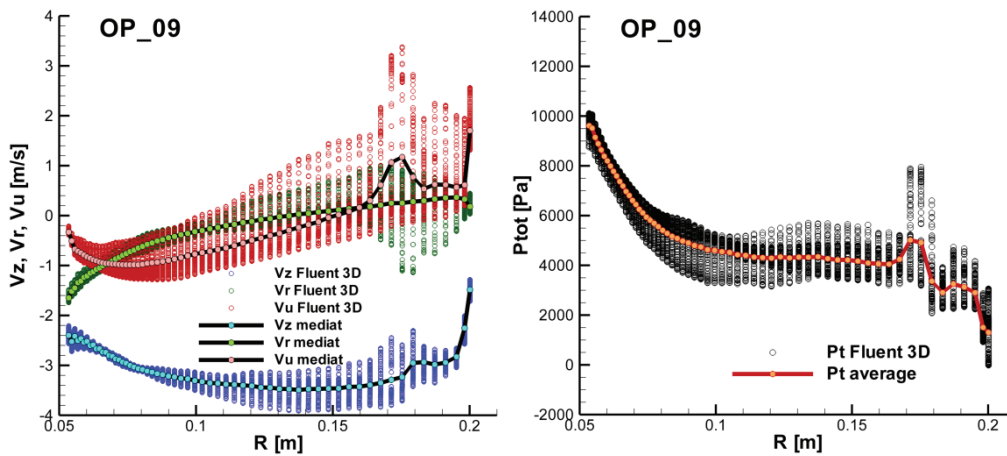


Fig.2.37. Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.09

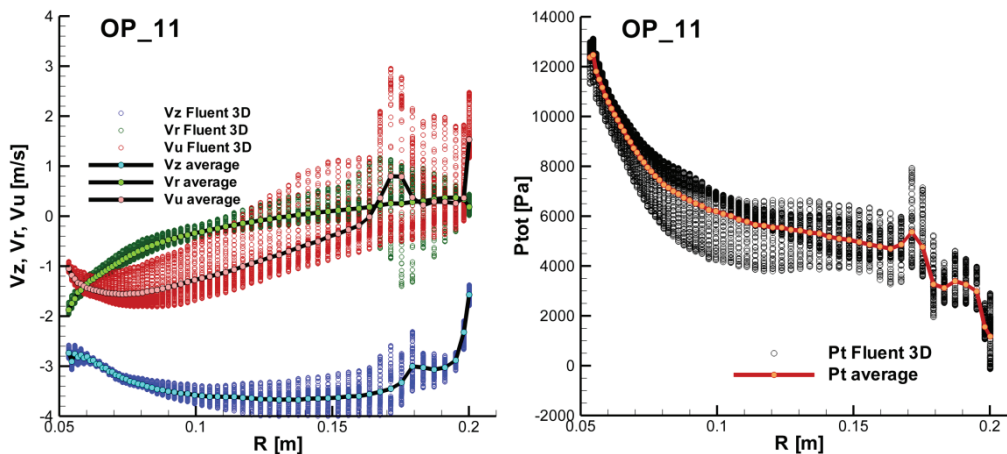


Fig.2.38. Componentele vitezei (stânga) și presiunea totală (dreapta) mediate circumferențial pentru punctul de operare OP.11

2.2.9.2.4. Analiza câmpului hidrodinamic mediat circumferențial la ieșirea din rotor

Fig.2.39 prezintă sinoptic evoluția câmpului hidrodinamic la ieșire din rotorul turbinei Francis, de la sarcină parțială (OP01) până la suprasarcină (OP11).

Fig.2.39.a arată că viteza axială este decelerată mai pregnant în vecinătatea coroanei decât în zona inelului odată cu scăderea debitului. Corespunzător, viteza radială se modifică în vecinătatea coroanei, fig.2.39.b, pentru a asigura direcția curgerii în semiplanul meridian corespunzătoare formei coroanei. Este clar că la debite parțiale curgerea are tendința de a forma o zonă de stagnare sau recirculare în vecinătatea coroanei.

Evoluția vitezei tangențiale, fig.2.39.c, este consistentă cu configurația triunghiului vitezelor la ieșire din rotor. Astfel, la sarcină parțială rotația este în aceeași direcție cu rotorul (viteză tangențială pozitivă), în timp ce la suprasarcină

rotația este preponderent în sens invers sensului de rotație al rotorului (viteză tangențială pozitivă).

La suprasarcină, presiunea totală prezintă un exces la coroană, și corespunzător un deficit la inel, în raport cu valoarea medie la ieșire din rotor, fig.2.39.d. Ținând cont că amonte de rotor presiunea totală este practic constantă, rezultă că la suprasarcină rotorul turbinei extrage mai multă energie de la fluid în zona inelului decât în zona coroanei. Pe de altă parte, la sarcină parțială se observă o creștere monotonă a presiunii totale de la coroană până la inel, ceea ce indică faptul că rotorul preia mai multă energie de la fluid în vecinătatea coroanei decât în vecinătatea inelului.

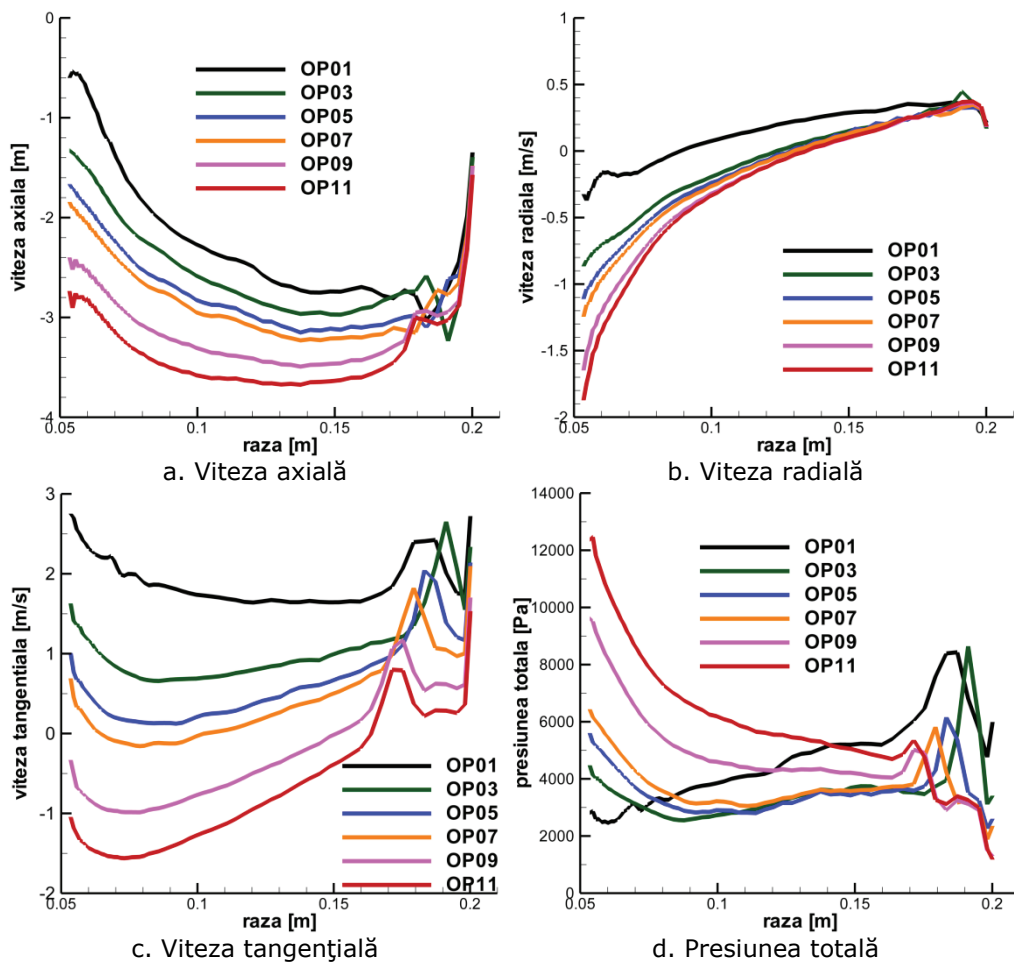


Fig.2.39. Evoluția câmpului hidrodinamic la ieșire din rotorul turbinei Francis, de la sarcină parțială (OP01) până la suprasarcină (OP11)

2.3. Validarea datelor numerice cu date experimentale

Verificarea corectitudinii metodologiei de calcul a curgerii s-a făcut prin mai multe feluri. Unul dintre acestea a fost comparația componentelor vitezei obținute pe cale numerică cu cele obținute pe cale experimentală. Pentru secțiunea de analiză DRP am comparat componentele dimensionale ale vitezei pentru trei regimuri de funcționare, unul aflat la regim de debit parțial (OP01), unul aflat în apropierea punctului optim de funcționare (OP06) și unul aflat în zona de supra-sarcină (OP10).

Profilele experimentale folosite pentru comparație sunt disponibile în mai multe surse, sub formă grafică sau formă tabelară: [92], [104], [120].

În fig.2.40 sunt disponibile reprezentările profilelor experimentale și numerice în format dimensional.

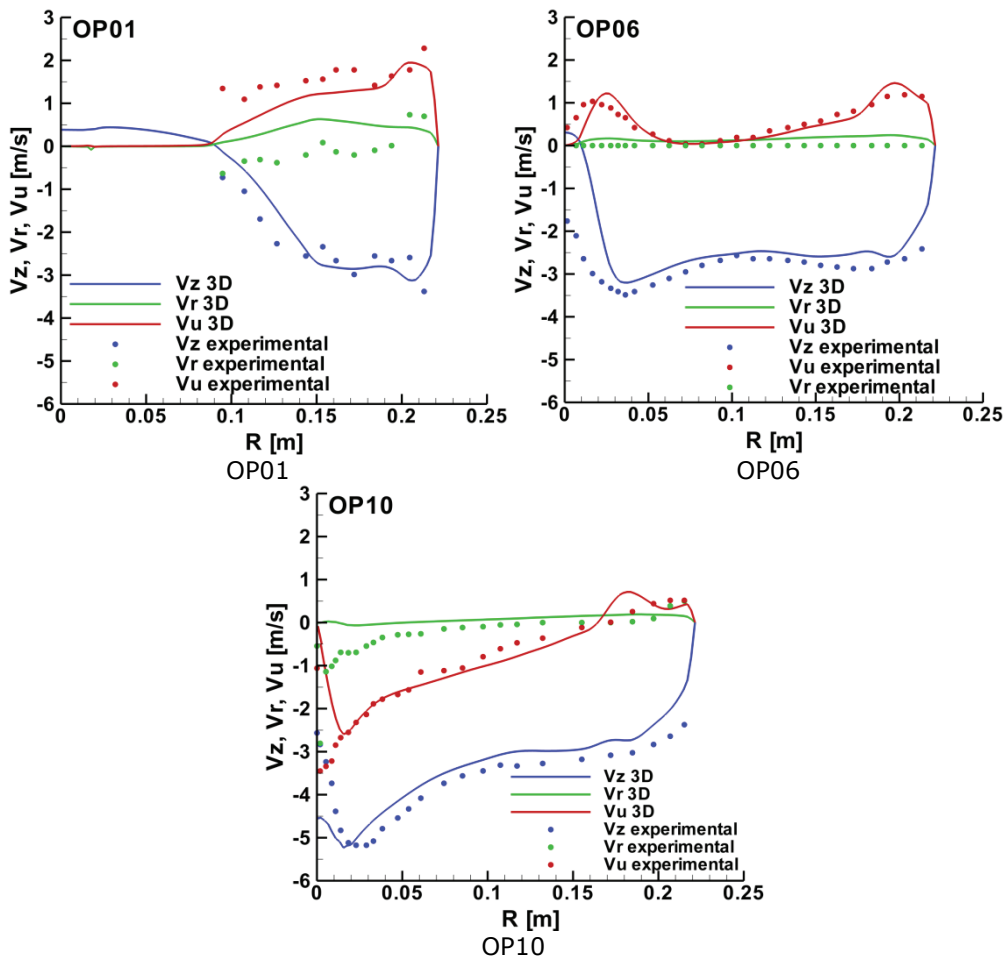


Fig.2.40. Comparația componentelor vitezei (numeric versus experimental) pentru secțiunea DRP

2.4. Concluzii referitoare la metodologia de simulare numerică a hidrodinamicii turbinei Francis

În prezentul capitol s-a prezentat metodologia de simulare numerică a hidrodinamicii turbinei Francis GAMM, metodologie ce poate fi folosită pe toate turbinele de tip Francis.

S-au expus datele disponibile pentru aceasta turbină: geometria distribuitorului, rotorului și a tubului de aspirație, și valorile parametrilor ce descriu regimurile de funcționare ale turbinei (cădere, turația, coeficient de debit, unghi de deschidere al aparatului director).

De asemenea s-a prezentat în detaliu și metodologia de calcul a curgerii cuplate distribuitor-rotor folosită la calculul curgerii pentru 12 puncte de funcționare la cădere constantă, adică pe o plajă largă de regimuri de funcționare, de la debit parțial până la supra-sarcină. S-a prezentat pe rând fiecare pas parcurs, de la construcția domeniilor de analiză, trecând la discretizarea domeniilor, impunerea condițiilor la limită pe fiecare domeniu, alegerea modelului de turbulență și ajungând la prelucrarea datelor folosind medierea circumferențială.

S-a arătat succesiunea pașilor care au dus în final la post-procesarea rezultatelor folosind medierea circumferențială, rezultate ce sunt necesare pentru a face posibilă evaluarea și validarea modelului matematic surogat al rotorului.

Rezultatele principale sunt distribuția vitezei și a presiunii pentru cele trei secțiuni de analiză.

Acestea s-au utilizat atât pentru calculul unor mărimi prezentate pe larg în capitolul 3, cât și pentru validarea rezultatelor modelului matematic.

3. MĂRIMI PRIMARE ȘI MĂRIMI DERIVATE UTILIZATE PENTRU MODELAREA CURGERII CU ROTAȚIE

Finalizând simularea numerică a curgerii pe distribuitorul și rotorul turbinei Francis GAMM, folosindu-ne de metodologia de calcul a curgerii cuplate distribuitor-rotor și prelucrând principalele mărimi (componentele vitezei și presiunea totală) aplicând medierea circumferențială s-a trecut la adimensionalizarea lor. În continuare s-au calculat și mărimile derivate folosite la modelarea matematică a curgerii aval de rotorul turbinei.

Analiza numerică tridimensională a curgerii în rotorul turbinei Francis, mai precis într-un canal interpaletar rotoric, furnizează câmpul hidrodinamic în acesta. Așa cum s-a arătat și anterior, câmpul hidrodinamic s-a analizat și prelucrat pentru mai multe secțiuni.

Pentru modelul matematic simplificat al curgerii o importanță deosebită o are curgerea la ieșirea din rotor, într-o secțiune arbitrară, corespunzătoare intersecției domeniului de calcul cu o suprafață de revoluție. De pe secțiunea aval de rotor s-au procesat informațiile pentru a putea calcula parametrii ce descriu curgerea și sunt întrebuințați ca mărimi de intrare.

Caracterul tridimensional al curgerii se regăsește în neuniformitatea circumferențială a câmpului de viteză și presiune.

Modelul simplificat al curgerii în aval de rotor, respectiv la intrarea în tubul de aspirație, admite ipoteza simplificatoare a curgerii axial simetrice. Prin urmare, în capitolul 2 a fost prezentată în detaliu procedura de mediere circumferențială a vitezei în coordonate cilindrice (axială, radială și circumferențială), precum și a presiunii.

Principalele mărimi derivate sunt circulația vitezei, momentul cinetic, presiunea totală relativă (rotalpia) și funcția de curent.

3.1. Mărimi primare

Mărimile considerate primare sunt:

- componentele vitezei (componenta axială V_z , componenta radială V_r și cea tangențială V_u), care sunt exprimate în $[m/s]$
- presiunea P $[Pa]$

3.2. Adimensionalizarea mărimilor primare

Pentru adimensionalizare s-au folosit următoarele mărimi de referință:

- Lungimea de referință, corespunzătoare razei de la ieșirea din rotor, $R_{ref} = 0.2$ $[m]$,
- Viteza unghiulară $\Omega = 52.36$ $[rad/s]$, care poate fi considerată inversul timpului,

- Densitatea de referință, considerată a fi constantă și având valoarea $\rho = 998.2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, valoare ce corespunde densității apei.

Din acestea trei a rezultat viteza de referință și presiunea de referință.

Viteza de referință este descrisă de formula:

$$V_{ref} = \Omega R_{ref} = 10.472 \text{ [m/s]} \quad (3.1)$$

Presiunea de referință este

$$P_{ref} = \rho V_{ref}^2 = 39.928 \text{ [Pa]} \quad (3.2)$$

Prin urmare, mărimile primare (componentele vitezei și presiunea) mediate circumferențial au fost examinate pentru diferite puncte de funcționare în formă adimensională.

Adimensionalizarea lor se face conform relațiilor:

- Pentru coordonatele geometrice

$$l = \frac{L}{R_{ref}} \text{ [-]} \quad (3.3)$$

- pentru componentele vitezei

$$v_z = \frac{V_z}{V_{ref}}, v_r = \frac{V_r}{V_{ref}}, v_u = \frac{V_u}{V_{ref}} \text{ [-]} \quad (3.4)$$

- pentru presiune

$$p = \frac{P}{\rho V_{ref}^2} \text{ [-]} \quad (3.5)$$

Adimensionalizarea cu formula (3.4) are avantajul că viteza de referință V_{ref} nu depinde de punctul de funcționare, deci se pot compara direct profile de viteză de la puncte de funcționare diferite. Același avantaj îl are și formula (3.5), în cazul comparării profilelor de presiune.

3.3. Mărimi derivate

Pentru dezvoltarea în continuare a unui model matematic simplificat pentru curgerea cu rotație în aval de rotorul turbinei hidraulice, este necesară introducerea unor mărimi derivate. În cele ce urmează, modul de calcul al acestora va fi prezentat.

3.3.1. Coordonata curbilinie

În funcție de coordonata curbilinie se vor reprezenta grafic unele mărimi. Este utilă și pentru calcularea unor mărimi, cum ar fi funcția de curent și viteza fără rotație.

$$c = \sqrt{(z_{shr} - z_{hub})^2 + (r_{shr} - r_{hub})^2} \text{ [-]} \quad (3.6)$$

$z \text{ [-]}$ reprezintă coordonata axială adimensională, $r \text{ [-]}$ coordonata radială.

3.3.2. Componenta normală a vitezei la o secțiune arbitrară

Ne este folositoare pentru calculul funcției de curent $\psi[-]$, pentru calculul debitului, dar și al vitezei fără rotație. Se află cu relația:

$$v_n = v_z n_z + v_r n_r [-] \quad (3.7)$$

Vectorul unitate

$$\hat{n} = n_z \hat{z} + n_r \hat{r} \quad (3.8)$$

are componentele:

$$n_z = \frac{r_B - r_A}{l_{AB}}, n_r = -\frac{z_B - z_A}{l_{AB}} \quad (3.9)$$

3.3.3. Funcția de curent

Funcția de curent ψ este definită pentru curgerile axial-simetrice $\mathbf{v}_m = \nabla\psi \times \hat{\theta} / r$, unde $\mathbf{v}_m \equiv \hat{z}v_z + \hat{r}v_r$ este proiecția vitezei pe un semiplan meridian, iar versorii $(\hat{z}, \hat{r}, \hat{\theta})$ sunt versorii direcțiilor axială, radială și circumferențială. În general, funcția de curent este o funcție de două variabile, $\psi(z, r)$, dar în cazul modelului simplificat prezentat în teză ne interesează să calculăm funcția de curent de-a lungul unei curbe arbitrare în semiplanul meridian ce unește un punct de pe coroană (butuc) cu un punct de pe inel (periferie).

Această curbă arbitrară este considerată a fi o dreaptă (pentru secțiunile UDP, DDP și DRP) sau o curbă care are forma bordului de fugă al paletelor rotorice (secțiunea DCP).

În continuare se prezintă raționamentul pentru curgerile axial-simetrice bidimensionale a calculului funcției de curent Ψ corelată cu componenta normală la o secțiune de analiză a proiecției meridionale a vitezei V_n .

În format dimensional avem

$$V_n = \frac{1}{R} \frac{\partial \Psi}{\partial C} \quad (3.10)$$

unde C este coordonata curbilinie, de la coroană $C = 0$ la inel, $C = C_{max}$.

Deoarece debitul volumic este

$$Q = \int_0^{C_{max}} V_n 2\pi R dC \quad (3.11)$$

rezultă că prin integrarea ecuației obținem valoarea funcției de curent la inel,

$$\Psi_{inel} = \frac{Q}{2\pi} \quad (3.12)$$

În formă adimensională avem

$$v_n = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial c}, \psi \equiv \frac{\Psi}{V_{ref} R_{ref}^2} = \frac{\Psi}{\omega R_{ref}^3}, \psi_{inel} = \frac{q}{2} \quad (3.13)$$

Funcția de curent adimensională se poate obține integrând prin regula trapezului viteza normală adimensională de-a lungul secțiunii de analiză [158].
de unde va rezulta

$$\psi(c) = \int_0^c (rv_n) dc' \quad (3.14)$$

iar integrala se aproximează prin metoda trapezului.

$$\psi_j = \sum_{i=2}^j \frac{(rv_n)_i + (rv_n)_{i-1}}{2} (c_i - c_{i-1}), \psi_1 = 0 \quad (3.15)$$

Vom avea pentru punctele extreme ale secțiunii de măsură:

$$\psi_a = 0, \psi_b = \psi_{max} = q / 2.$$

Dacă q este coeficientul adimensional de debit, atunci funcția de curent variază în intervalul $[0, q/2]$ indiferent de poziția curbei ce unește coroana cu inelul. În mod evident, această funcție de curent variază independent și de forma curbei. Ideile acestea se demonstrează cu ajutorul fig.3.1 și tab.3.1.

Din acest motiv presiunea totală, momentul cinetic și circulația vitezei sunt considerate ca funcții de ψ . Cele trei mărimi amintite sunt prezentate pe larg în prezentul capitol.

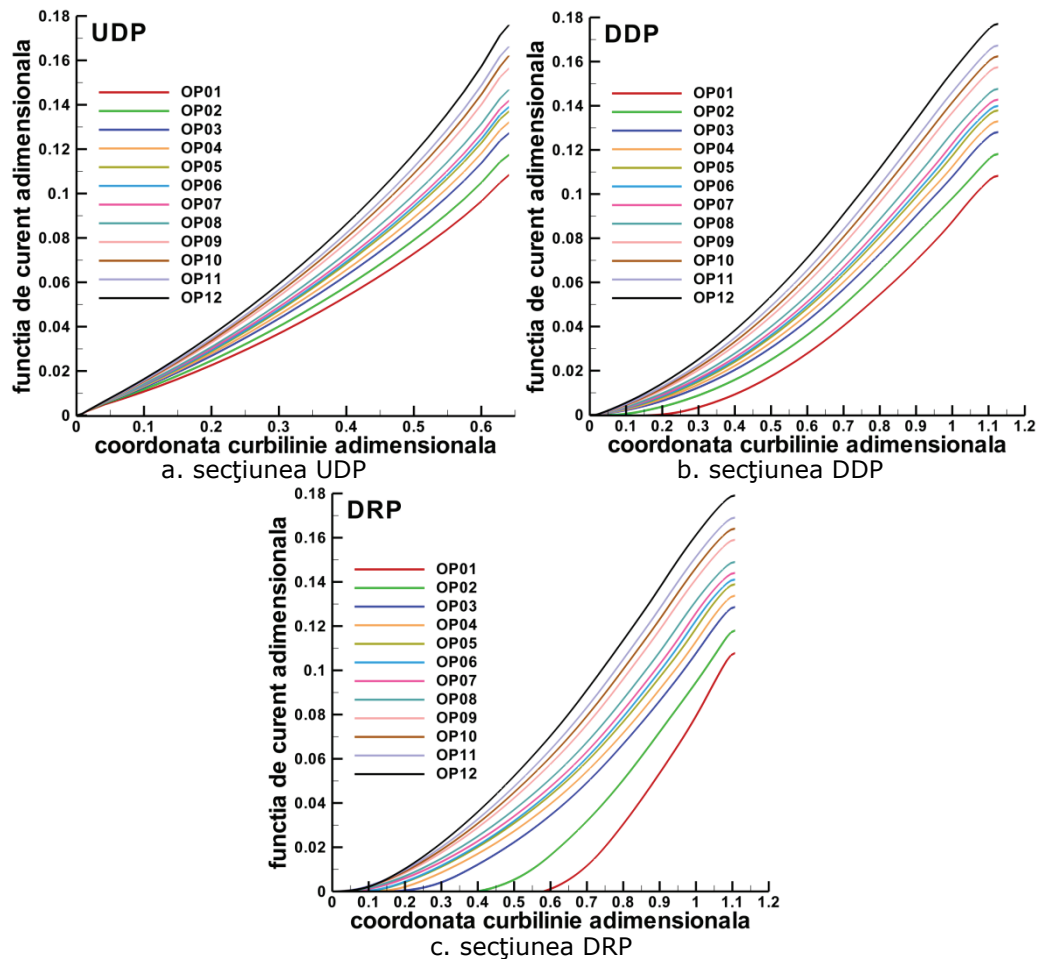


Fig.3.1. Distribuția funcției de curent de-a lungul coordonatei curbilinii pentru trei secțiuni de analiză

Tab.3.1 Valoarea maximă a funcției de curent pentru secțiunile UDP, DDP și DRP

Regim de funcționare	Ψ_{max}^{UDP}	Ψ_{max}^{DDP}	Ψ_{max}^{DRP}
OP01	0.10853	0.10828	0.10780
OP02	0.11750	0.11816	0.11801
OP03	0.12728	0.12807	0.12865
OP04	0.13219	0.13295	0.13376
OP05	0.13709	0.13791	0.13893
OP06	0.13908	0.13994	0.14110
OP07	0.14196	0.14280	0.14406
OP08	0.14693	0.14766	0.14903
OP09	0.15651	0.15749	0.15906
OP10	0.16234	0.16242	0.16411
OP11	0.16637	0.16732	0.16910
OP12	0.17612	0.17710	0.17910

3.3.4. Debitul

Debitul pentru o secțiune de trecere se poate defini ca fiind:

$$Q \equiv \int_A \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA \left[m^3 / s \right] \quad (3.16)$$

Adimensionalizarea acestuia se face utilizându-se viteza de referință și aria secțiunii de referință, conform relației:

$$q = \frac{Q}{\pi R_{ref}^2 V_{ref}} [-] \quad (3.17.)$$

Pentru verificarea corectitudinii obținerii funcției de curent, se pot compara valorile lui $q[-]$ obținut din simularea numerică cu cele obținute din funcția de curent.

$$\psi_{max} = \frac{q}{2} \Rightarrow q = 2\psi_{max} [-] \quad (3.18.)$$

În următorul tabel sunt comparate valorile debitului obținut din relația (3.18).

Tab.3.2 Valorile debitului adimensional pentru secțiunile UDP, DDP și DRP

Regim de funcționare	$q_{Fluent} [-]$	$q_{UDP} [-]$ din ecuația (3.18)	$q_{DDP} [-]$ din ecuația (3.18)	$q_{DRP} [-]$ din ecuația (3.18)
1	0.220000	0.217059	0.216568	0.215598
2	0.240001	0.235000	0.236317	0.236016
3	0.260000	0.254557	0.256145	0.257292
4	0.270001	0.264388	0.265909	0.267526
5	0.280000	0.274186	0.275819	0.277861
6	0.284205	0.278164	0.279882	0.282191
7	0.290000	0.283919	0.285606	0.288128
8	0.299999	0.293867	0.295323	0.298050
9	0.320000	0.313012	0.314973	0.318122
10	0.329999	0.324674	0.324840	0.328211
11	0.340000	0.332747	0.334635	0.338204
12	0.359999	0.352238	0.354208	0.358194

Se poate observa o bună concordanță între valorile extrase din Fluent și cele rezultate din calcul cu ajutorul formulei (3.18).

De asemenea, este lesne de remarcat concordanța valorilor debitului corespunzătoare unui regim de operare pentru toate cele trei secțiuni.

Diferențele de debit apar din cauza preciziei integrării funcției de curent, dar și din cauza preciziei medierii circumferențiale pe cercuri ale datelor.

3.3.5. Circulația vitezei

Circulația vitezei este definită ca fiind:

$$\kappa = RV_U \left[m^2 / s \right] \quad (3.19)$$

În varianta adimensională are forma:

$$\kappa = \frac{R}{R_{ref}} \frac{V_U}{V_{ref}} = rv_U \left[- \right] \quad (3.20)$$

3.3.6. Momentul cinetic

Momentul cinetic, în formă dimensională poate fi scris în următorul fel:

$$UV_U = \Omega RV_U \left[m^2 / s^2 \right] \quad (3.21)$$

Adimensionalizând,

$$\frac{UV_U}{V_{ref}} = \frac{UV_U}{\Omega R_{ref}} = \frac{\Omega RV_U}{\Omega R_{ref}} = rv_U \left[- \right] \quad (3.22)$$

va avea o formă identică cu cea a circulației.

Pentru secțiunea de analiză UDP $rv_U(\psi)$ poate fi aproximat liniar. Astfel mărimea poate fi parametrizată cu ajutorul a doi parametri: o constantă și valoarea pantei.

Aproximarea liniară s-a făcut după relația:

$$rv_U(\psi) = constanta + (rv_U)_{slo} \cdot \psi \quad (3.23)$$

Panta din această aproximație liniară am folosit-o în modelul matematic folosit la prezicerea curgerii. Valorile pantei sunt disponibile în capitolul 4, unde este explicată modelarea matematică a curgerii aval de rotorul turbinei Francis.

Constanta este considerată ca fiind valoarea lui rv_U unde funcția de curent $\psi = 0$.

3.3.7. Presiunea totală relativă (rotalpia)

Presiunea totală relativă în formă adimensională este dată de relația:

$$i = p_{tot\ rel} = p_{tot} - \kappa \left[- \right] \quad (3.24)$$

Presiunea totală relativă versus funcția de curent este aceeași și amonte și aval de rotor.

$$p_{tot\ rel}^{amonte}(\psi) = p_{tot\ rel}^{aval}(\psi) \quad (3.25)$$

$$p_{tot}^{amonte}(\psi) - p_{tot}^{aval}(\psi) = \kappa^{amonte}(\psi) - \kappa^{aval}(\psi) \quad (3.26)$$

Faptul că presiunea totală relativă rămâne constantă pe un tub de curent este practic o formă a teoremei lui Bernoulli pentru curgerea relativă.

Relația (3.26) este *forma locală (pe tuburi de curent) a ecuației fundamentale a turbomașinilor*.

3.3.8. Căderea între două secțiuni

Se calculează folosindu-se următoarele relații:

$$H = \frac{E}{g} \quad [m] \quad (3.27)$$

unde energia E se calculează cu relația

$$E = \frac{(P_{tot})_{amonte}^{ave} - (P_{tot})_{aval}^{ave}}{\rho} \quad [J / kg] \quad (3.28)$$

ave (average) provine de la medierea valorii pe secțiune.

Formula (3.27) se mai poate defini:

$$H = \frac{(P_{tot})_{UDP}^{ave} - (P_{tot})_{DDP}^{ave}}{\rho g} \quad [m] \quad (3.29)$$

Notăm

$$\Delta P_{tot} = (P_{tot})_{amonte}^{ave} - (P_{tot})_{aval}^{ave} \quad [Pa] \quad (3.30)$$

Din (3.29) și (3.30) rezultă

$$\Delta P_{tot} = \rho g H \quad [Pa] \quad (3.31)$$

Adimensionalizând obținem:

$$\Delta p_{tot} = \frac{\rho g H}{\rho V_{ref}^2} = \frac{g H}{V_{ref}^2} \quad [-] \quad (3.32)$$

Știind că în varianta adimensională, căderea este definită:

$$h = \frac{2gH}{V_{ref}^2} \quad [-] \quad (3.33)$$

Obținând H din (3.33)

$$H = \frac{h V_{ref}^2}{2g} \quad [-] \quad (3.35)$$

și înlocuind în (3.31)

$$\Delta p_{tot} = \frac{g \frac{h V_{ref}^2}{2g}}{V_{ref}^2} = \frac{g h V_{ref}^2}{2g V_{ref}^2} \quad [-] \quad (3.36)$$

rezultă că:

$$\Delta p_{tot} = \frac{h}{2} \quad [-] \quad (3.37)$$

3.3.9. Reprezentarea grafică a $r_{V_u}(\psi)$, a $p_{tot}(\psi)$ și a $p_{tot\ rel}(\psi)$

Pentru a susține cele prezentate mai sus, dar și concluziile de la sfârșitul capitolului, în continuare se va prezenta distribuția $r_{V_u}(\psi)$, $p_{tot}(\psi)$ și $p_{tot\ rel}(\psi)$.

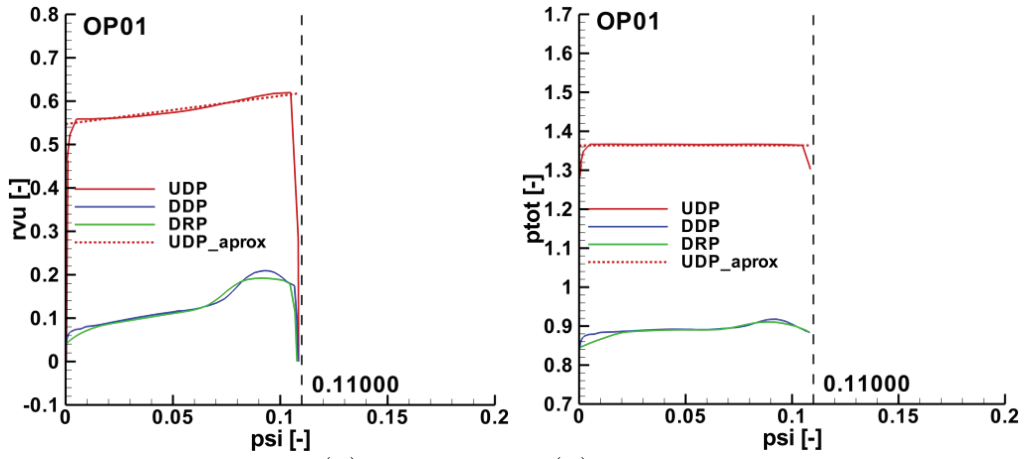


Fig.3.2. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.01

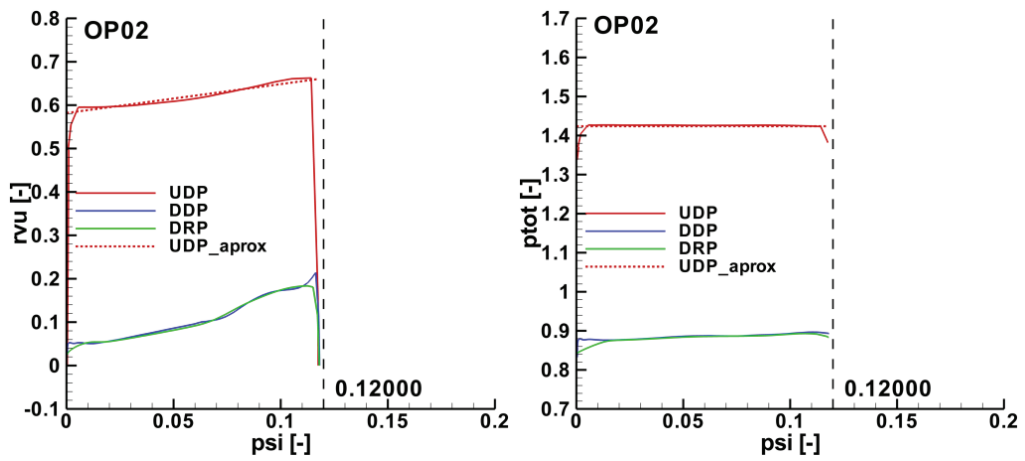
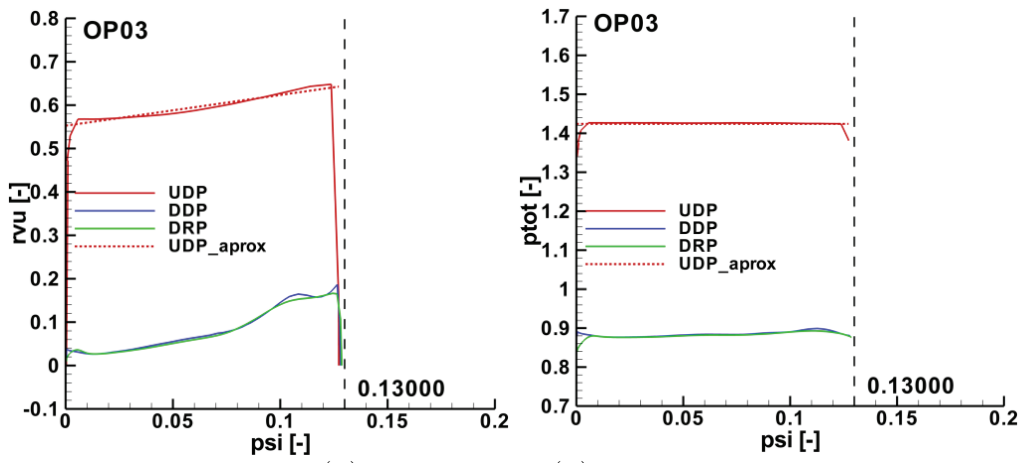
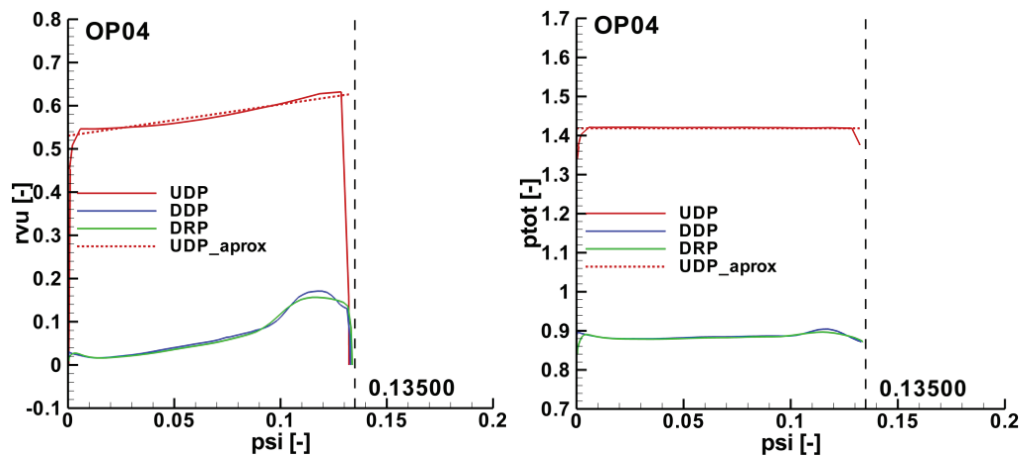


Fig.3.3. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.02

Fig.3.4. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.03Fig.3.5. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.04

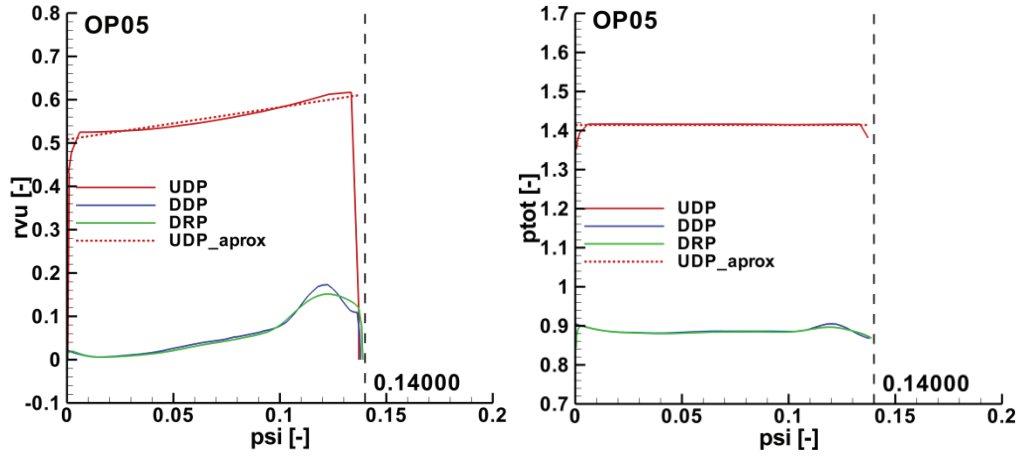


Fig.3.6. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.05

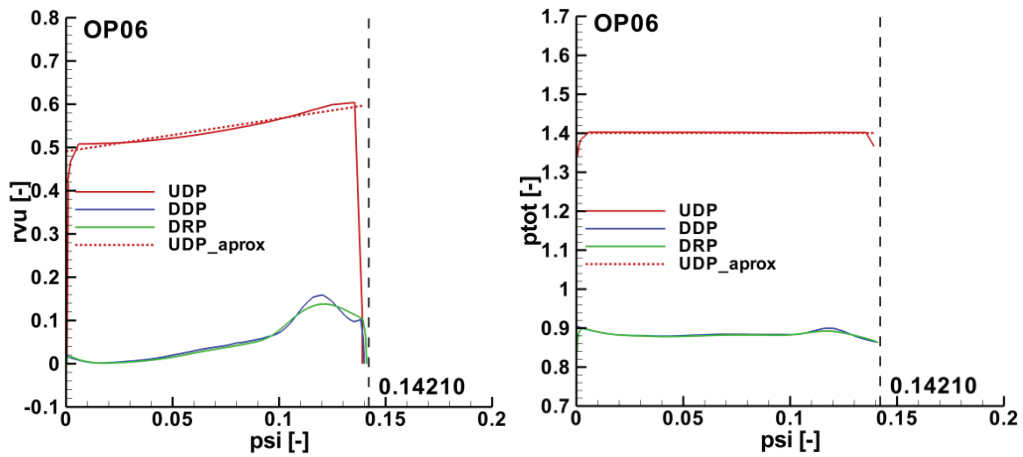
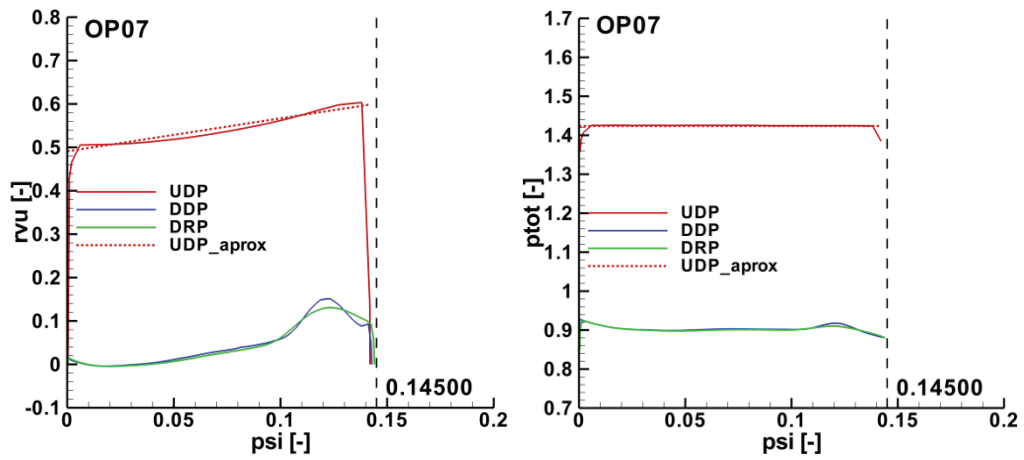
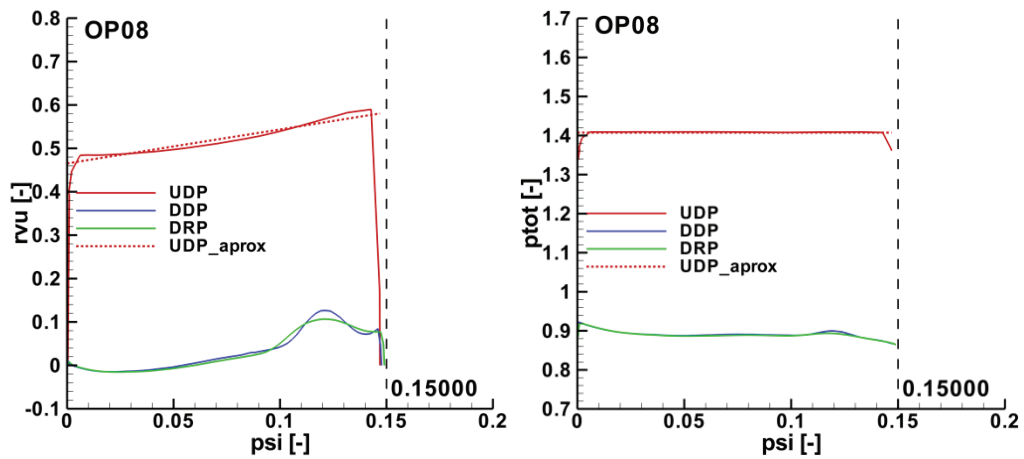


Fig.3.7. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.06

Fig.3.8. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.07Fig.3.9. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.08

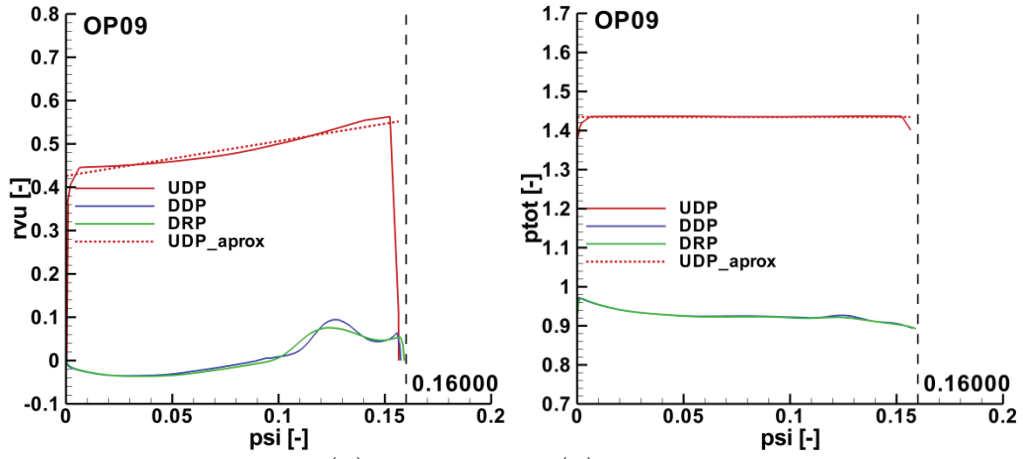


Fig.3.10. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.09

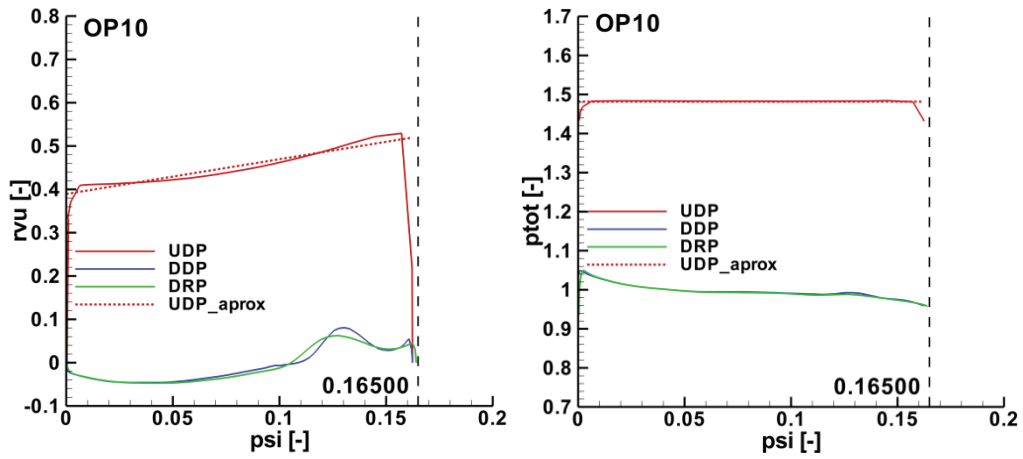


Fig.3.11. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.10

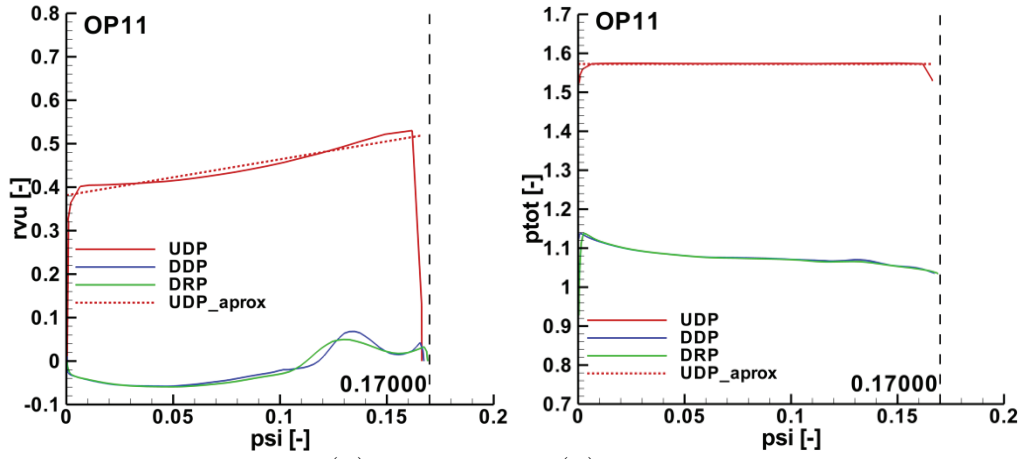


Fig.3.12. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.11

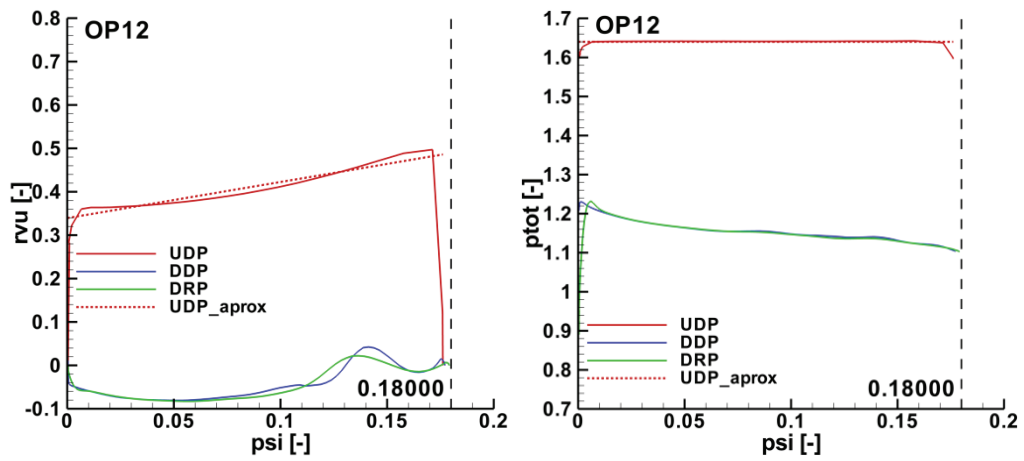


Fig.3.13. Distribuția $rv_u(\psi)$ (stânga) și $p_{tot}(\psi)$ (dreapta) corespunzătoare OP.12

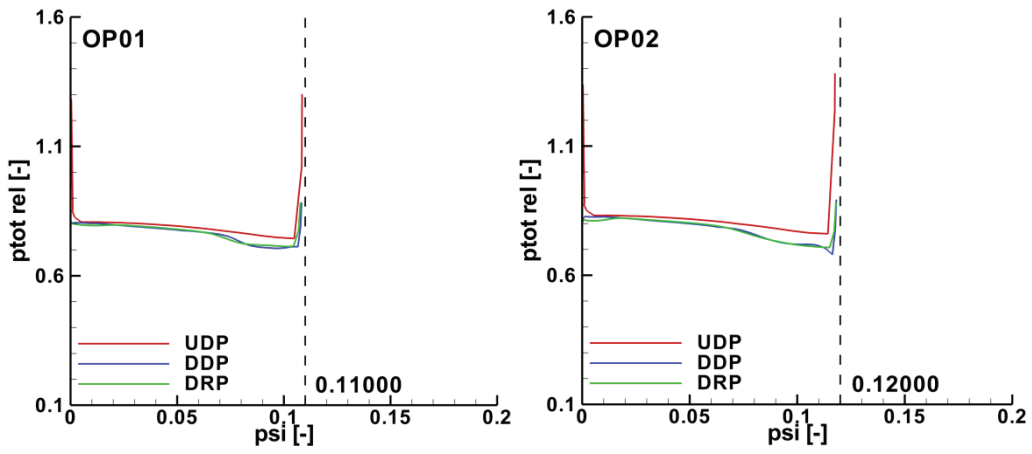


Fig.3.14. Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului O.P01 (stânga), respectiv OP.02 (dreapta)

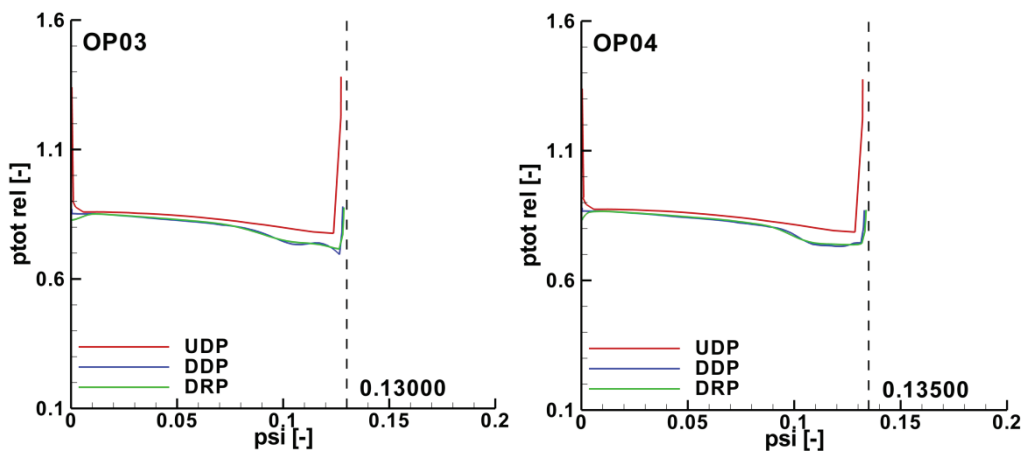


Fig.3.15. Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.03 (stânga), respectiv OP.04 (dreapta)

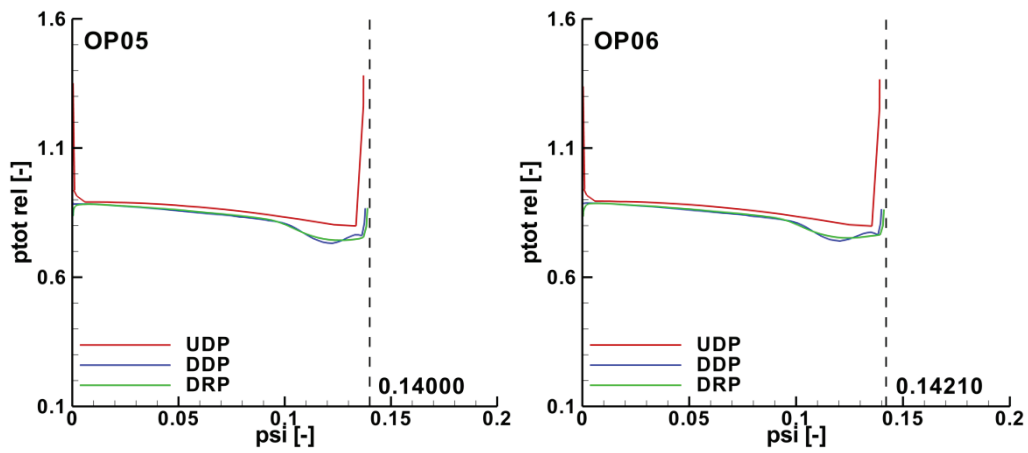


Fig.3.16. Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.05 (stânga), respectiv OP.06 (dreapta)

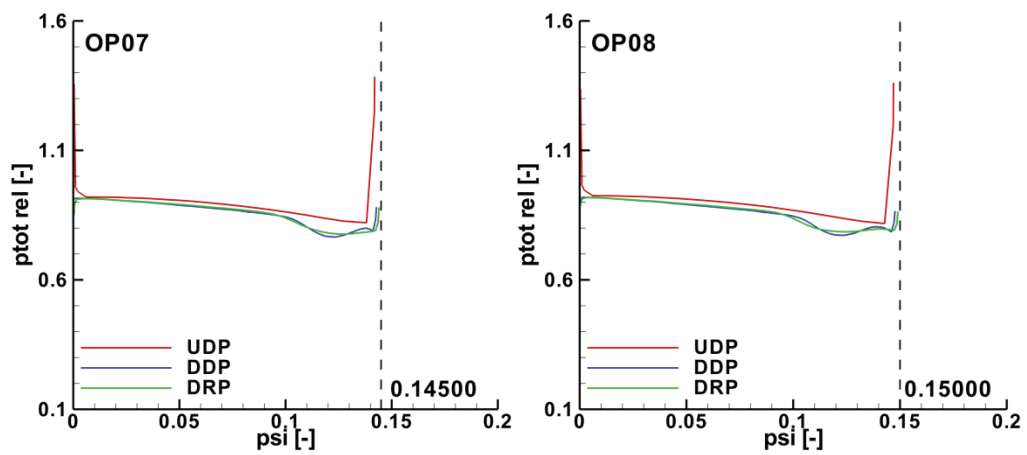


Fig.3.17. Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.07 (stânga), respectiv OP.08 (dreapta)

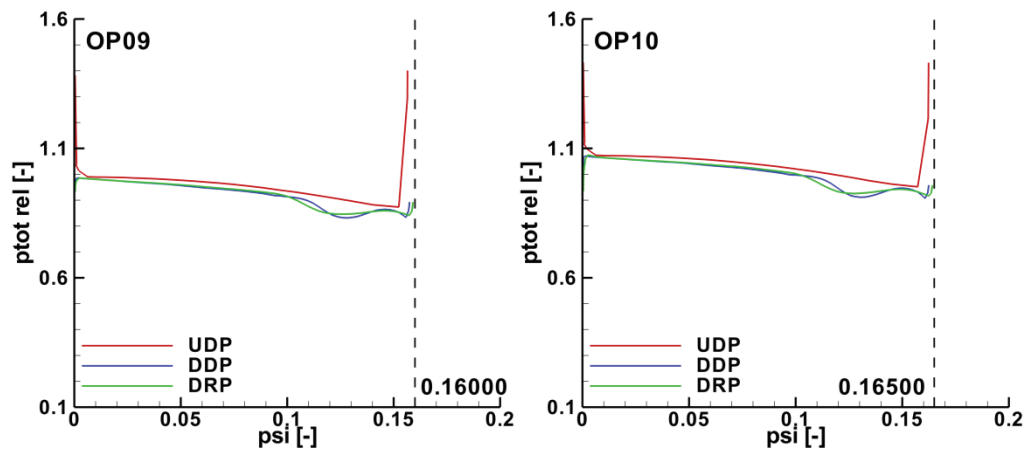


Fig.3.18. Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.09 (stânga), respectiv OP.10 (dreapta)

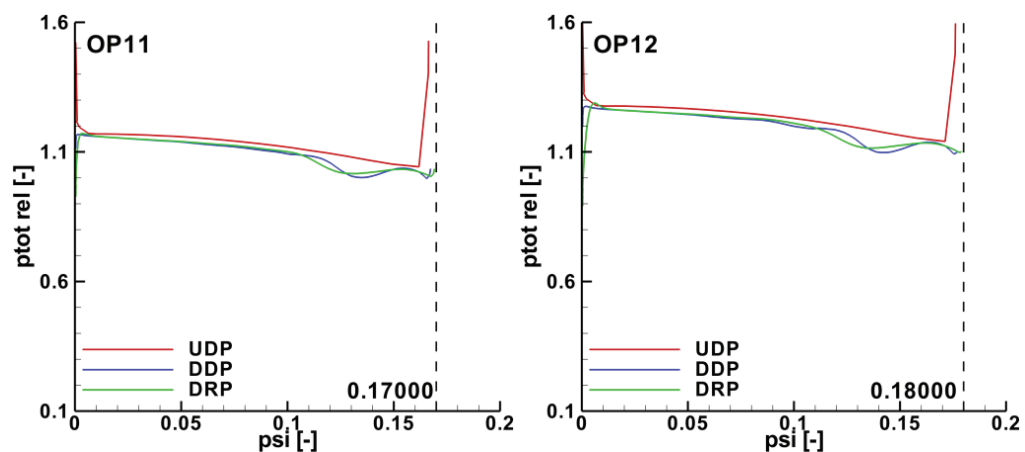


Fig.3.19. Distribuția $p_{tot\ rel}(\psi)$ corespunzătoare regimului OP.11 (stânga), respectiv OP.12 (dreapta)

3.4. Concluzii

Momentul cinetic și circulația vitezei au în formă adimensională aceeași expresie.

Conform teoremei lui Kelvin, pentru curgerea axial-simetrică cu rotație în zona nepaletată a traseului hidraulic rv_U rămâne neschimbat pe un tub de curent, deci vom avea o dependență $rv_U(\psi)$. Această funcție rămâne aceeași în diferite secțiuni aval de rotor, în conul tubului de aspirație.

În mod similar, presiunea totală adimensională rămâne constantă pe un tub de curent, conform teoriei lui Bernoulli, și prin urmare avem o dependență $p_{tot}(\psi)$.

Cele două teoreme au fost demonstrate în fig.3.2...3.13.

$p_{tot}(\psi)$ poate fi considerată constantă pe secțiunea UDP, poziționată amonte de rotor.

Funcțiile $\eta_U(\psi)$ și $p_{tot}(\psi)$ determinate amonte de rotor diferă de dependențele corespunzătoare în aval de rotor.

Din fig.3.9...3.18 se poate vizualiza variația presiunii totale relative de-a lungul unui tub de curent. Poate fi observat că aceasta rămâne constantă, indiferent de poziția secțiunii de analiză. Apare totuși o diferență datorită pierderilor hidraulice din traseul turbinei.

Aceste dependențe ale mărimilor derivate au fost examinate în detaliu în prezentul capitol, pentru un set extins de puncte de funcționare, de la debite parțiale până la regimuri de suprasarcină.

4. CURGEREA CU ROTAȚIE AVAL DE ROTORUL TURBINEI FRANCIS. MODELAREA MATEMATICĂ A CURGERII AVAL DE ROTORUL TURBINEI FRANCIS

O parte din activitatea de cercetare din cadrul programului de studii doctorale s-a axat pe cercetarea asupra unui model matematic derivat din ecuația fundamentală a turbomașinilor. Acesta poate fi folosit pentru calculul curgerii cu rotație aval de turbina Francis. Cu ajutorul său se pot genera configurații ale curgerii la ieșirea din rotor (corespunde cu intrarea în tubul de aspirație), înainte de a calcula efectiv curgerea în rotor. Este o continuare a modelului prezentat de Susan-Resiga și alții în [129]. În varianta prezentată de aceștia, calculul curgerii se face pe o secțiune radială (DRP, în cazul nostru), poziționată transversal la intrarea în tub. O limitare a acestei versiuni este că se întrebuițează conceptul de viteză fără rotație pe o secțiune transversală, în timp ce constrângerile cinematice ale curgerii cu rotație sunt riguros valide pe bordul de atac al paletelor rotorice [127].

În [128] Susan-Resiga și alții prezintă o evoluție a calculului curgerii pe o secțiune diagonală (DDP, pentru cazul nostru), în vecinătatea bordului de fugă al paletelor rotorice. O problemă a acestei versiuni este estimarea componentei radiale a vitezei. Direcția curgerii în plan meridian se estima calculând curgerea succesiv între secțiunea DDP și DRP, după aceea reconstruindu-se liniile de curent între cele două secțiuni și aproximându-le cu linii drepte. Rezulta astfel o estimare incorectă a vitezei radiale. Făcându-se uz de această variantă a modelului surogat, atât în cazul turbinei Gamm [66], cât și în cazul turbinei Flindt [139] rezultatele nu au fost cele scontate.

În [130], Susan-Resiga și alții au rezolvat acest neajuns prin încorporarea în model a direcției curgerii în plan meridian.

În [136] este prezentată cea mai recentă evoluție, unde calculul curgerii s-a făcut pe o secțiune a cărei generatoare are forma bordului de fugă al paletelor rotorice și se află în imediata apropiere a acestuia.

În continuare, descrierea evoluțiilor modelului matematic folosit la calculul curgerii cu rotație se va face în cele două subcapitole (4.1. și 4.2.).

Pentru ambele evoluții, mi-am adus contribuția, testându-le în diverse situații.

Mărimile prezentate în capitolul anterior au fost folosite fie la calculul parametrilor ce descriu curgerea aval de rotorul turbinei, fie pentru a demonstra unele ipoteze cu rol de a simplifica calculul curgerii aval de rotor. Aceste ipoteze simplificatoare sunt enunțate în următoarele două fraze. Distribuția presiunii totale de-a lungul funcției de curent la intrarea în rotor poate fi considerată constantă. De asemenea, tot la intrarea în rotor, distribuția $r v_U$ poate fi foarte bine aproximată printr-o fit-are liniară.

Tot pentru a fi posibilă dezvoltarea acestui model s-a demonstrat cu rezultate numerice teorema lui Kelvin și cea a lui Bernoulli, enunțate în capitolul anterior.

4.1. Modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis I

4.1.1. Privire de ansamblu

Codul TurboSwirlQ2D calculează curgerea cu rotație aval de rotorul unei turbine Francis, fără a avea nevoie de calculul curgerii în rotor. Îl putem considera un cod Q2D (cvazi-2D / quasi-2D) întrucât folosește soluții unidimensionale pe secțiuni de trecere multiple pentru a evalua curgerea 2D cu rotație axisimetrică.

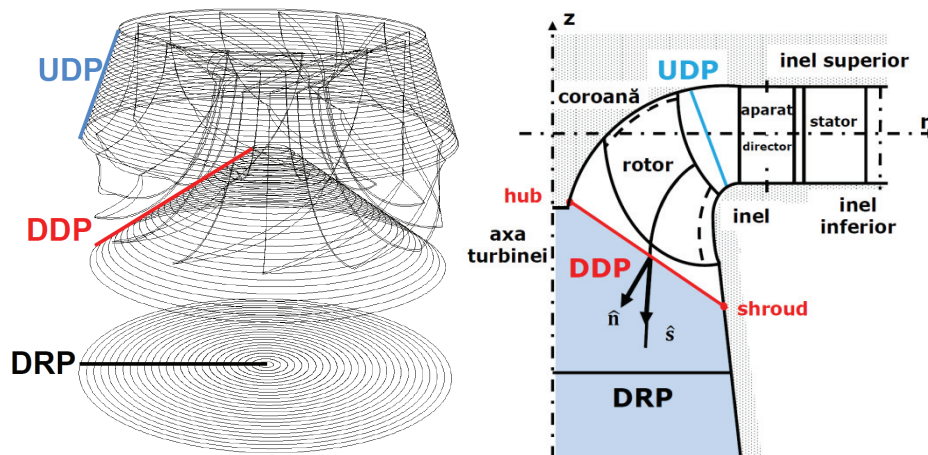


Fig.4.1. Axele / Suprafețele de măsură pentru o turbină Francis [130]

Este nevoie de două axe de măsură în semiplanul meridian, în aval de rotor, după cum se poate observa în fig.4.1:

- **DDP** – Downstream Diagonal Probing – axa diagonală de măsură,
- **DRP** – Downstream Radial Probing – axa radială de măsură.

Metodologia folosește linii drepte, dar se poate adapta pentru a lua în considerare și linii de formă arbitrară.

Scopul principal este de a obține componentele vitezei de pe DDP, cât mai aproape de bordul de fugă al paletelor, fără a calcula curgerea în rotor. Aceste componente sunt necesare pentru a fi utilizate ca date de intrare în calculul curgerii în tubul de aspirație.

TurboSwirlQ2D adoptă următorul plan de calcul:

- Rezolvă o problemă uni-dimensională de curgere cu rotație constrânsă cinematic, pentru a obține pe DDP profilul vitezei meridionale și cel al vitezei tangențiale. Suplimentar, obținem distribuția circulației $\kappa(\psi)$, respectiv a presiunii totale $p_{tot}(\psi)$.
- Rezolvă o problemă uni-dimensională de curgere cu rotație neconstrânsă pe DRP, folosind distribuțiile $\kappa(\psi)$ și $p_{tot}(\psi)$ obținute înainte pe DDP

- Găsește direcția liniilor de curent dintre DDP și DRP, apoi reconstruiește pe DDP componenta axială și cea radială din viteza meridională normală pe DDP.

Principalele ipoteze simplificatoare:

- fluidul este ideal (incompresibil și nevâscos), deci nu ține cont de efectele vâscoase (strat-limită, turbulență),
- curgerea este staționară, axisimetrică, cu rotație,
- curgerea cu rotație poate dezvolta o zonă centrală de stagnare delimitată de o pânză de vârtej.

Fig.4.2 sintetizează întreg procesul parcurs pentru obținerea profilelor de viteză ce vor fi impuse la intrarea în tubul de aspirație.

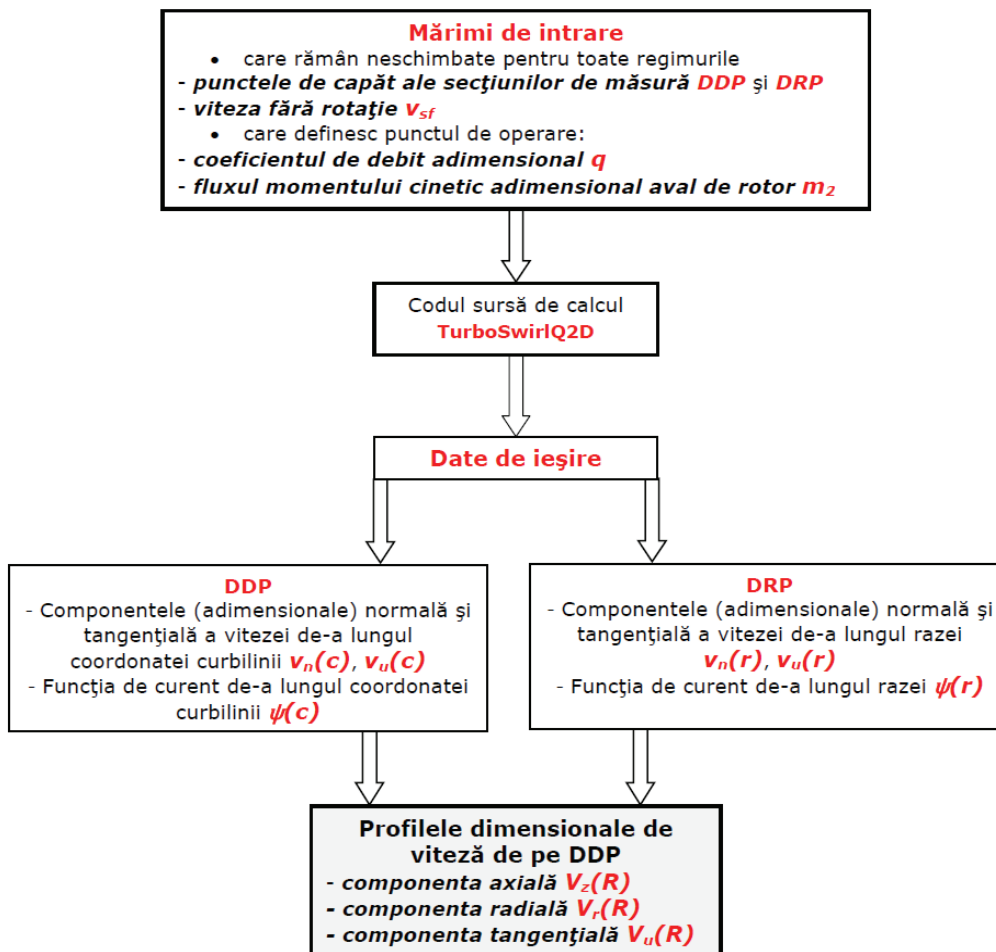


Fig.4.2. Etapele de calcul al curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis

4.1.2. Datele de intrare ale modelului matematic

Datele de intrare necesare modelului se pot dispune în trei categorii:

- datele geometrice, cărora le corespund punctele de capăt al axelor DDP și DRP,
- unghiul relativ al curgerii la ieșirea de pe rotorul turbinei, încorporat în profilul vitezei fără rotație,
- parametrii integrali ce descriu fiecare punct de operare: debit și fluxul momentului cinetic.

Toate datele de intrare se prezintă în formă adimensională. Mărimile de referință luate în considerare sunt:

- raza de referință, $R_{ref} [m]$, raza de la ieșirea din rotor
- viteza de referință, $V_{ref} [m/s]$, definită ca

$$V_{ref} \equiv \Omega R_{ref} \quad (4.1)$$

Unde $\Omega [rad/s]$, așa cum s-a amintit și în capitolul 3, este viteza unghiulară a rotorului, $\Omega = \pi \cdot n / 30$, $n [rot/min]$ fiind turația rotorului.

Cele două mărimi de referință, raza R_{ref} , respectiv, viteza V_{ref} , sunt folosite la calculul profilelor dimensionale de viteză de pe DDP, utilizate ulterior ca date de intrare pentru simulările curgerii în tubul de aspirație, simulări necesare determinării pierderilor hidraulice din tub.

4.1.2.1. Definirea secțiunilor de analiză

TurboSwirlQ2D folosește două axe, fig.4.1, pentru a calcula o aproximare cvasi-bidimensională a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis GAMM [120].

Acestea sunt:

- DDP: axa diagonală aval de rotor (Downstream Diagonal Probing line)
- DRP: axa radială aval de rotor (Downstream Radial Probing line)

Fiecare axă este definită din punct de vedere geometric de punctele sale de capăt din semiplanul meridian, denumite după cum urmează:

- HUB: punctul de capăt al DDP de pe coroană (butuc)
- SHR: punctul de capăt al DDP de pe inel (periferie)
- ADC: punctul de capăt al DRP de pe axa mașinii / axa de simetrie
- WDC: punctul de capăt al DRP de pe peretele conului tubului de aspirație.

Fiecare punct este caracterizat de două coordonate: axială și radială. Coordonatele radiale ale celor două axe sunt întotdeauna pozitive, iar valoarea minimă este zero (în axa mașinii). Pentru coordonatele axiale s-a adoptat o convenție: coordonata axială crește în aval.

Coordonatele axiale și radiale sunt furnizate în formă adimensională.

$$z[-] \equiv \frac{Z[m]}{R_{ref}[m]}, \quad r[-] \equiv \frac{R[m]}{R_{ref}[m]} \quad (4.2)$$

Datele de intrare geometrice, mai precis, cele 4 puncte de capăt pentru cele două axe sunt:

$$\begin{aligned} z_{HUB} & r_{HUB} \\ z_{SHR} & r_{SHR} \\ z_{ADC} & r_{ADC} \\ z_{WDC} & r_{WDC} \end{aligned}$$

Aceste valori numerice sunt supuse următoarelor constrângeri, legate de configurația geometriei:

$$\begin{aligned} z_{SHR} &\geq z_{HUB} \\ r_{SHR} &> r_{HUB} > 0 \\ z_{ADC} &= z_{WDC} > z_{SHR} \\ r_{WDC} &> r_{ADC}, r_{ADC} = 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

$z_{ADC} = z_{WDC}$ corespunde axei radiale, care se află în tubul de aspirație.

Condiția $z_{WDC} > z_{SHR}$ ne indică faptul că DRP este localizată aval în raport cu DDP.

4.1.2.2. Cinematica curgerii la ieșirea din rotor

Considerând curgerea cu rotație axial simetrică, cel mai adecvat este să descriem viteza în coordonate cilindrice (z, r, θ) :

$$\mathbf{v} = v_z \hat{\mathbf{z}} + v_r \hat{\mathbf{r}} + v_u \hat{\boldsymbol{\theta}} \quad (4.4)$$

În semi-planul meridian, proiecția vitezei $\mathbf{v}_m = \hat{\mathbf{z}}v_z + \hat{\mathbf{r}}v_r$ poate fi scrisă folosind vectorul unitate $\hat{\mathbf{s}}$ de-a lungul liniei de curent, fig.4.1, ca $v_m = \hat{\mathbf{s}}v_m$, unde

$$\hat{\mathbf{s}} = \hat{\mathbf{z}}s_z + \hat{\mathbf{r}}s_r, \quad s_z = \frac{v_z}{v_m} = \frac{1}{\sqrt{1+(v_r/v_z)^2}}, \quad s_r = \frac{v_r}{v_m} = \frac{v_r/v_z}{\sqrt{1+(v_r/v_z)^2}} \quad (4.5)$$

Deoarece considerăm curgerea cu rotație de-a lungul axei DDP ca fiind unidimensională, ecuația (4.4) furnizează informații în privința direcției curgerii meridiane, $\tan \gamma \equiv v_r / v_z$ pe DDP.

Direcția de curgere pe direcția tangențială este dată de unghiul relativ al curgerii β_2 . În [129] s-a arătat că este mai convenabil să se introducă o viteză fără rotație fictivă definită ca $v_{sf} \equiv \Omega R \tan \beta_2$. Această mărime este descrisă în subcapitolul 4.1.2.2.1.

Componenta normală a vitezei, adică proiecția vitezei meridionale de-a lungul direcției normale la DDP, este $\mathbf{v}_n = \hat{\mathbf{n}}v_m = (\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{\mathbf{s}})v_m$. În modelul nostru v_n este principala necunoscută pe DDP.

$$\mathbf{v}_m = \hat{\mathbf{z}}v_z + \hat{\mathbf{r}}v_r = \hat{\mathbf{z}} \frac{v_n \cdot s_z}{\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{\mathbf{s}}} + \hat{\mathbf{r}} \frac{v_n \cdot s_r}{\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{\mathbf{s}}} \text{ și } v_u = r \left(1 - \frac{v_n}{v_{sf}} \right) \quad (4.6)$$

În cadrul acestui model matematic trebuie să se furnizeze informații cu privire la direcția curgerii pe DDP date de $v_{sf}(c)$, care reprezintă unghiul de la bordul de fugă, și $v_r/v_z(c)$, care reprezintă în special forma secțiunii meridionale de trecere a traseului hidraulic.

În primă variantă am estimat direcția meridiană a curgerii $\hat{\mathbf{S}} = \hat{\mathbf{z}}_z + \hat{\mathbf{r}}_r$ calculând curgerea succesiv pe DDP și DRP, fig.4.1, apoi reconstruind liniile de curent între cele două secțiuni de trecere approximate ca fiind linii drepte [128]. Această abordare a condus la valori inexacte ale vitezei radiale pe DDP, influențând astfel corectitudinea evaluării pierderilor hidraulice. Această abordare o denumim cvasi-bidimensională Q2D.

În a doua variantă am încorporat în model direcția meridiană a curgerii, ecuația (4.5), calculată cu $v_r/v_z(c)$. Abordarea o vom denumi cvasi-tridimensională Q3D, ea folosind informații din calculul curgerii 3D în rotor. Principalul scop a fost de a avea o precizie cât mai bună asupra direcției meridiane a curgerii, ce influențează estimarea pierderilor hidraulice în tubul de aspirație.

4.1.2.2.1. Viteza fără rotație

Noțiunea de viteză fără rotație este prezentată de Susan-Resiga și alții în [129]. În continuare se explică legătura dintre β_2 și V_{sf} .

Pentru rotoarele de turbină cu palete fixe, cum ar fi cele de tip Francis, curgerea cu rotație la ieșirea din rotor trebuie să îndeplinească constrângerile cinematice date de geometria paletei rotorului în apropierea bordului de fugă.

Triunghiul de viteze din fig.4.3 prezintă constrângerile cinematice ale unghiului β_2 format de vectorul vitezei relative $\vec{\mathbf{W}}$ cu direcția tangențială la secțiunea de ieșire de pe rotor (axa DDP în cazul nostru). Chiar dacă unghiul β_2 se modifică cu raza, corespondența geometriei paletei de la coroană la inel, în modelul simplificat de calcul al curgerii cu rotație se va asuma că acesta este constant și depinde doar de raza secțiunii de ieșire din rotor, variația radială rămânând nemodificată odată cu funcționarea la diferite regimuri de operare. Această presupunere este acceptabilă pentru turbinele Francis, unde numărul mare de palete oferă o bună ghidare a curgerii, cu un minim de efecte tridimensionale în canalele interpaletare. Totuși, este clar că unghiul relativ al curgerii β_2 se modifică odată cu regimul de funcționare, chiar și pentru curgerile nevâscoase. Vom presupune într-o primă fază că aceste variații pot fi neglijate.

Fig.4.3 prezintă trei configurații particulare ale triunghiului de viteze, cu viteza relativă având direcția constantă dată de unghiul β_2 . De asemenea, viteza de transport rămâne constantă pentru toate punctele de funcționare.

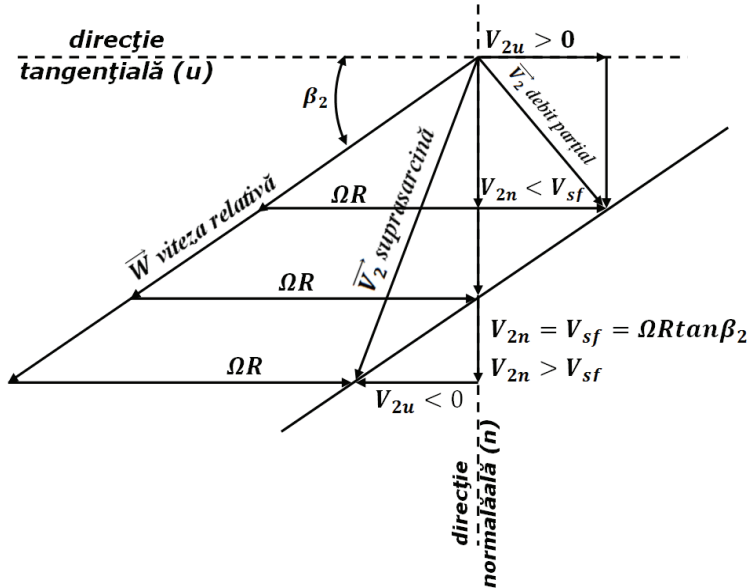


Fig.4.3. Triunghiul de viteze aval de rotor corespunzător axei DDP [129]

La debit mic, corespunzător funcționării turbinei la debit parțial, componenta tangențială a vitezei absolute are valoare pozitivă ($v_{2u} > 0$) și aceeași direcție cu viteza de transport, iar curgerea este în co-rotație comparativ cu mișcarea circulară a rotorului.

La debit mare, corespunzător funcționării turbinei în regim de supra-sarcină componenta tangențială a vitezei absolute are valoare negativă ($v_{2u} < 0$), iar curgerea este în contra-rotație comparativ cu sensul de mișcare al rotorului.

Între cele două se află un regim de funcționare unde componenta tangențială a vitezei absolute dispare ($V_{2u} = 0$). Viteza normală corespunzătoare o vom numi swirl-free velocity (viteză fără rotație) V_{sf} .

Deoarece β_2 este direct legat de V_{sf} , $\tan \beta_2 = \frac{V_{sf}}{\Omega R}$, putem folosi viteza fără rotație V_{sf} în loc de unghiul relativ al curgerii β_2 pentru descrierea constrângerilor cinematice ale curgerii aval de rotor.

Pentru un regim de funcționare arbitrar vom avea:

$$\frac{V_{2n}}{\Omega R - V_{2u}} = \tan \beta_2 = \frac{V_{sf}}{\Omega R} \quad (4.7)$$

astfel viteza fără rotație poate fi scrisă

$$V_{sf} = \frac{\Omega R V_{2n}}{\Omega R - V_{2u}} \text{ sau în formă adimensională } v_{sf} = \frac{r V_{2n}}{r - v_{2u}} \quad (4.8)$$

cu raza și viteza adimensională definite ca $r = \frac{R}{R_{ref}}$ și $v = \frac{V}{V_{ref}} = \frac{V}{\Omega R_{ref}}$.

Odată ce profilul vitezei axiale fără rotație $v_{sf}(c)$ este cunoscut, profilul vitezei tangențiale rezultă din profilul vitezei normale:

$$v_{2u} = r \left(1 - \frac{v_{2n}}{v_{sf}} \right) \quad (4.9)$$

Ecuția arată că la debit parțial $v_{2n} < v_{sf}$, și avem $v_{2u} > 0$, având o co-rotăție în raport cu rotorul turbinei, în timp ce la supra-sarcină $v_{2n} > v_{sf}$, avem o contra-rotăție cu $v_{2u} < 0$. Principala ipoteză în cazul vitezei fără rotație la ieșirea din rotor: variația de-a lungul secțiunii de măsură $v_{sf}(c)$ rămâne neschimbată odată cu modificarea regimului de operare al turbinei.

4.1.2.3. Definirea punctelor de operare

Fiecare punct de operare al turbinei este definit folosind două mărimi integrale adimensionale care descriu curgerea cu rotație de la ieșirea din rotor:

- q - coeficient de debit
- m_2 - fluxul momentului cinetic aval de rotor

Coeficientul de debit este definit ca:

$$q = \frac{Q}{(\pi R_{ref}^2)(\Omega R_{ref})} [-] \quad (4.10)$$

unde $Q [m^3/s]$ este debitul volumic corespunzător punctului de operare.

Fluxul momentului cinetic adimensional este definit ca:

$$m_2 = \frac{M_2}{(\pi R_{ref}^2)(\Omega R_{ref})^3} [-] \quad (4.11)$$

unde $M_2 [m^5/s^3]$ este fluxul momentului cinetic dimensional.

Atât Q , cât și M_2 pot fi obținute foarte ușor din postprocesare în codurile CFD, definite pentru o secțiune de trecere ca:

$$Q = \int_A \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \quad (4.12)$$

$$M_2 = \int_A (\Omega R V_u) \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \quad (4.13)$$

Dependența dintre q și m_2 este demonstrată în [129].

Datele de intrare sunt prezentate în paragraful 4.1.5.

4.1.3. Modelul matematic al curgerii cu rotație aval de turbina Francis

Datorită axial-simetriei, toate mărimile curgerii depind doar de două coordonate spațiale, z (direcție axială), respectiv r (direcție radială). În acest caz vectorul viteză poate fi scris ca:

$$v_z \hat{\mathbf{z}} + v_r \hat{\mathbf{r}} + v_u \hat{\boldsymbol{\theta}} = -\frac{\hat{\boldsymbol{\theta}}}{r} \times \nabla \psi + \frac{\hat{\boldsymbol{\theta}}}{r} \kappa(\psi) \quad (4.14)$$

unde ψ este funcția de curent, iar $\kappa \equiv rv_u$ este funcția de circulație.

În zona nepaletată, funcția de circulație depinde doar de funcția de curent.

În ecuația (4.14) $\hat{z}, \hat{r}, \hat{\theta}$ sunt versorii de pe direcțiile axială, radială, respectiv tangențială.

Ecuațiile curgerii cu rotație, staționară și axisimetrică pentru un fluid incompresibil și nevâscos pot fi condensate într-o singură ecuație diferențială parțială, cunoscută în literatura de specialitate ca ecuația lui Bragg-Hawthorne [16], sau ecuațiile lui Long-Squire [82], [123].

$$\nabla \cdot \left(\frac{\nabla \psi}{r^2} \right) + \frac{k(\psi)}{r^2} \frac{dk(\psi)}{d\psi} - \frac{dh(\psi)}{d\psi} = 0 \quad (4.15)$$

unde $h = p + (v_z^2 + v_r^2 + v_u^2) / 2$ este căderea adimensională.

$$F_{BH}^{DRP}(\psi, r_*) = \int_{r_*}^{r_{wall}} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{d\psi}{dr} \right)^2 - \frac{k^2(\psi)}{2r^2} + h(\psi) \right] 2r dr, \text{ cu } \psi(r_*) = 0 \text{ și} \quad (4.16)$$

$$\psi(r_{wall}) = q / 2$$

$$F_{BH}^{DDP}(\psi, c_*) = \int_{c_*}^{c_{shroud}} \left[\frac{v_n^2}{2} - \frac{v_u^2}{2} + h(\psi) \right] 2r dc, \text{ cu } \psi(c_*) = 0 \text{ și} \quad (4.17)$$

$$\psi(c_{shroud}) = q / 2$$

Indicele BH denotă că funcționalele de mai sus corespund problemei valorii-limită pentru ecuația Bragg-Hawthorne, ecuația (4.15), în timp ce exponentul indică axa de analiză corespunzătoare.

Condițiile la limită pentru ψ asigură că debitul q se conservă. Cu toate acestea, constrângerea integralei fluxului momentului cinetic trebuie pusă în aplicare în mod explicit pe DDP ca:

$$\int_{c_*}^{c_{shroud}} (rv_u) v_n 2r dc = m_2 \quad (4.18)$$

În ecuația (4.16) limita inferioară de integrare $r_* \geq 0$ este o problemă necunoscută, și corespunde extinderii posibilei zonei de cvasi-stagnare dezvoltată în apropiere de axă atunci când există fenomenul de vortex breakdown. De fapt, acesta este cazul când $\kappa(0) \neq 0$, situație generală în turbinele hidraulice, $k(0)$ poate să fie nul numai pentru un punct de funcționare. Drept urmare, F_{BH}^{DDP} trebuie să fie minimizat, având în vedere r_* .

În ecuația (4.17) C reprezintă coordonata curbilinie de-a lungul axei DDP, care începe de la $c_{hub} = 0$ și continuă până la c_{shroud} . Din nou, modelul presupune că limita inferioară de integrare, $c_* \geq 0$, este o problemă necunoscută, întrucât zona de stagnare se dezvoltă în apropierea butucului chiar pe DDP, atunci când rotorul funcționează destul de departe de regimul optim pentru care a fost proiectat. Este

clar că funcționala F_{BH}^{DDP} din ecuația (4.17) rezultă din funcționala F_{BH}^{DRP} din ecuația (4.16), căci $v_n = (1/r)(d\psi/dc)$ și $v_u = \kappa / r$. Totuși, în ecuația (4.17) viteza tangențială este legată de componenta normală a vitezei meridiane prin viteza fără rotație definită în ecuația (4.7).

$$v_u(c) = r \left(1 - \frac{v_n(c)}{v_{sf}(c)} \right) \quad (4.19)$$

De fapt, ecuația (4.19) încorporează în funcționala F_{BH}^{DDP} constrângerea cinematică corespunzătoare direcției relative a curgerii, exprimată prin profilul vitezei fără rotație.

Căderea totală din ecuația (4.17) este estimată folosindu-se ecuația turbomașinilor definită de Euler scrisă de-a lungul tuburilor de curent, cu presupunerea că pe UDP căderea totală este practic constantă, în timp ce funcția de circulație variază liniar de la coroană la inel cu panta κ_{slo}^{UDP} . Acest coeficient este de ordinul unității pentru turbinele cu viteză specifică medie-înaltă, și scade cu aceasta până când devine zero, pentru turbinele cu viteză specifică joasă sau turbinele-pompă.

În ecuația (4.17) vom avea:

$$h(\psi(c)) = r v_u(c) - \kappa_{slo}^{UDP} \psi(c) + constantă \quad (4.20)$$

4.1.3.1. Modelul zonei de stagnare

Ne concentrăm asupra determinării limitelor inferioare de integrare r_* în ecuația (4.16) și c_* în ecuația (4.17). Se adaugă la funcțională contribuția zonei de stagnare dezvoltată ca rezultat al pierderii stabilității curgerii cu rotație decelerată aval de rotor (fenomenului de vortex breakdown). Ipoteza principală, în acord cu fizica curgerii, este că limita dintre zona de stagnare și zona inelară a curgerii cu rotație principală este o pânză de vârtej, care poate avea un salt în componentele vitezei, în timp ce presiunea rămâne constantă peste această limită. Continuitatea presiunii rezultă din faptul că pânza de vârtej este o graniță fluidă, și pentru a rămâne în echilibru pentru o curgere staționară, nu poate avea un salt de presiune statică. În interiorul zonei de stagnare viteza devine zero (dispare), iar presiunea rămâne constantă. Acest model de zonă de stagnare a fost validat în [138], în ceea ce privește profilele de viteză măsurate în curgerea cu rotație la debit parțial, acolo unde vârtejul funie este dezvoltat. Funcționalele rezultate sunt denumite funcționalele forței curgerii („flow force functional”) în acord cu numele dat de Benjamin [11], având indicele FF,

$$F_{FF}^{DRP}(r_*) \equiv \min_{\psi} F_{BH}^{DRP}(\psi, r_*) + \left[h(0) - \frac{v_z^2(r_*)}{2} - \frac{\kappa^2(0)}{2r_*^2} \right] r_*^2 \quad (4.21)$$

$$F_{FF}^{DDP}(s_*) \equiv \min_{\psi} F_{BH}^{DDP}(\psi, c_*) + \left[h(0) - \frac{v_n^2(c_*)}{2} - \frac{v_u^2(c_*)}{2r_*^2} \right] (r_{hub} + r_*) c_* \quad (4.22)$$

Din nou, funcționala din ecuația (4.22) se reduce la una din ecuația (4.21), observându-se că pe DRP vom avea $v_n \rightarrow v_z$, $v_u = \kappa / r$ și $r_{hub} \rightarrow 0$.

În final, limitele de integrare inferioare sunt găsite prin maximizarea funcționalelor corespunzătoare.

$$\max_{r_*} F_{FF}^{DRP}(r_*) \text{ și } \max_{c_*} F_{FF}^{DDP}(c_*) \quad (4.23)$$

Interpretarea fizică a maximizării funcționalei este că, de fapt găsim configurația curgerii cu rotație care minimizează swirl number-ul.

Swirl number-ul este raportul dintre fluxul momentului unghiular și fluxului momentului axial. Numărătorul este menținut constant de către prescrierea mărimii integrale m_2 , în timp ce numitorul corespunde funcționalei forței curgerii (flow force functional) și este maximizată. Deși nu avem o dovadă riguroasă a rezultatului de mai sus, din punct de vedere intuitiv este corect.

4.1.4. Algoritmul numeric

Pentru a sintetiza algoritmul numeric, evocăm informațiile de intrare pentru această problemă. În primul rând avem datele geometrice corespunzătoare punctelor de capăt ale celor două axe: DDP și DRP. În al doilea rând, avem parametrii ce definesc punctul de funcționare. Ei sunt definiți prin valorile numerice adimensionale ale debitului q , fluxului momentului cinetic m_2 și panta κ_{slo}^{UDP} . În al treilea rând, avem coeficienții aproximației liniare a vitezei fără rotație $v_{sf}(c) = v_{sf}^{hub} + v_{sf}^{slo} c$. Aceștia (punctul unde se intersectează dreapta cu ordonata v_{sf}^{hub} și panta v_{sf}^{slo}) schițează geometria rotorului pe secțiunea de ieșire.

Prima etapă este calculul profilului vitezei normale $v_n^{DDP}(c)$ și cel al vitezei tangențiale $v_u^{DDP}(c)$ de pe DDP, amândouă incluzând și zona de stagnare c_* , prin maximizarea funcționalei din ecuația (4.22), minimizând în același timp funcționala din ecuația (4.17), cu constrângerile integrale de la ecuația (4.18). Ca și o postprocesare a acestui pas este obținerea funcției de curent $\psi^{DDP}(c)$ precum și funcțiile $\kappa(\psi)$ și $h(\psi)$.

A doua etapă este calculul profilului vitezei normale $v_n^{DRP}(r)$ și cel al vitezei tangențiale $v_u^{DRP}(r)$ de pe DRP, amândouă incluzând de asemenea, și zona de stagnare r_* , maximizând funcționala din ecuația (4.21) și minimizând funcționala din ecuația (4.16). De reținut faptul că funcționala F_{BH}^{DDP} folosește funcțiile $\kappa(\psi)$ și $h(\psi)$ găsite anterior datorită teoremei lui Kelvin, respectiv cea a lui Bernoulli.

În a treia etapă sunt folosite profilele de viteză de pe DDP pentru calculul curgerii în tubul de aspirație. Componenta tangențială este singura disponibilă. Pe lângă aceasta, avem proiecția normală a vitezei meridionale, în timp ce noi avem nevoie și de componenta axială, respectiv, radială a vitezei. Drept urmare, vom calcula direcția liniilor de curent dintre DDP și DRP. Acesta este și motivul pentru care avem nevoie de ambele axe în cadrul metodologiei de față. Chiar dacă calculele sunt unidimensionale, în a treia etapă, algoritmul va deveni cvasi-bidimensional.

Liniiile de curent sunt approximate cu linii drepte între punctele de pe DDP și DRP ce au aceeași valoare pentru ψ . Viteza normală corespunzătoare la linia de curent ce își are punctul de plecare din DDP se împarte la produsul scalar al vectorului unitate normal la DDP și vectorul unitate aflat de-a lungul liniei de curent, obținându-se astfel mărimea vitezei meridionale. După ce se cunosc atât direcția, cât și mărimea vitezei meridionale, proiectăm vectorul vitezei meridionale pe direcțiile axială și radială, obținând componentele de viteză corespunzătoare.

4.1.5. Mărimile de intrare folosite în exemplul numeric

În paragraful 4.1.2. s-au definit mărimile de intrare folosite în modelul matematic.

În acest subcapitol, se prezintă mărimile pentru cazul turbinei Francis GAMM.

Cantitățile de referință folosite pentru adimensionalizarea mărimilor sunt date în tab.4.1.

Tab.4.1. Cantitățile de referință

Regimul de operare	OP1	OP2	OP3	OP4	OP5	OP6	OP7	OP8	OP9	OP10	OP11	OP12
Raza de referință [m]	0.2											
Turația rotorului [rot/min]	500.001											

Secțiunile DDP și DRP sunt descrise de coordonatele adimensionale ale punctelor de capăt ale generatoarelor (axelor) date în tab.4.2. În fig. 4.4, figură ce a fost expusă și în capitolul 2, sunt prezentate poziționarea celor trei axe, la care coordonatele radiale și axiale sunt date în milimetri.

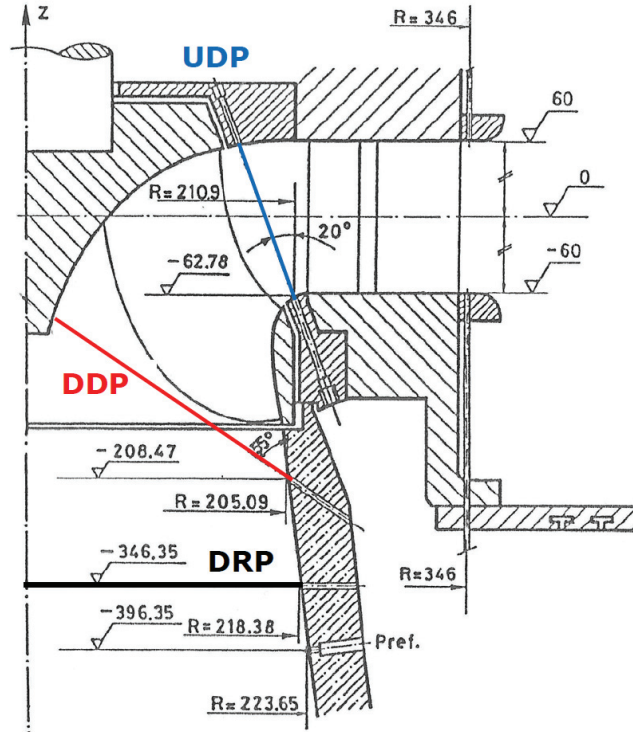


Fig.4.4. Reprezentarea celor trei axe în semi-planul meridian [120]

Tab.4.2 Punctele de capăt ale generatoarelor secțiunii

$Z_{hub}[-]$	$r_{hub}[-]$	$Z_{shr}[-]$	$r_{shr}[-]$	$Z_{adc}[-]$	$r_{adc}[-]$	$Z_{wdc}[-]$	$r_{wdc}[-]$
0.39666	0.10537	1.04371	1.02743	1.73175	0	1.73175	1.107

Geometria de la ieșirea din rotor este dată de profilul vitezei fără rotație (fig. 4.5). Pentru exemplul de față putem considera o variație liniară a profilului de viteză fără rotație ce respectă coordonatele generatoarei DDP (de la coroană până la inel). Opțiunea aleasă necesită doar doi parametri, care sunt dați în tab.4.3. Din experiența colectivului, o astfel de aproximație liniară se potrivește pentru o varietate mare de rotoare. Se poate folosi și o aproximație cu mai mulți parametri cu această metodologie. Dacă dorim să optimizăm profilul vitezei fără rotație, totuși, un set de doi parametri este cea mai bună alegere. Pentru turbina GAMM parametrii vitezei fără rotație au fost determinați cu o aproximație liniară a datelor numerice pentru toate punctele de funcționare. Se poate vedea că profilul vitezei fără rotație poate fi considerat constant pentru toate regimurile.

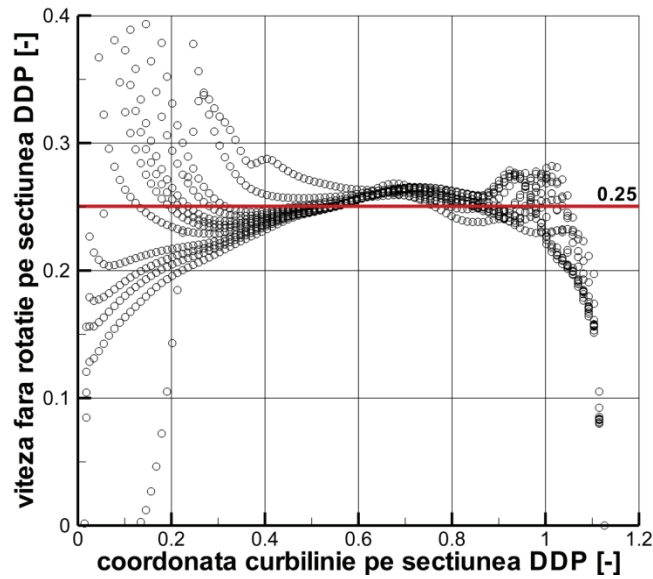


Fig.4.5. Profilul vitezei fără rotație v_{Sf} [130]

Tab.4.3 Parametrii vitezei fără rotație

VSFhub	VSFslo
0.25	0

În fig.4.6 este ilustrat raportul dintre componenta radială a vitezei și cea axială. Fit-are polinomială este informația ce o introducăm în solver pentru a putea evalua corect viteza radială.

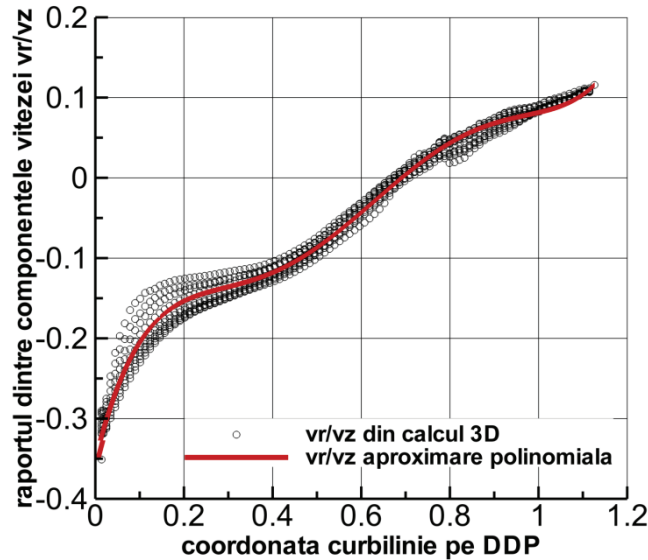


Fig.4.6. Informația despre direcția curgerii pe DDP în semiplanul meridian [130]

În tab.4.4 sunt parametrii ce îi folosim ca input-uri în solver (cei evidențiați).

Tab.4.4 Parametrii pentru fiecare punct de operare, rezultați din simulări numerice

Regim de operare	Deschiderea aparatului director	Coeficient de debit q [-]	Căderea h_t [-]	Panta circulației K_{slo}^{UDP}	Coeficientul momentului cinetic pe DDP m_2 [-]
OP01	19.5°	0.21993	1.07	0.65100	0.12865q
OP02	19.9°	0.24001	1.07	0.66600	0.10781q
OP03	22.069°	0.25994	1.07	0.70800	0.08278q
OP04	23.2816°	0.26995	1.07	0.72400	0.07027q
OP05	24.572°	0.27996	1.07	0.74400	0.05757q
OP06	25.5°	0.28415	1.07	0.75900	0.05163q
OP07	25.939°	0.28995	1.07	0.76300	0.04423q
OP08	27.383°	0.29996	1.07	0.78200	0.03100q
OP09	30.502°	0.31997	1.07	0.80300	0.00529q
OP10	33°	0.32998	1.07	0.82549	-0.00723q
OP11	33.930°	0.33999	1.07	0.82700	-0.01952q
OP12	37.667°	0.36000	1.07	0.83200	-0.04453q

4.1.6. Mărimile de ieșire

Datele de ieșire ale modelului matematic sunt:

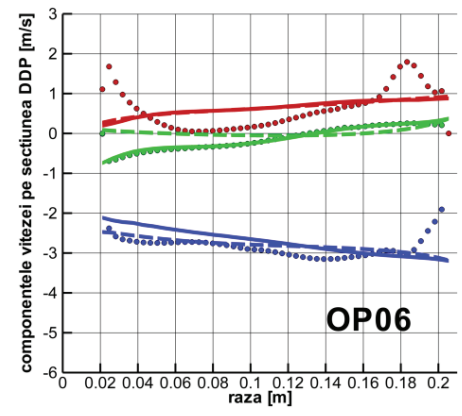
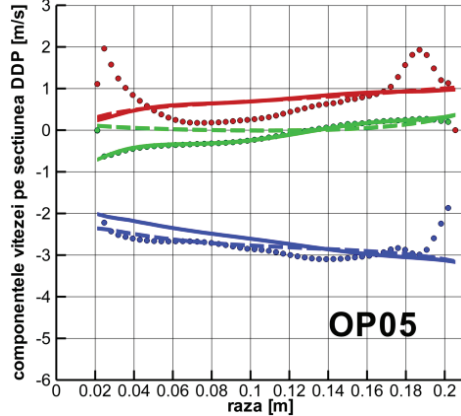
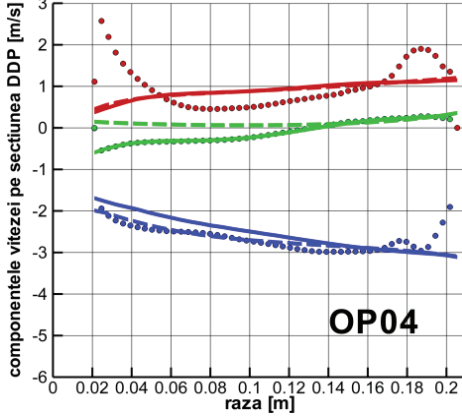
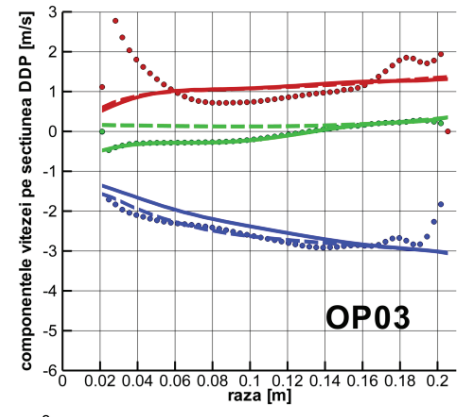
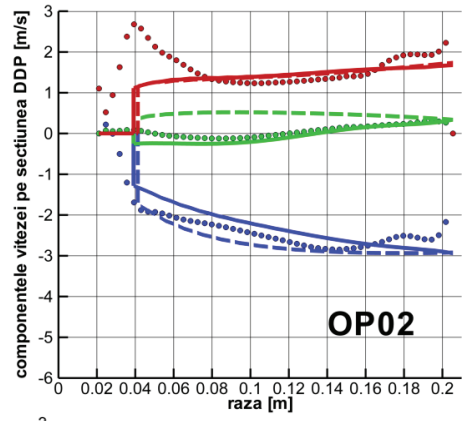
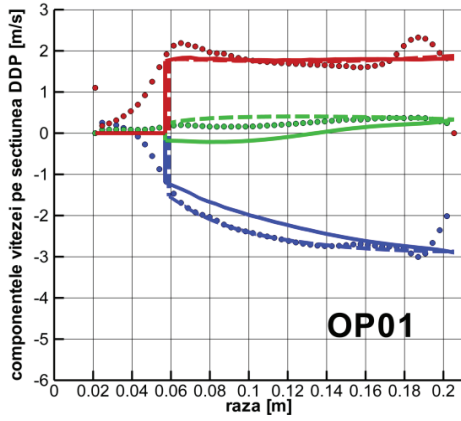
- componenta normală și cea tangențială a vitezei în format adimensional pe DDP,
- componenta normală (axială) și cea tangențială în format adimensional pe DRP,
- liniile de curent între axele DDP și DRP,
- **cele 3 componente ale vitezei (axială, radială și tangențială) în format dimensional** (fig.4.7)

Pentru fiecare regim de funcționare avem 3 seturi de profile:

- **Profile 3D**, rezultate din simularea numerică a curgerii 3D turbulente în rotor, folosite pentru validare - **cercuri**
- **Profile Q2D**, rezultate în urma folosirii TurboSwirl, unde direcția meridiană a curgerii este estimată prin aproximarea cu linii drepte a liniilor de curent între DDP și DRP - **linie întreruptă**
- **Profile Q3D**, rezultate în urma folosirii TurboSwirl, unde informația legată de direcția meridiană a curgerii este inserată direct din simulările 3D - **linie continuă**

Legenda culorilor:

- **Albastru** - **componenta axială a vitezei**
- **Roșu** - **componenta tangențială a vitezei**
- **Verde** - **componenta radială a vitezei**



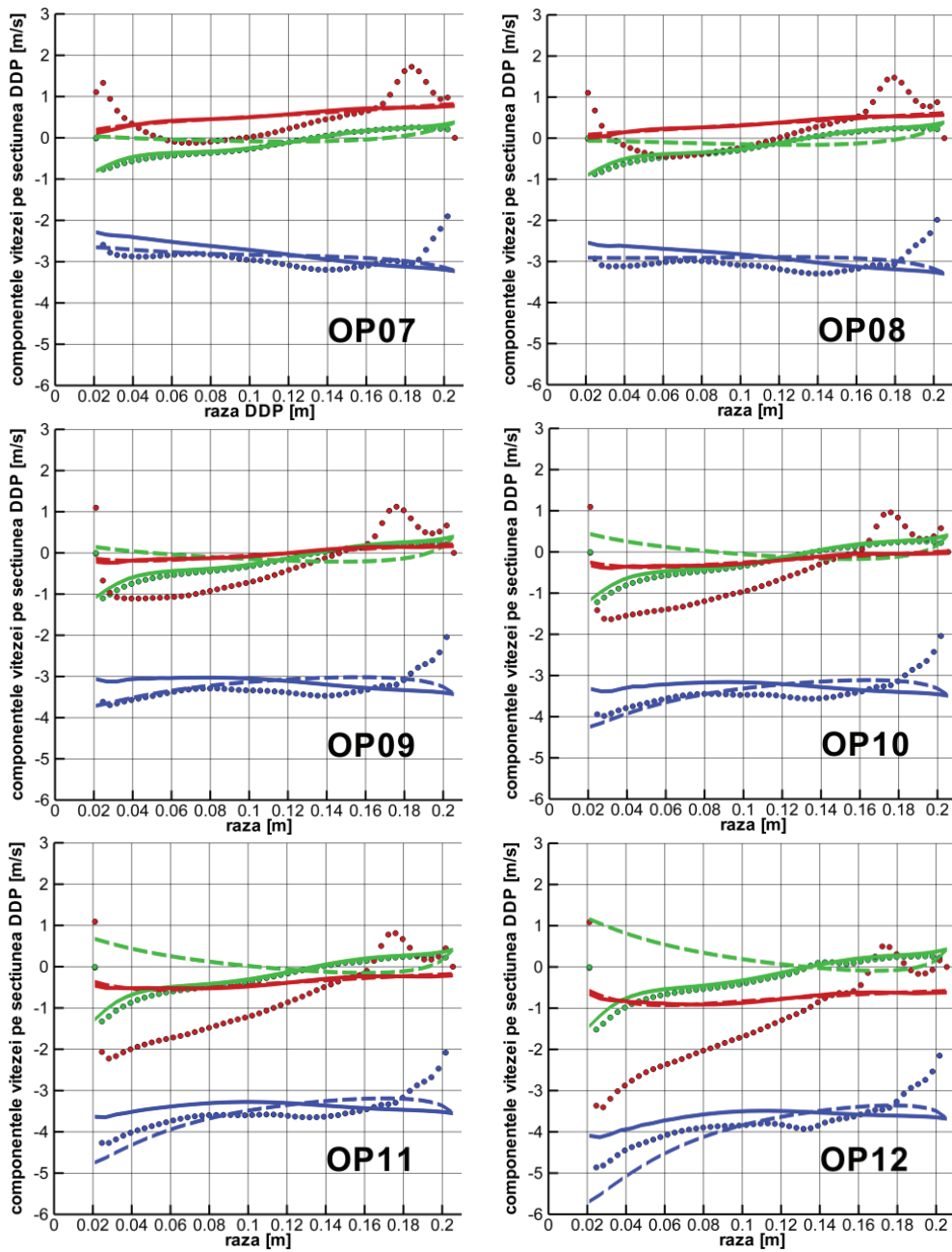


Fig.4.7. Profilele de viteză impuse la intrarea în tubul de aspirație pentru varianta I

Pentru varianta în care direcția meridiană a curgerii (Q2D) se estimează prin aproximarea cu linii drepte a liniilor de curent avem distribuția componente radiale a vitezei mult diferită comparativ cu cea obținută din simulările tridimensionale.

Din această cauză s-a introdus direct în modelul matematic informația legată de direcția curgerii în semiplan meridian (Q3D), mai precis, raportul $v_r/v_z(c)$. Prin acest fel s-a obținut un profil al componente radiale de viteză mult mai apropiat față de cel provenit din simularea numerică.

Conform Tridon și alții [149], [150] componenta de viteză radială este foarte importantă pentru inițializarea corectă a simulărilor numerice, în ciuda valorii mici a acesteia. De asemenea, Cervantes, în teza sa de doctorat [22] a concluzionat că viteza radială la intrarea în tub are un efect major asupra recuperării de presiune.

4.2. Modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis II

Întâmpinând dificultăți în folosirea modelului matematic surrogat pentru cazul turbinei GAMM, s-a trecut la o îmbunătățire a acestuia. În cele ce urmează este descrisă amănunțit varianta a următoare a modelării matematice aval de rotorul turbinei Francis. Și în articolul [136], Susan-Resiga și alții prezintă detaliat modelarea și rezultatele obținute.

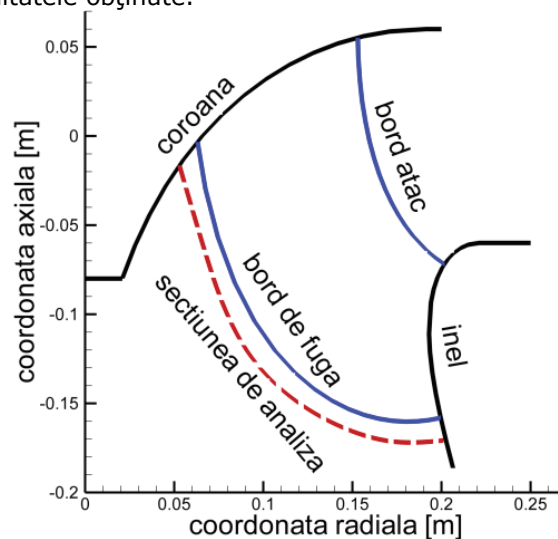


Fig.4.8. Secțiuni meridiană a turbinei Francis GAMM, cu secțiunea de analiză dintre butuc și periferie (DCP) [136]

Evoluția curgerii cu rotație în turbină este modelată, în ipoteza axial-simetriei și unui număr infinit de palete, de teoria curgerii în turbomașini revizuită de Hirsch împreună cu principalele metode numerice și algoritmi. Partea cea mai importantă a acestei teorii este așa-numita "ecuație principală" [59], [14], [77].

$$\left(\nabla \cdot \frac{\nabla \Psi}{R^2} \right) = \frac{dI(\Psi)}{d\Psi} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial R} \frac{\partial K}{\partial Z} - \frac{\partial \varphi}{\partial Z} \frac{\partial K}{\partial R} \right)$$

unde $K \equiv RV_U$

$$\mathbf{v} = \hat{\mathbf{z}}V_z + \hat{\mathbf{r}}V_r + \hat{\boldsymbol{\theta}}V_U = -\frac{\hat{\boldsymbol{\theta}}}{R} \times \nabla \Psi + \frac{\hat{\boldsymbol{\theta}}}{R} K \quad (4.24)$$

$$I \equiv \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} - UV_U$$

În ecuația (4.24) principala necunoscută o reprezintă funcția de curent $\Psi(Z, R)$, unde Z și R sunt coordonata axială, respectiv radială în semi-planul meridian. Rotalpia $I(\Psi)$ este o funcție ce depinde de curgerea cu rotație la ieșirea din distribuitor, aval de paletele aparatului director. Suprafața de curent de la butuc la periferie este dată de ecuația $\alpha \equiv \theta - \varphi(Z, R)$. Când rezolvăm ecuația (4.24), funcția de circulație $K(Z, R)$ este considerată ca fiind cunoscută. Funcția de circulație este ajustată iterativ pentru a îndeplini tangența curgerii la suprafața de curent $\alpha = \text{constant}$, scrisă ca $\mathbf{W} \cdot \nabla \alpha = 0$, unde \mathbf{W} este vectorul vitezei relative, ceea ce conduce la:

$$W_z \frac{\partial \varphi}{\partial Z} + W_r \frac{\partial \varphi}{\partial R} = \frac{W_U}{R} \text{ sau} \quad (4.25)$$

$$V_z \frac{\partial \varphi}{\partial Z} + V_r \frac{\partial \varphi}{\partial R} = \frac{V_U - U}{R} \Rightarrow V_m \frac{\partial \varphi}{\partial S} = V_U - U$$

unde $V_m = \sqrt{V_z^2 + V_r^2}$ este viteza meridiană. Ultima formă a condiției de tangență a curgerii din ecuația (4.25) include variația coordonatei azimutale φ în raport cu coordonata curbilinie a liniei de curent meridiane S , care se exprimă de obicei folosindu-se unghiul relativ al curgerii β , unghiul dintre vectorul vitezei relative și semi-planul meridian:

$$\tan \beta = \frac{R \partial \varphi}{\partial S} = \frac{V_U - U}{V_m} < 0 \quad (4.26)$$

Semnul negativ pentru $\tan \beta$ arată că β se deplasează în direcția opusă cu rotația rotorului turbinei.

În timp ce diferite abordări au fost utilizate pentru rezolvarea sistemului de ecuații (4.24) și (4.25), aceasta este metoda elementelor finite [60], sau mai exact formularea sa variațională asociată, pe care le vom folosi în continuare.

Modelul matematic de mai sus conduce la o problemă 2D pentru un domeniu de calcul într-un semi-plan meridian. Principala întrebare este următoarea: putem să rezolvăm aceste ecuații doar pentru linia dintre butuc și periferie (hub și shroud / coroană și inel) din fig.4.8?

Pentru răspunsul la această întrebare vom examina în primul rând geometria liniei de trecere, reprezentată parametric ca și $z(c)$ și $r(c)$, folosind coordonata curbilinie dintre butuc și periferie, C .

Începând din acest stadiu, toate mărimile folosite sunt considerate adimensionale, folosind viteza de referință V_{ref} și raza de referință R_{ref} pentru adimensionalizare. Vectorii unitate intrinseci de pe linia dintre butuc și periferie sunt (\hat{n}, \hat{c}) , dați de $\hat{n} = \hat{z} \cos \lambda$ și $\hat{c} = -\hat{z} \sin \lambda + \hat{r} \cos \lambda$ (fig.4.9). Pe linia de curent avem vectorii unitate (\hat{s}, \hat{t}) , definiți similar, folosind unghiul meridian al curgerii γ .

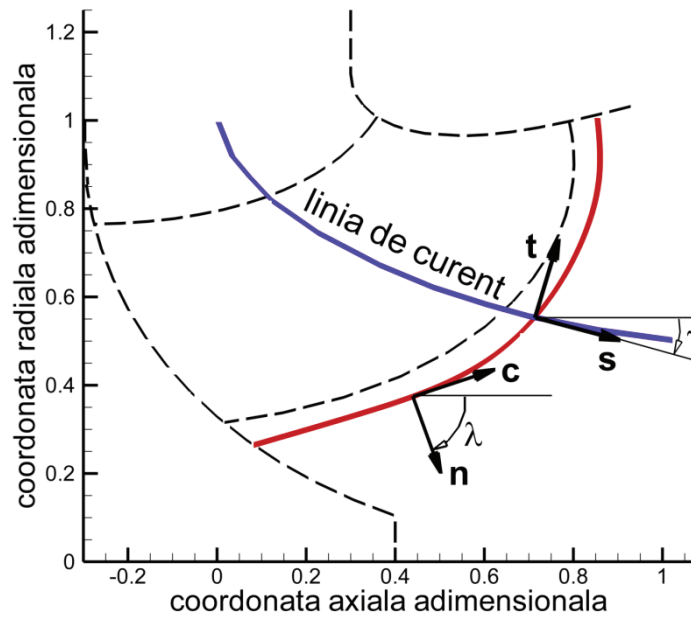


Fig.4.9. Vectorii unitate din semi-planul meridian de pe linia de curent (\hat{s}, \hat{n}) și de pe secțiunea de analiză aval de rotor DCP $(\hat{\sigma}, \hat{c})$ [136]

Rescriind ecuația (4.24) în formă adimensională, și luând în considerare condiția Kutta-Jukovski, $\partial\kappa/\partial s=0$, adică circulația nu variază de-a lungul liniei de curent, vom obține forma simplificată pentru bordul de fugă al paletei rotorice:

$$\nabla \cdot \left(\frac{\nabla \psi}{r^2} \right) = \frac{di}{d\psi} - \frac{\tan \beta}{r^2} \frac{\partial \kappa}{\partial t} \quad (4.27)$$

unde $\kappa \equiv rV_U$.

Condiția de tangență a curgerii permite calculul circulației κ folosind direcția curgerii dată de $\tan \beta$:

$$\kappa = r(r + v_m \tan \beta) \quad (4.28)$$

Rezolvând ecuația diferențială parțială (4.27) este echivalent matematic cu minimizarea funcționalei:

$$F(\psi) = \int_0^{c_{shr}} \frac{v_m^2}{2} + i(\psi) - \frac{\psi}{r^2} \frac{\tan \beta}{\cos(\gamma - \lambda)} \frac{dk}{dc} r dc \quad (4.29)$$

unde $v_m = \frac{1}{\cos(\gamma - \lambda)} \frac{1}{r} \frac{d\psi}{dc}$ și limitele sunt $\psi(0) = 0$ pentru butuc și $\psi(c_{shr}) = q/2$ pentru periferie.

$q \equiv Q / (\pi R_{ref}^2 V_{ref})$ este forma adimensională a debitului Q [m^3/s]. Factorul $\cos(\gamma - \lambda)$ este practic proiecția coeficientului $\hat{s} \cdot \hat{O} = \hat{t} \cdot \hat{c}$ (fig.4.9).

La fiecare iterație minimizăm $F(\psi)$ respectând $\psi(c)$ și considerând $\kappa(c)$ cunoscută, apoi $\kappa(c)$ este actualizată folosind ecuația (4.28). Atunci când se actualizează $\kappa(c)$ este folosit un factor de relaxare, de obicei 0.1, în scopul de a asigura convergența schemei iterative, cum este menționat în [60].

Atât $\psi(c)$, cât și $\kappa(c)$ sunt approximate printr-o interpolare de tip spline, și funcționala este minimizată folosind o sub-rutină NCONF dintr-o librărie IMSL.

În scopul utilizării modelului prezentat, avem nevoie de estimarea direcției curgerii în plan meridional și tangențial, dar și de variația rotalpiei $i(\psi)$ de la butuc la periferie (între hub și shroud). De obicei, direcția curgerii în plan meridian este parte a soluției la rezolvarea problemei 2D în semi-plan meridian. Totuși, în acest model trebuie să se furnizeze această informație, în scopul de a rezolva calculul curgerii doar pe secțiunea DCP.

Pentru a exemplifica metodologia de calcul, folosim tot turbina Francis GAMM pe post de problemă-test. Pentru această variantă a modelului matematic am făcut simulări numerice pentru 5 regimuri de operare, la cădere constantă. Rezultatele numerice ale simulărilor 3D turbulente nestaționare au fost utilizate pentru estimarea direcției curgerii în plan meridian (fig.4.10) și tangențial (fig.4.11).

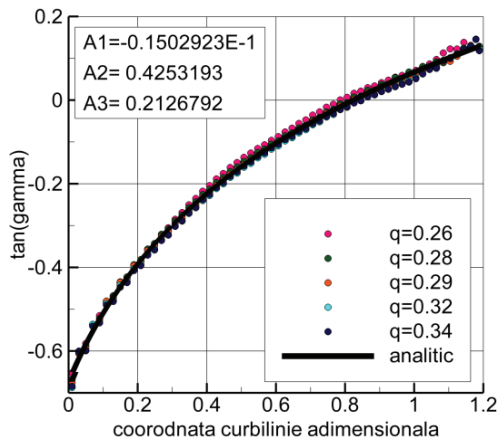


Fig.4.10. Direcția curgerii în plan meridional $\tan \gamma = v_r / v_z$ funcție de coordonata curbilinie C [136]

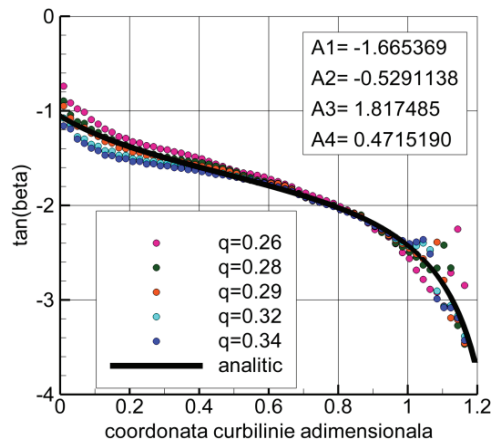


Fig.4.11. Direcția curgerii în plan tangențial $\tan \beta = (v_u - r) / v_m$ funcție de coordonata curbilinie C [136]

Fig.4.10 prezintă variația de-a lungul liniei DCP a $\tan \gamma = v_r / v_z$, și aproximarea sa analitică $A_1 + A_2 \log(c + A_3)$

Fig.4.11 prezintă variația $\tan \beta = (v_u - r) / v_m$ și aproximarea sa analitică $A_1 + A_2 \tan(A_3(c - A_4))$.

În scopul de a evalua $\cos(\gamma - \lambda)$ în ecuația (4.29) s-au folosit relațiile:

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \gamma}}, \sin \gamma = \frac{\tan \gamma}{\sqrt{1 + \tan^2 \gamma}}$$

$$\text{unde } \gamma = \frac{v_r}{v_z} \quad (4.30)$$

$$\cos \lambda = \frac{dr(c)}{dc}, \sin \lambda = -\frac{dz(c)}{dc}$$

Funcția rotalpie $i(\psi)$ este prezentată în fig.4.12 și este aproximată printr-o fit-are parabolică.

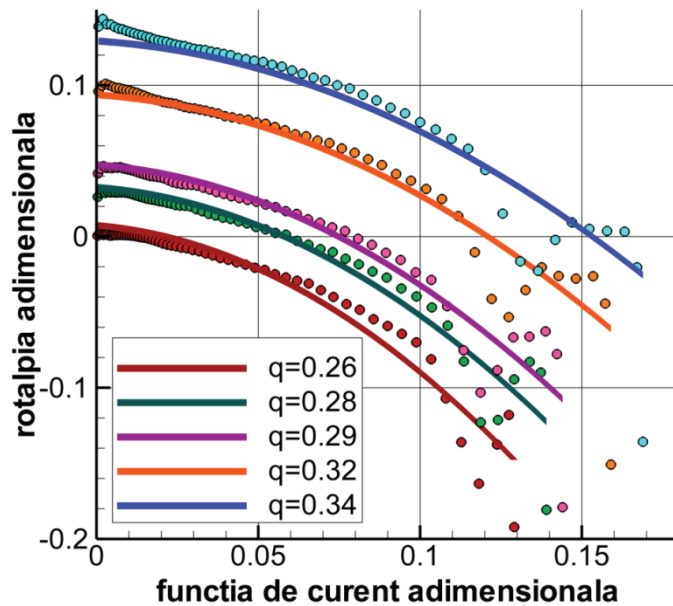


Fig.4.12. Rotalpia versus funcția de curent [136]

Ca o scurtă sinteză, se prezintă mărimile de intrare, care sunt într-un număr de patru:

1. *Debitul adimensional q* , care așa cum s-a arătat și în capitolul 3, are următoarea legătură cu funcția de curent: $\psi = 0 \dots q/2$.

2. *Presiunea totală relativă funcție de funcția de curent*, care mai poartă denumirea și de *rotalpie*. Distribuția acesteia este influențată de ieșirea din aparatul director. Aceasta rămâne constantă de-a lungul unei linii de curent de la intrarea până la ieșirea din rotor, dar și în aval de acesta.

3. *Geometria liniei dintre butuc și periferie* în plan meridian.

4. *Cinematica curgerii pe secțiunea de analiză* este descrisă de direcția curentului în plan meridian, respectiv de direcția curentului în plan tangențial.

Primele două depind de punctul de funcționare, pe când ultimele două sunt dependente doar de unde este aleasă secțiunea de analiză.

Principalul rezultat este $\psi(c)$, din calcule ulterioare rezultând cele trei componente ale vitezei.

Mărimile de ieșire sunt cele 3 componente ale vitezei (fig.4.13).

Componentele vitezei calculate sunt prezentate în fig.4.13 cu linie solidă, iar componentele mediate circumferențial provenite din simulările numerice 3D sunt reprezentate cu cercuri. În figură apar în format adimensional în funcție de coordonata curbilinie.

Această evoluție a modelului a fost întrebuințată de Susan-Resiga în [133] pentru două secțiuni arbitrare aval de rotorul turbinei Francis GAMM. O secțiune este identică cu secțiunea DCP, iar cealaltă, în aval de prima, având, de asemenea, o formă curbă. S-a observat o diminuare a discrepanțelor în zona coroanei a profilelor obținute pentru cea de-a doua secțiune, comparativ cu DCP.

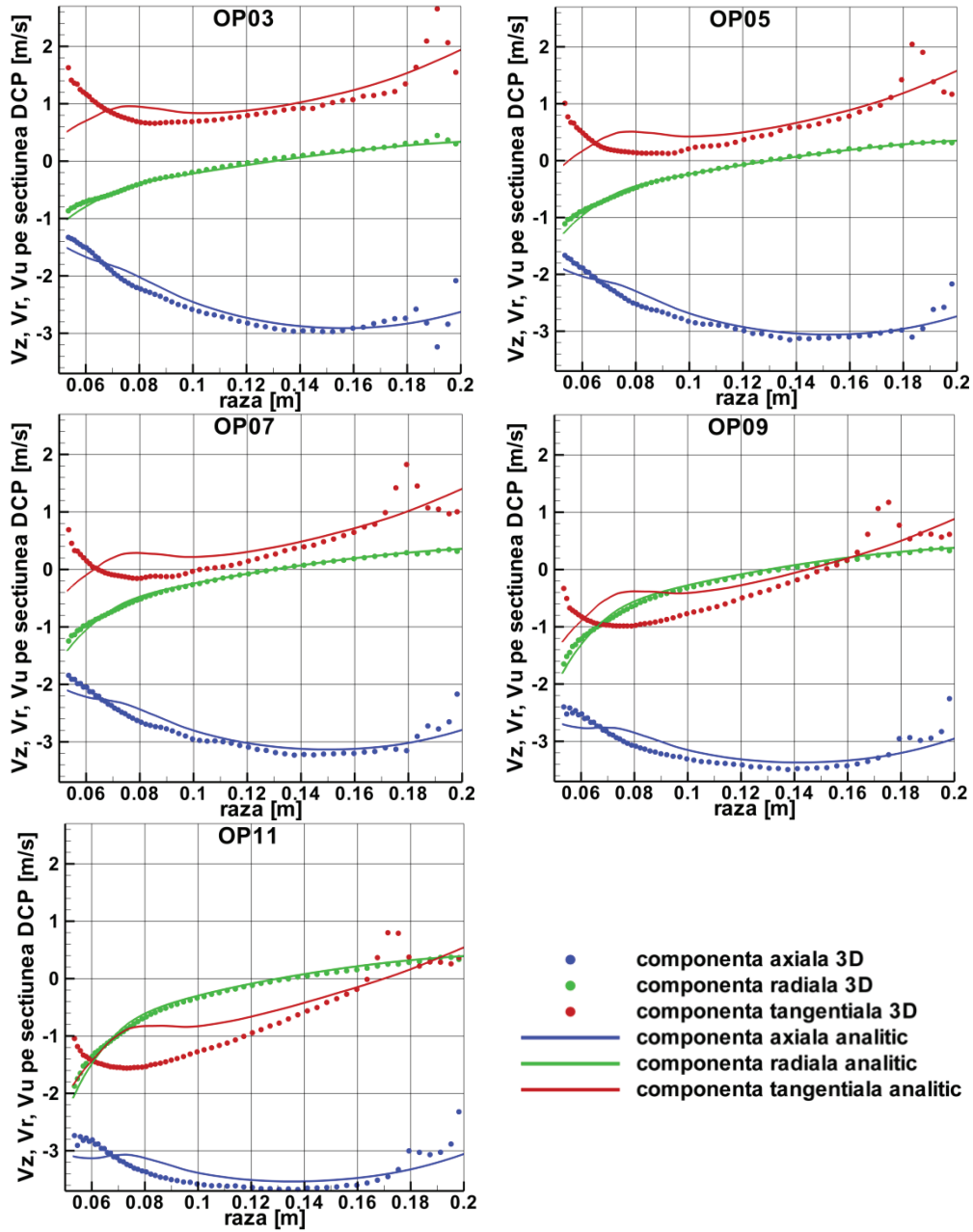


Fig.4.13. Componentele vitezei pentru cinci regimuri de funcționare [136]

4.3. Concluzii referitoare la modelarea matematică a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis

În prezentul capitol s-au prezentat detaliat două variante succesive ale modelării matematice a curgerii cu rotație aval de rotorul turbinei Francis.

Principalele rezultate sunt profilele de viteză pentru ieșirea din rotorul turbinei.

Pentru prima variantă, profilele rezultate sunt pentru secțiunea diagonală în aval de rotorul turbinei, notată cu DDP. S-au obținut două seturi de profile pentru doisprezece regimuri de funcționare. Unul dintre ele este notat cu Q2D, iar celălalt cu Q3D. Diferența între cele două este acuratețea prezicerii componentei radiale a vitezei. Profilele notate cu Q3D prezintă o distribuție a vitezei radiale mult mai apropiată de cea rezultată din simulările numerice tridimensionale care au fost luate drept referință.

Pentru cea de-a doua variantă, s-a obținut un set de cinci profile pentru secțiunea DDP, a cărei generatoare are forma bordului de fugă al paletelor rotorice, și se află în imediata apropiere a acestuia.

Pentru analiza calitativă a tuturor seturilor de profile rezultate s-a folosit drept referință distribuțiile vitezei corespunzătoare fiecărei secțiuni și fiecărui regim de funcționare în parte obținute din simulările numerice.

Validarea acurateții modelului s-a făcut comparând pierderile hidraulice în tubul de aspirație când profilele de viteză se folosesc ca și condiții de intrare. Pentru fiecare regim de funcționare în parte s-au comparat pierderile obținute în tub când s-a impus un profil 3D rezultat din simularea numerică cu pierderile obținute când s-a utilizat un profil determinat pe cale analitică, întrebuițând modelul matematic surrogat pentru rotor.

5. CALCULUL CURGERII ÎN TUBUL DE ASPIRAȚIE

Analiza curgerii în tubul de aspirație s-a făcut pentru o geometrie diferită de cea inițială a tubului turbinei GAMM. Schimbarea tubului de aspirație s-a făcut din două considerente:

- Geometria inițială a tubului de aspirație al turbinei GAMM este practic o conductă curbată la $90 [^\circ]$, fără pilon de sprijin. La aproape toate centralele moderne, tubul de aspirație este curb, cu secțiunea de la intrare circulară, și cu cea de la ieșire de forma unui dreptunghi cu colțurile rotunjite [5].
- În timpul re tehnologizării unei centrale hidroelectrice, tubul de aspirație rămâne neschimbat din motive economice, rotorul fiind înlocuit cu unul cu raza de referință (raza de la ieșire) identică. Se încearcă mai multe geometrii ale rotorului pentru a optimiza curgerea cu rotație la intrarea în tub până când se găsește configurația dorită.

În continuare se vor prezenta două variante de geometrii ale domeniului de analiză. Decizia s-a luat din mai multe motive. Pe acestea s-au testat cele două variante ale modelului matematic.

Varianta I:

- Profilele de intrare impuse sunt cele generate cu ajutorul modelului matematic inițial (varianta I).
- Secțiunea DDP reprezintă secțiunea de intrare.
- Semi-unghiul conului tubului de aspirație este de $9.6 [^\circ]$.
- Curgerea este considerată staționară.
- Modelul de turbulență ales este $k - \omega SST$.
- Presiunea la ieșire este considerată media valorii de pe cei 12 traductori numerici situați pe cele două ieșiri din tubul de aspirație (care se află înaintea secțiunii de ieșire din domeniul de calcul).

Varianta II:

- Modelul matematic în varianta sa finală a fost folosit pentru generarea profilelor de viteză impuse la intrarea în tubul de aspirație.
- Secțiunea DDP este intrarea în domeniul de analiză.
- Semi-unghiul conului tubului de aspirație este de $6.6 [^\circ]$.
- Curgerea este considerată nestaționară; calculul ei se face prin intermediul softului expert Ansys Fluent 15 [1].
- Modelul de turbulență ales este $k - \omega SST SAS$.
- Presiunea la ieșire este considerată media presiunii de pe cele două suprafețe de ieșire din tub.

5.1. Varianta I

Simularea curgerii în tubul de aspirație în vederea calculului pierderilor hidraulice se face pentru tubul din fig.5.1.

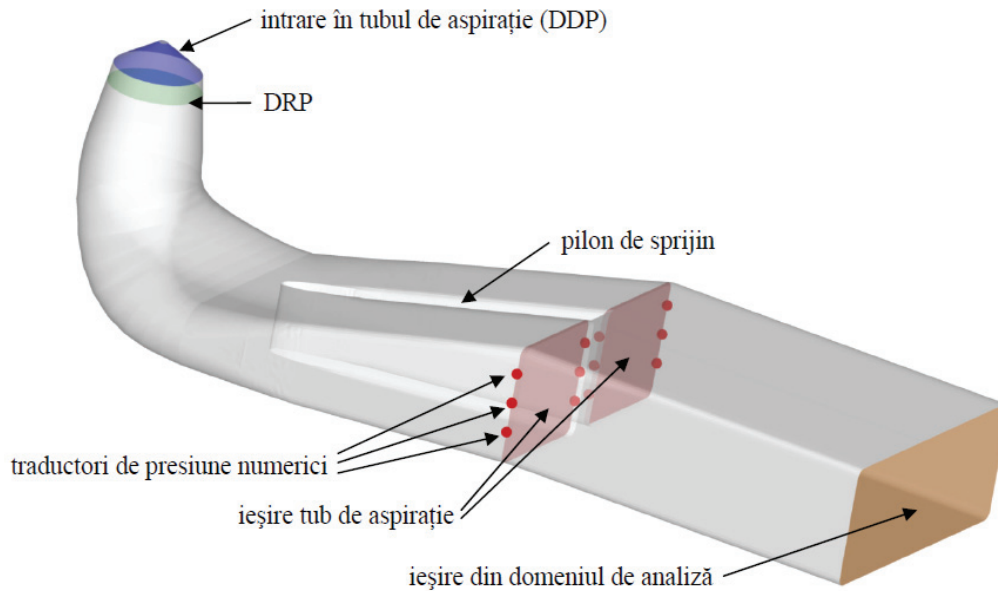


Fig.5.1. Geometria tubului de aspirație: secțiunea de intrare (secțiunea DDP) – albastru, secțiunea DRP, secțiunea de ieșire din tubul de aspirație - roșu, ieșirea din domeniul de analiză – maro

Domeniul de analiză din fig.5.1 este al unui tub de aspirație de turbină Francis, diferit față de cel al turbinei Francis GAMM. În fig.5.2 este afișată rețeaua de discretizare a acestuia.

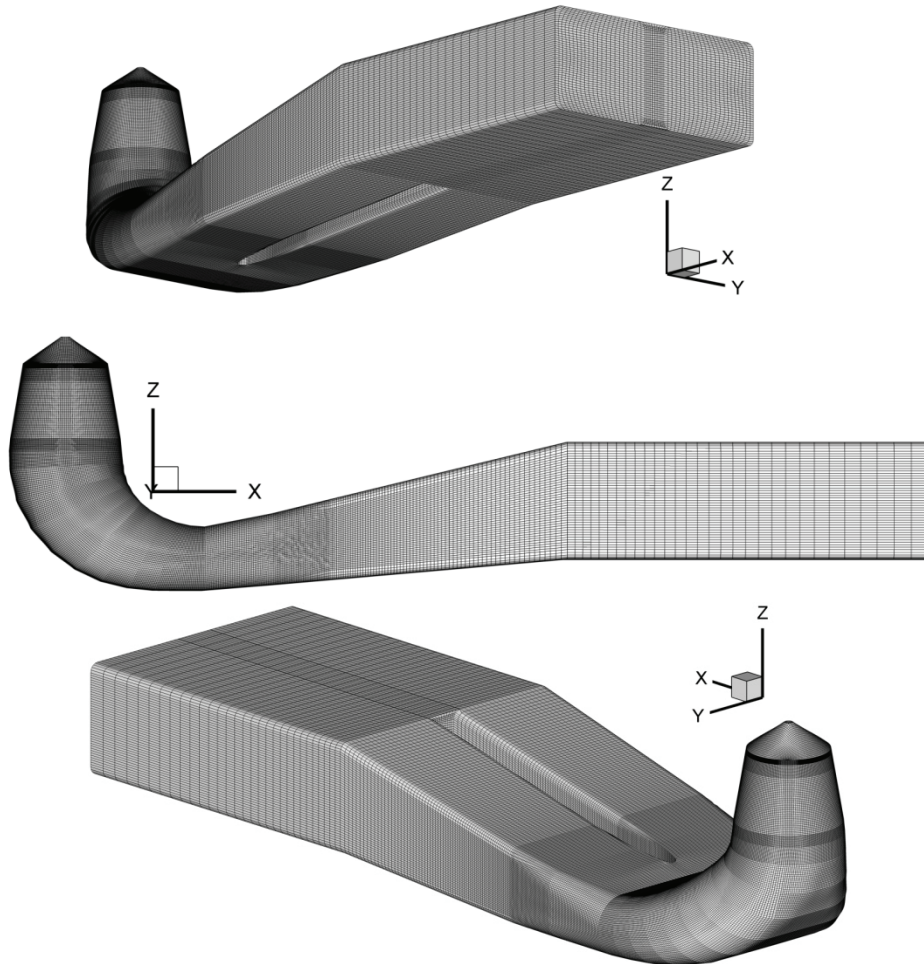


Fig.5.2. Rețeaua de discretizare a tubului de aspirație pe care s-au făcut analizele numerice

Secțiunea de intrare în conul tubului de aspirație este generată de axa DDP.
Secțiunea de ieșire din tub este aceeași cu secțiunea de măsură. Pe aceasta s-au amplasat 12 traductori numerici. Aceștia sunt dispuși câte 6 pe fiecare canal de evacuare al tubului de aspirație. Cu ajutorul lor se extrage valoarea medie a presiunii statice la perete. Domeniul de analiză este extins în aval de secțiunea de ieșire din tub conform normelor IEC [68].

Coordonatele celor 12 traductori sunt disponibile în tab.5.1.

Tab.5.1 Coordonatele celor 12 traductori numerici (monitoare)

traductor	X [m]	Y [m]	Z [m]
p-11	2.4	-0.6923044	-0.723989
p-12	2.4	-0.6923044	-0.865014
p-13	2.4	-0.6923044	-1.00604
p-21	2.4	-0.064999	-0.7239889
p-22	2.4	-0.064999	-0.865014
p-23	2.4	-0.064999	-1.00604
p-31	2.4	0.06499904	-0.7239891
p-32	2.4	0.06499902	-0.8650141
p-33	2.4	0.06499898	-1.00604
p-41	2.4	0.6923044	-0.7238871
p-42	2.4	0.6923044	-0.8651318
p-43	2.4	0.6923044	-1.006229

Discretizarea structurată a domeniului cuprinde 987600 celule hexaedrale. Simulările numerice 3D staționare s-au efectuat folosindu-se codul expert FLUENT 6.3. Modelul de turbulență ales este $k - \omega$ SST .

5.1.1. Curba pierderilor hidraulice în tubul de aspirație

Pierderile hidraulice (fig.5.3) sunt calculate ca fiind diferența dintre media ponderată a fluxului presiunii totale între intrare și ieșire normalizată cu căderea turbinei.

Pierdere relativă de energie din tubul de aspirație se calculează conform ecuației

$$h_{rDT} = \frac{h_{DT}}{h} \times 100 \quad [\%] \quad (5.1)$$

unde h_{DT} este pierderea de energie în tubul de aspirație, iar h coeficientul de energie al turbinei.

Pierdere de energie în tubul de aspirație h_{DT} se calculează conform relației:

$$h_{DT} = \frac{f}{q} [-] \quad (5.2)$$

unde q este coeficientul de debit și f este puterea pierdută în formă adimensională.

$$f = \frac{F_{IEC}}{\frac{\pi}{2} \rho \Omega^3 V_{ref}^3 R_{ref}^2} [-] \quad (5.3)$$

Puterea hidraulică din ecuația (5.3) se calculează conform ecuației (5.4)

$$F_{IEC} = \int_{S_{in}} \underbrace{\left(P + \frac{\rho V^2}{2} \right)}_{F_{in}} dS - Q \underbrace{\left[\overline{p_{wall}^{out}} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{A^{out}} \right)^2 \right]}_{F_{out}^{IEC}} \quad (5.4)$$

Astfel, puterea hidraulică se calculează ca fiind diferența între fluxul presiunii totale pe intrare și fluxul presiunii totale pe ieșire, conform normelor internaționale IEC 60193 [68]. Se folosește media presiunii statice la perete $\overline{p_{wall}^{out}}$ și viteza debitantă pe secțiunea de ieșire, care este dată de raportul $\frac{Q}{A^{out}}$. Media presiunii statice la perete este corespunzătoare mediei presiunii statice de pe cei 12 traductori numerici de presiune, puși în evidență în fig.5.1.

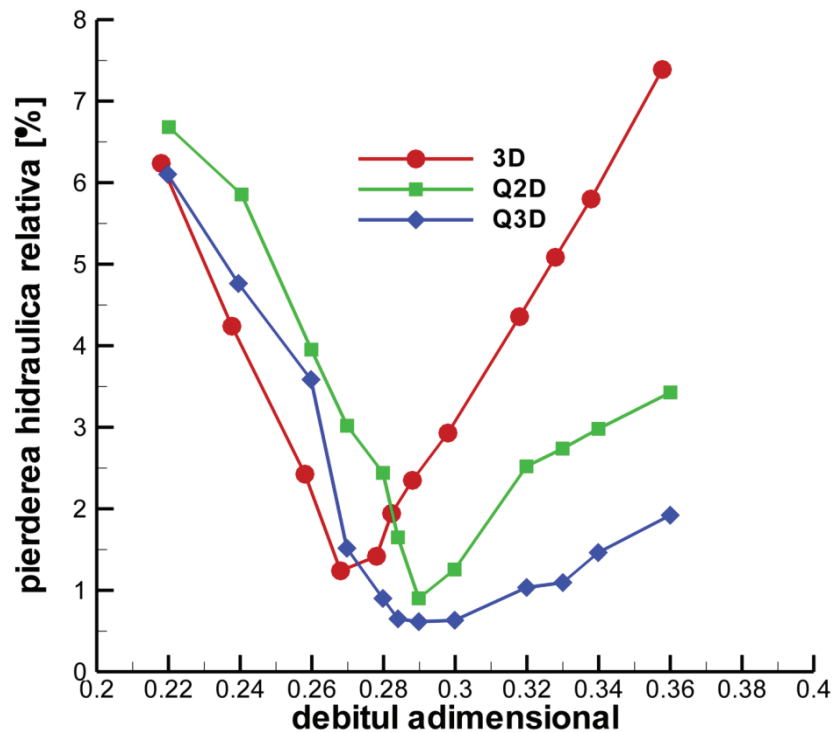


Fig.5.3. Pierdere relativă în tubul de aspirație în funcție de coeficientul de debit

Analizând graficul pierderilor, se poate constata, pentru anumite puncte de funcționare o discrepanță, care apare din mai multe motive.

Pentru varianta Q2D, estimarea imprecisă a vitezei radiale este principala cauză ce duce la acest lucru.

În varianta Q3D, unde direcția curgerii în semiplan meridian a fost impusă și componenta radială este apropiat estimată față de cea din simulări, la suprasarcină, discrepanțele apar datorită desprinderii curgerii la intrarea în tubul de aspirație. Acest fenomen a fost pus în evidență în subcapitolul 5.1.2. Modelul de tub de

aspirație folosit la validarea modelului are un semi-unghi al conului de $9.6 \left[^\circ\right]$, mult mai mare față de semi-unghiul conului turbinei Francis GAMM, care este de $6.6 \left[^\circ\right]$, aceasta fiind cauza apariției desprinderilor în conul tubului de aspirație.

Deoarece este un model matematic care consideră curgerea nevâscoasă, acesta nu a putut surprinde corect curgerea la debite mai mari decât cel optim.

Și din această pricină, varianta a II-a a modelului matematic s-a validat și evaluat pe un tub de aspirație al cărui semi-unghi al conului este identic cu cel al tubului de aspirație GAMM.

5.1.2. Viteza meridională în conul și cotul tubului de aspirație

Viteza meridională în semiplanul meridian s-a calculat cu formula:

$$V_m = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad [m/s] \quad (5.5)$$

Analizând câmpul vitezei meridionale (fig.5.4...fig.5.15) putem vedea analogia dintre diferența între distribuția acesteia pentru cele 3 variante și valorile pierderilor hidraulice. Este ușor de observat următorul lucru: unde avem desprinderi la perete, pierderile hidraulice sunt mai mari (în special la simulările 3D).

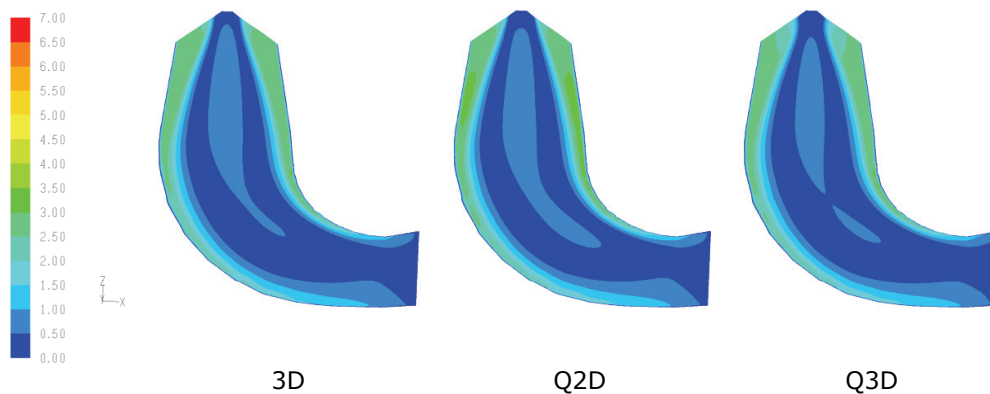


Fig.5.4. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.01

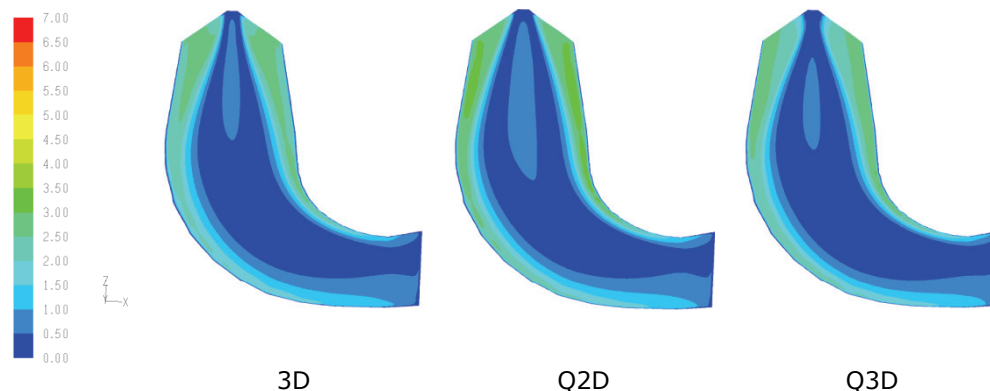


Fig.5.5. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.02

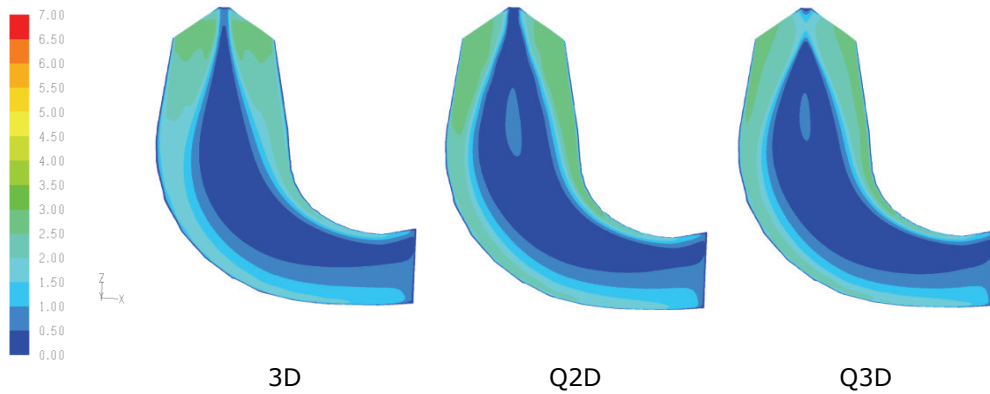


Fig.5.6. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.03

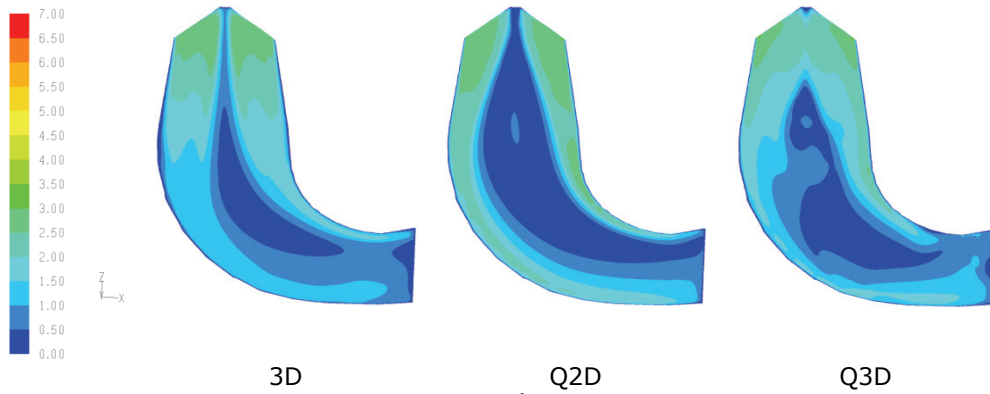


Fig.5.7. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.04

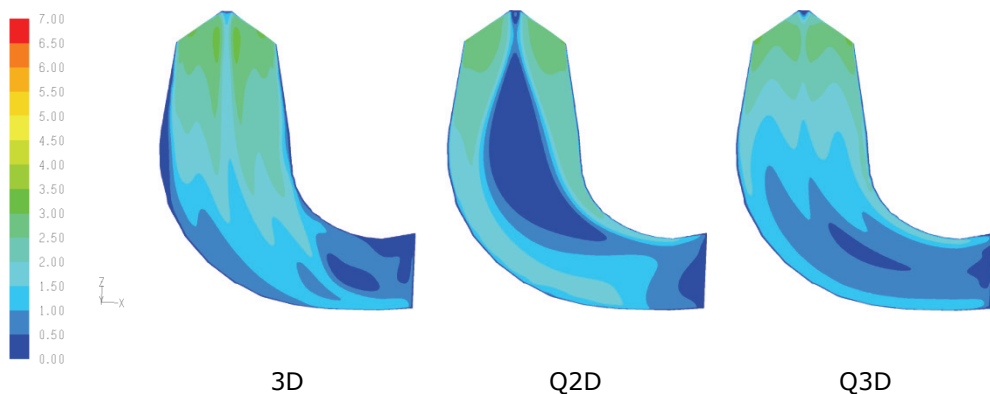


Fig.5.8. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.05

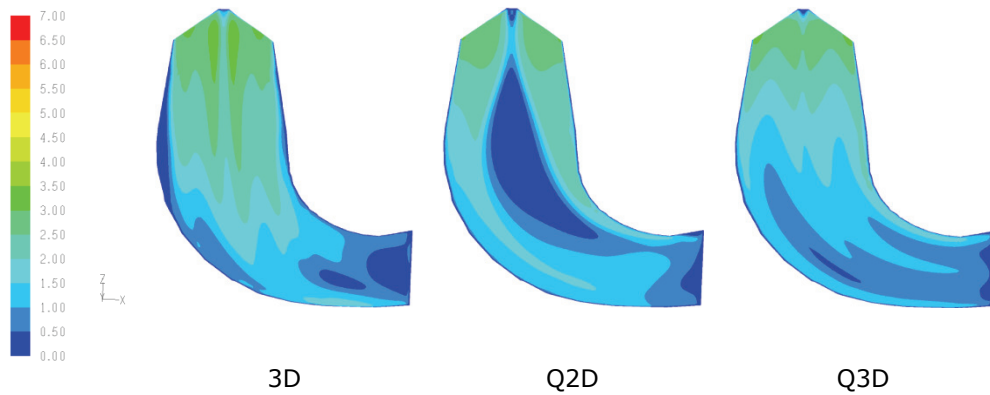


Fig.5.9. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.06

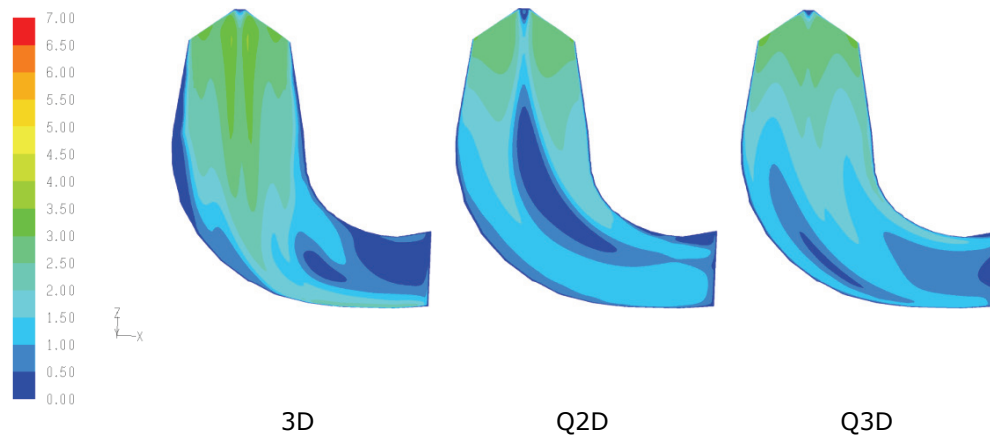


Fig.5.10. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.07

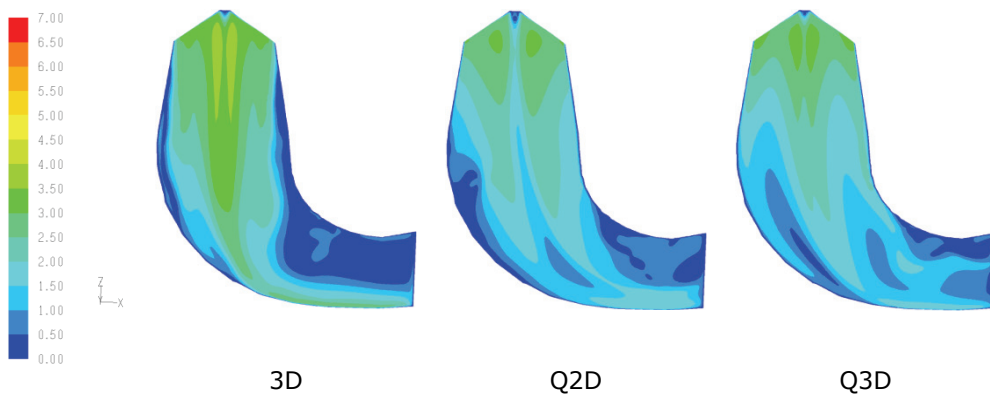


Fig.5.11. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.08

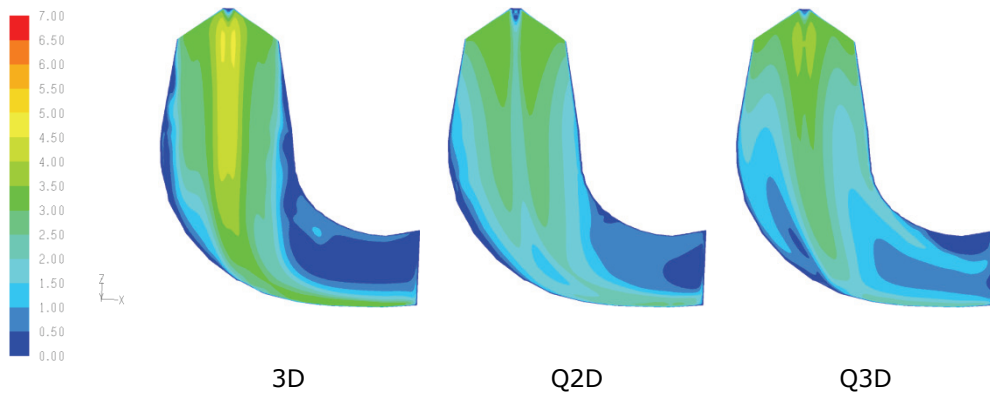


Fig.5.12. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.09

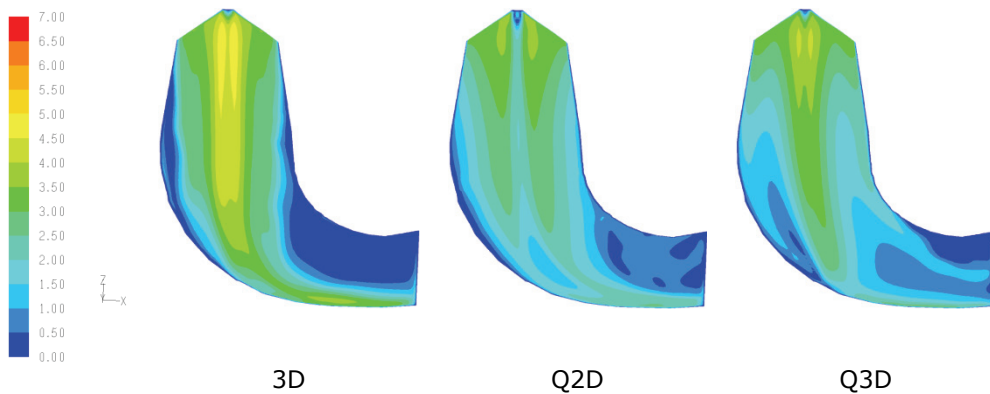


Fig.5.13. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.10

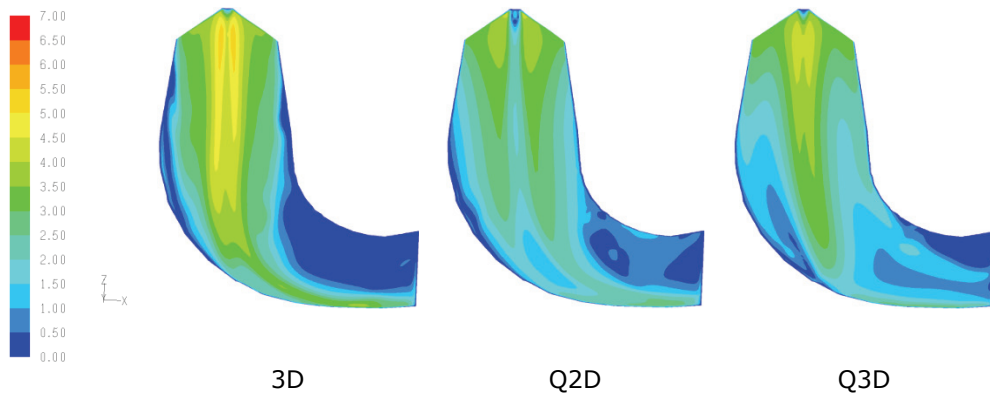


Fig.5.14. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.11

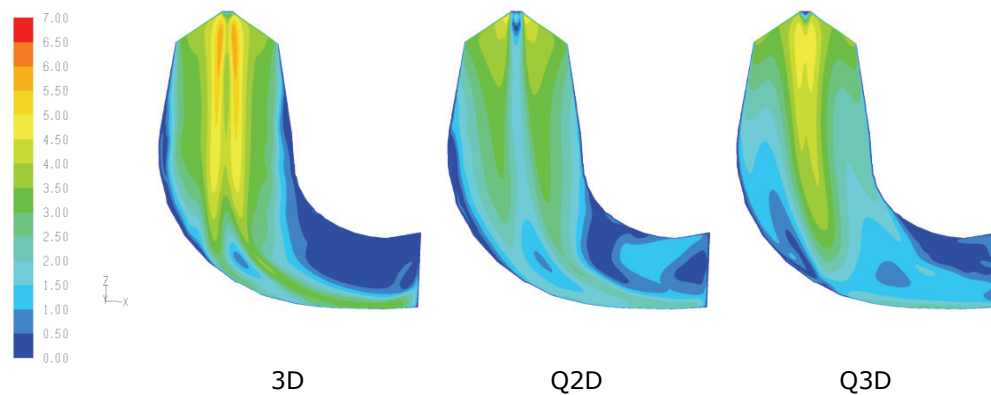


Fig.5.15. Distribuția vitezei meridionale în semiplan meridian pentru OP.12

5.2. Varianta II

Domeniul de analiză (fig.5.16) pentru cea de-a doua variantă este diferit față de varianta I (fig.5.1).

Prima diferență este la intrarea în domeniu. Pentru varianta secundă, intrarea este o suprafață de revoluție, a cărei generatoare are forma bordului de fugă al paletelor, și se află poziționat în imediata apropiere al acestuia.

A doua diferență este semi-unghiul conului de aspirație, care în situația de față are aceeași valoare cu a semi-unghiului conului tubului de aspirație original al turbinei Francis GAMM, adică $6.6 [^\circ]$. S-a adoptat această valoare deoarece pentru varianta I au apărut desprinderi severe în con (fig.5.4...fig.5.15).

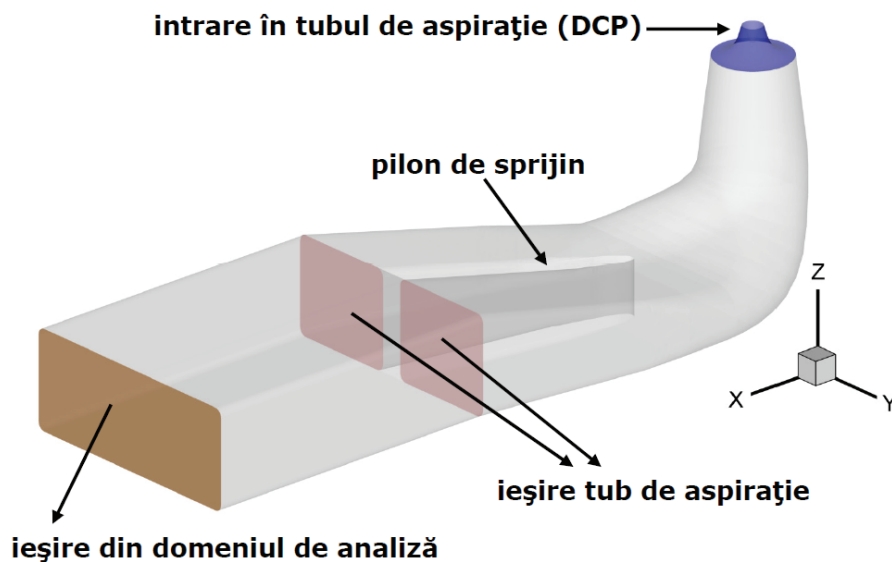


Fig.5.16. Geometria tubului de aspirație

Secțiunea de intrare în conul tubului de aspirație coincide cu secțiunea DCP (Downstream Curvilinear Probing).

Secțiunea de ieșire din tubul de aspirație corespunde cu secțiunea de măsură. De aceea, în imediata apropiere a acesteia s-a creat o suprafață pe care s-a monitorizat presiunea totală.

Domeniul de analiză este extins în aval de secțiunea de ieșire din tub conform normelor IEC [68]. Această decizie a fost luată din pricina curgerii la ieșirea din tub, care este neuniformă și poate prezenta zone de recirculare. Secțiunea pe care sunt impuse condițiile la limită de pe ieșirea din domeniu a fost deplasată în aval pentru a evita influențarea curgerii pe secțiunea de ieșire din tub.

Rețeaua de discretizare a domeniului de analiză este alcătuită din 2616280 elemente hexaedrice (fig.5.17...5.19).

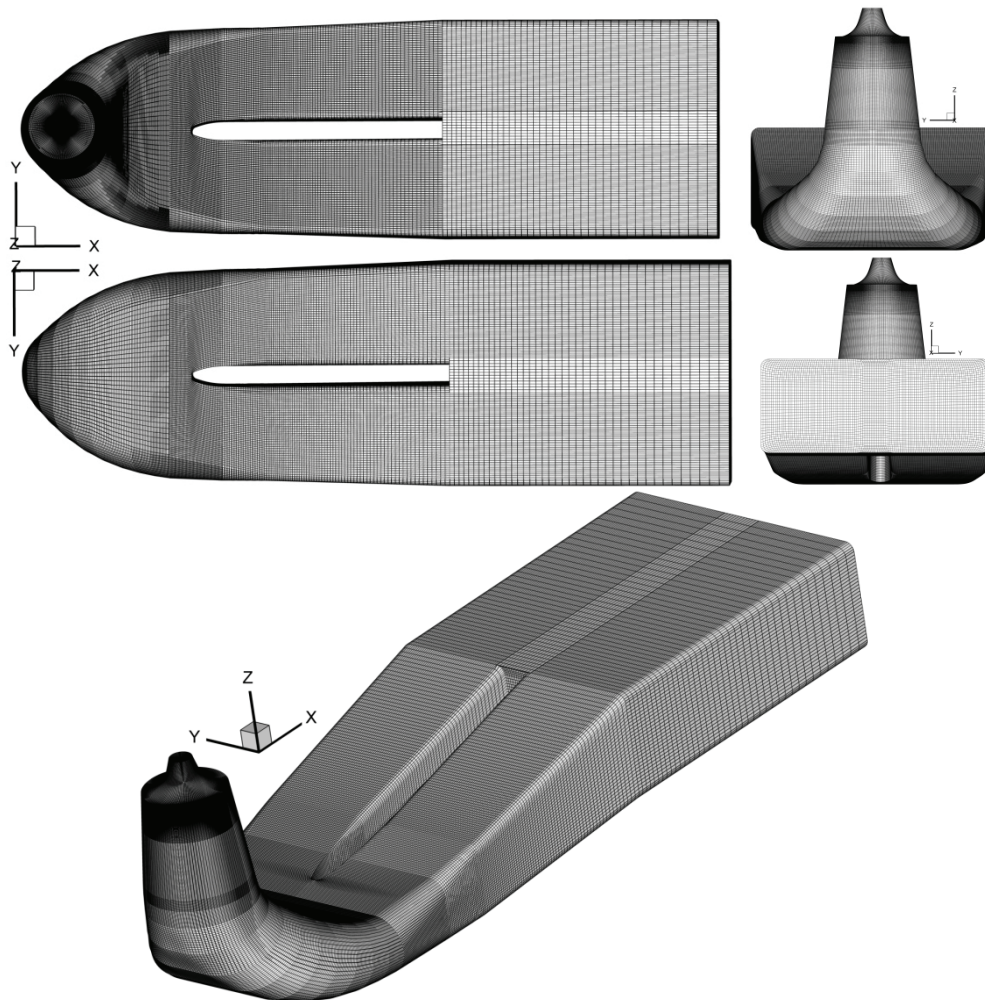


Fig.5.17. Vederi ale rețelei de discretizare a tubului de aspirație

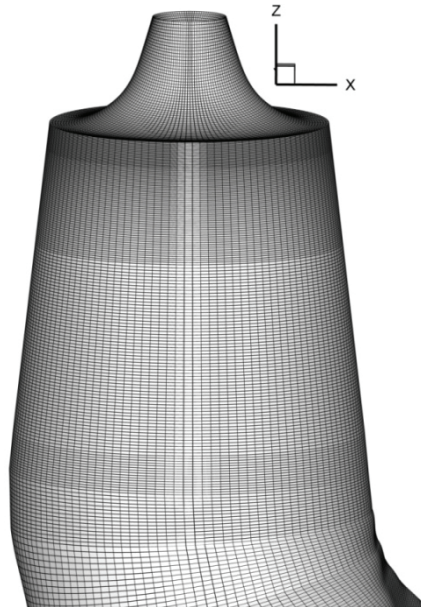


Fig.5.18. Rețeaua de discretizare a suprafeței conului tubului de aspirație

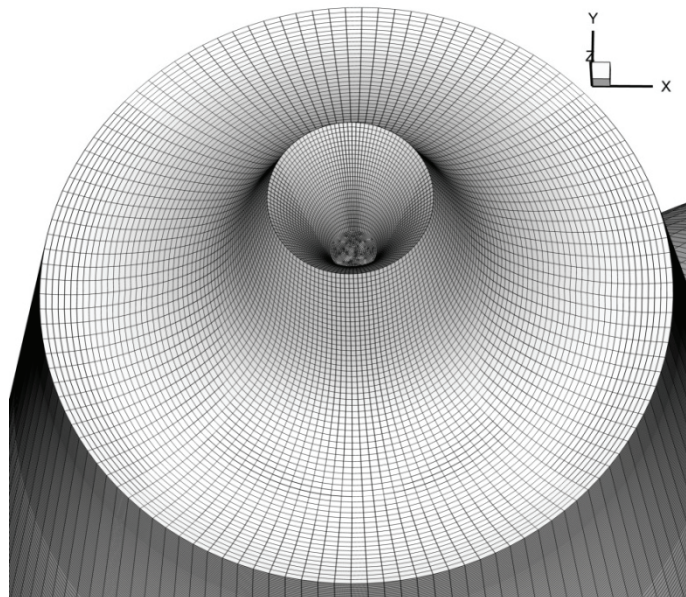


Fig.5.19. Rețeaua de discretizare a suprafeței de intrare în domeniul tubului de aspirație

Profilele de viteză prezentate în fig.4.13 sunt folosite ca și condiții de intrare pentru calculul curgerii 3D nestaționare și turbulente. S-a ales un model SAS (Scale Adaptive Simulation) deoarece surprinde mai bine instabilitățile curgerii comparativ cu modelele bazate pe aproximările URANS. Oricum, investigațiile numerice din tub sunt limitate doar la evaluarea pierderilor hidraulice.

Pierderile în tubul de aspirație sunt definite ca diferența presiunii totale între secțiunea de intrare și cea de ieșire din tubul de aspirație (fig.5.16), definită în formă adimensională $h_{DT} \equiv \Delta p_{tot} / (\rho V_{ref}^2 / 2)$, similar cu coeficientul de cădere (energie al turbinei).

Pierderile hidraulice calculate pentru tubul de aspirație în funcție de coeficientul de debit sunt prezentate în fig.5.20. Poate fi observat faptul că cele două curbe au o alură similară. Acest fapt duce la următoarea concluzie: modelul matematic simplificat al curgerii cu rotație în această variantă surprinde comportamentul tubului de aspirație atunci când debitul de funcționare al turbinei se schimbă.

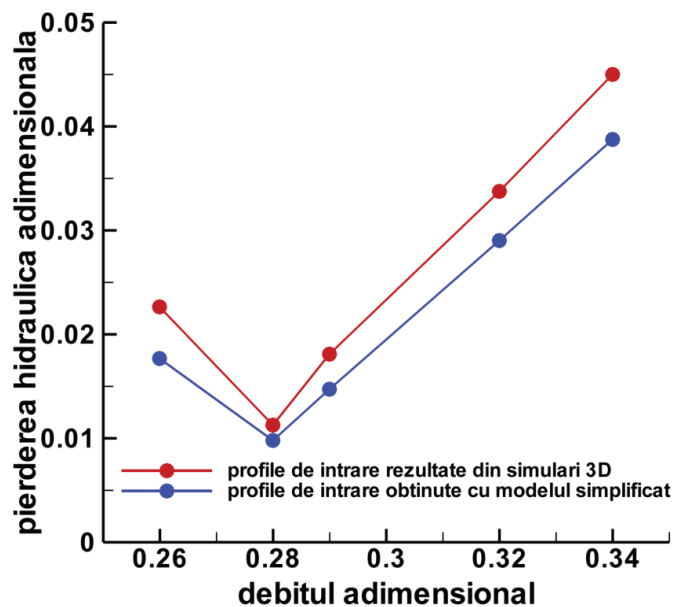


Fig.5.20. Pierderile hidraulice în tubul de aspirație funcție de coeficientul de debit

Profilele de viteză simplificate, fără strat limită, generate de modelul matematic simplificat nevâscos duc la o sub-estimare a pierderilor hidraulice.

5.3. Concluzii referitoare la calculul curgerii în tubul de aspirație

În prezentul capitol s-a prezentat calculul curgerii în două tuburi de aspirație cotite.

Pentru prima versiune s-au făcut simulări numerice pentru doisprezece regimuri de funcționare. S-au folosit trei variante de profile de viteză pentru fiecare regim: una determinată din simulări numerice (notată cu 3D), și două determinate pe cale analitică folosindu-ne de algoritmul matematic (Q2D, Q3D). În total s-au executat 36 de simulări numerice.

Pentru cea de-a doua versiune s-au făcut simulări pentru 5 regimuri de funcționare, unde s-au folosit două tipuri de profile, unul determinat din simulări

numerice 3D, și celălalt determinat cu ajutorul algoritmului matematic, în total făcându-se un număr de 10 simulări.

Pentru ambele versiuni s-au calculat pierderile hidraulice în tubul de aspirație, comparându-se valorile acestora pentru fiecare tip de profil, la fiecare regim de operare, evaluând astfel acuratețea modelului matematic în cele două variante ale sale.

Pentru punerea în evidență a curgerii în conul și cotul tubului de aspirație s-a reprezentat câmpul vitezei meridionale într-un plan meridian.

6. HIDRODINAMICA NESTAȚIONARĂ A TUBULUI DE ASPIRAȚIE

În prima parte a capitolului este expus un rezumat cu referire la hidrodinamica nestaționară a curgerii în tubul de aspirație, unde sunt enunțate diverse observații, raționamente și concluzii rezultate în urma studiului curgerii a diferitor cercetători de-a lungul timpului.

În cea de-a doua parte este detaliată simularea numerică a curgerii în tubul de aspirație. Este reprezentat domeniul de analiză și sunt enumerate condițiile pe frontieră impuse. Pe lângă acestea, sunt scrise ecuațiile care guvernează curgerea vâscoasă tridimensională și nestaționară (ecuația de continuitate și ecuațiile Navier-Stokes). Alegerea modelului de turbulență este și ea argumentată, împreună cu prezentarea unor abordări ale modelării turbulenței.

Principalele rezultate care provin din simularea numerică sunt pulsațiile de presiune în tubul de aspirație pentru secțiunea de intrare și cea de ieșire și vizualizarea curgerii cu vârtej prin două forme, mai precis reprezentarea *criteriului Q* (*Q* criterion) și a *filamentului de vârtej* (vortex core).

Unul din scopurile analizei numerice a curgerii nestaționare este evaluarea și validarea ultimei variante ale modelului matematic prezentat în capitolul anterior.

6.1. Scurtă sinteză a nestaționarității curgerii

Curgerea în conul tubului de aspirație al turbinelor Francis la regimuri de funcționare parțiale este un fenomen hidrodinamic complex. O curgere cu rotație staționară axial-simetrică se transformă într-un câmp hidrodinamic tridimensional nestaționară cu un vârtej elicoidal cu mișcare de precesie (vârtejul funie). Asociată acestora sunt pulsațiile de presiune ce pot deveni periculoase. Posibilele consecințe ale acestora au fost descrise pe larg în paragraful 1.5.4. (*Efecte ale instabilității curgerii*).

Nestaționaritatea nedorită și periculoasă a curgerii în turbinele hidraulice la regimuri departe de cel optim este asociată cu pierderea stabilității curgerii cu rotație decelerată în aval de rotor (vortex breakdown), în tubul de aspirație al turbinei, fenomen descris de Escudier în [36]. Fenomenul beneficiază de o largă literatură de specialitate.

O sinteză legată de acesta este prezentată de Lucca Negro și O'Doherty în [83]. Lucrarea relatează studiile efectuate pe o perioadă de aproximativ 45 de ani.

Și în zilele noastre acestui fenomen i se acordă o importanță deosebită, cu atât mai mult, cu cât turbinele hidraulice, datorită cererii variate de energie, dar și a fluctuațiilor date în sistemul energetic de exploatarea energiilor regenerabile sunt obligate să funcționeze departe de punctul optim de funcționare. În continuare se va prezenta o trecere în revistă a câtorva cercetări și la unele concluzii la care s-au ajuns de-a lungul timpului.

În aval de rotorul turbinelor cu reacțiune, pulsațiile de presiune pot fi considerate de multe ori, o chestiune alarmantă deoarece acestea pot produce vibrații mecanice, fluctuații de putere și alte efecte indesezirabile. În bogata literatură de specialitate referitoare la această temă, majoritatea studiilor sunt preocupate de pulsațiile de presiune în tubul de aspirație al turbinelor de tip Francis, în special pulsațiile apărute la sarcină parțială, conform cu Döerfler și Ruchonnet [31].

În aceeași lucrare [31], Döerfler și Ruchonnet prezintă o metodă statistică de analiză a pulsațiilor de presiune în tubul de aspirație. Printre altele, prezintă și o distribuție a componentelor pulsației și a pierderilor în funcție de debit raportat la debitul optim. Acestea sunt obținute pe cale experimentală.

Componentele pot fi separate, deoarece diferă din punctul de vedere al relațiilor spațiale și prin modul de propagare.

Pulsația este compusă din două fenomene diferite care apar simultan și cu aceeași frecvență. Distribuția amplitudinii și fazei fluctuațiilor de presiune de pe suprafața conului tubului de aspirație poate fi explicată doar în cazul în care se face distincție între pulsația sincronă și cea asincronă. Termenii de sincron și asincron se referă la comportamentul fazei în jurul circumferinței tubului de aspirație, nu la frecvența fenomenului, care este o mică parte din viteza de rotație a rotorului.

Componenta sincronă are aceeași amplitudine și fază în toate locațiile de pe o anumită secțiune transversală. Componenta asincronă este un tipar al presiunii ce se rotește în jurul circumferinței tubului de aspirație, iar perioada corespunde circumferinței.

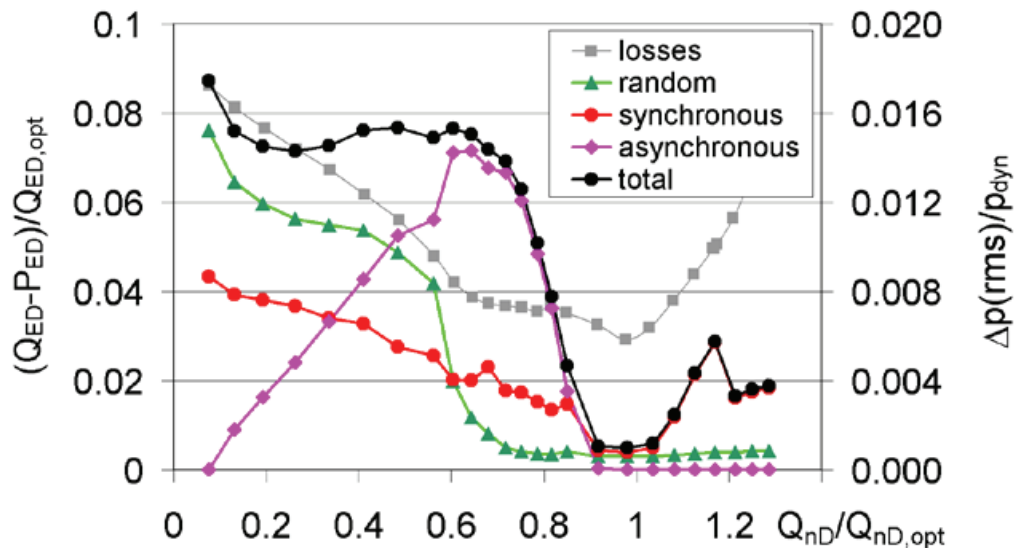


Fig.6.1. Distribuția componentelor pulsațiilor (scara din dreapta) și pierderile hidraulice (scara din stânga), Döerfler și Ruchonnet [31]

Mărimile prezentate în fig.6.1 sunt:

- pierderile hidraulice (losses),
- componenta aleatoare a pulsației (random),
- componenta sincronă a pulsației (synchronous),
- componenta asincronă a pulsației (asynchronous),
- pulsația totală (total).

Analizând graficul din fig.6.1 se poate observa evoluția pierderilor și a componentelor pulsației presiunii pentru o plajă largă de regimuri (de la debit parțial până la suprasarcină.)

În teza sa de doctorat [32], Döerfler a împărțit tipul de perturbații ale curgerii cu rotație induse în tubul de aspirație al turbinelor Francis în trei categorii:

- *Vârtej elicoidal de rotație* (Rotating helical vortex): acest model al curgerii conține cel puțin un filament de vârtej, al cărei axă centrală se rotește cu o viteză uniformă în jurul axei tubului de aspirație. Frecvența acestei precesii rămâne aproximativ constantă pe o gamă largă a coeficientului de cavitație și a ratei de injecție a aerului.
- *Vârtej elicoidal instabil* (Unstable helical vortex): în domeniul unde există o curgere cu rotație mică la ieșire, în unele turbine este posibilă observarea unei secvențe neregulate a două tipare de curgere diferite, cel puțin unul dintre ele fiind al unui vârtej elicoidal.
- *Vârtej simetric pulsator* (Pulsating symmetric vortex): un vârtej simetric cu un nucleu cavitant ocupă axa tubului de aspirație; volumul cavității efectuează variații aproximativ periodice, a căror frecvență scade cu coeficientul de cavitație și crește cu cantitatea de aer.

Döerfler și alții, în capitolul doi din [33] au făcut o expunere cuprinzătoare a fenomenelor hidrodinamice legate de curgerea cu rotație. Prezența vârtejurilor este adesea cauza separațiilor curgerii și a fluctuațiilor de presiune în tubul de aspirație al turbinelor cu reacție, în special al celor de tip Francis. La punctul pentru care a fost proiectată, turbina funcționează cu o rotație mică a curgerii la intrarea în tubul de aspirație și fără desprinderi. La puncte îndepărtate (încărcare parțială și suprasarcină), debitul ce părăsește rotorul are o componentă de rotație mare. Sunt conturate mecanismele fizice care lucrează pentru a fi posibilă producerea pulsațiilor. Apariția și impactul acestora depind în principal de debit, dar și de nivelul local al presiunii, de câmpul de viteze de la ieșirea din rotor, de forma tubului de aspirație și de răspunsul dinamic al întreg circuitului hidraulic. Modelul și comportamentul instabilităților curgerii au o transformare semnificativă în funcție de regimul de funcționare. Tot din [33], în continuare se vor rezuma două idei.

- Între 0.5 și 0.85 din debitul optim există o curgere cu vârtej elicoidal (funie) cu mișcare de precesie. Pulsația de presiune este aproximativ periodică, fiind aceeași cu a vârtejului funie. Frecvența relativă a precesiei f/n este cuprinsă între 0.2 și 0.4 din frecvența de rotație a rotorului.
- Între 40...50 % din debitul optim vârtejul funie se dezintegrează. Un număr mare de vârtejuri aleatoare de dimensiuni mici iau locul unui vârtej funie singular, apărând astfel fluctuații aleatoare, care nu au o frecvență periodică distinctă.

Curgerea cu vârtej nestaționară în tubul de aspirație este asociată cu desprinderea curgerii în canalele interpaletare ale rotorului, conform Gerich și Raabe [51].

Cassidy și Falvey [20] au demonstrat că pulsațiile de presiune sunt datorate vârtejului funie. Pentru a dovedi s-au folosit de un stand pe care este posibilă generarea curgerii cu rotație. Fluidul vehiculat a fost aerul. Pentru vizualizarea vârtejului au injectat fum amonte de vanele generatoare de vârtej. Măsurătorile de presiune la perete le-au făcut prin intermediul unor senzori de presiune, iar cele de viteză folosind anemometru cu film cald.

Conform Kubota și Matsui amplitudinile maxime apar, de obicei, la 60 % din deschiderea optimă a aparatului director (la randament optim pentru căderea nominală) [78].

Rheingans [109] a demonstrat că fluctuațiile de putere sunt strâns legate de pulsațiile de presiune din tubul de aspirație. Conform tot aceluiași articol, aceste fluctuații apar pe un interval scurt al deschiderii aparatului director. Acestea dispar la deschideri foarte mici sau foarte mari ale aparatului director. De asemenea, a fost probat faptul că fluctuațiile puterii au aceeași frecvență cu pulsațiile de presiune din

tubul de aspirație pentru un interval al deschiderii aparatului director între 35...65 %. Sub valoarea de 35 % și peste valoarea de 65 % fluctuațiile puterii și pulsațiile din tub dispar. Folosindu-se de date obținute de la mai multe tipuri și mărimi de turbine, a arătat că există o dependență între viteza de rotație a turbinei și frecvența fluctuațiilor puterii, respectiv a pulsațiilor de presiune.

Dezvoltarea tehnicii de calcul a făcut posibilă extinderea capacității tehnicilor de simulare numerică a curgerilor (CFD).

Primele încercări de investigare a naturii fizice a vârtejului la sarcină parțială folosind tehnicile CFD au fost publicate începând cu anul 1999 [33]. Datorită faptului că aceste curgeri sunt dominate de structuri de vârtej, a fost dovedit faptul că modelarea turbulenței are o importanță mare în estimarea precisă [33] a acestora. În [33] sunt date exemplul două lucrări: Ruprecht și alții [114] și Sick și alții [117].

Pentru o bună predicție a curgerii în tubul de aspirație o importanță majoră o are discretizarea domeniului de analiză [125], modelarea turbulenței și distribuția vitezei la ieșirea din rotor [124].

Muntean și alții [93] au făcut analize numerice turbulente nestaționare într-un difuzor conic folosindu-se de codurile expert Fluent și OpenFOAM. Principalul obiectiv a fost investigarea numerică a curgerii într-un tub de aspirație drept, pentru o mai bună înțelegere a fizicii curgerii tridimensionale cu rotație, precum și modul în care pulsațiile de presiune sunt asociate vârtejului funie cu mișcare de precesie.

Stuparu și Susan-Resiga [126] și-au propus să studieze originea fluctuațiilor sincrone de presiune într-un difuzor axial-simetric drept. Ei execută un experiment numeric folosind un tub de aspirație surogat axial-simetric, la intrare curgerea corespunzând curgerii de la ieșirea dintr-un rotor de turbină Francis ce operează la 70 % din debitul optim. Rezultatele numerice surprind corect vârtejul elicoidal cu mișcare de precesie (vârtejul funie), dar dezvăluie și o dinamică complexă a filamentului de vârtej. Ei arată că oscilațiile sincrone nu sunt neapărat rezultatul interacțiunii dintre vârtejul funie și cotul tubului de aspirație. Pentru a elucida mecanismul ce produce fluctuațiile sincrone ei au examinat evoluția filamentului vârtejului funie. Filamentul de vârtej este supus întinderii, ceea ce duce la o alungire a vârtejului funie, urmată de o rupere bruscă a acestuia. Segmentul filamentului atașat coroanei rotorice sare spre înapoi. După aceea procesul se reia.

6.2. Simularea numerică a curgerii nestaționare, tridimensionale și turbulente în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice

Calculul și analiza nestaționară a curgerii s-a făcut pentru varianta a II-a a tubului de aspirație. O parte din detalii au fost prezentate și în capitolul anterior. În continuare, cele considerate importante s-au reluat, detaliindu-se unele aspecte considerate a fi esențiale.

6.2.1. Domeniul de analiză pentru tubul de aspirație și rețeaua de discretizare

Pe acest domeniu de analiză considerăm trei secțiuni ca fiind cele mai importante.

Secțiunea de intrare este o suprafață de revoluție a cărei generatoare este o curbă aproximativ echidistantă de bordul de fugă al paletelor rotorice. Prezenta secțiune este notată cu acronimul DCP (Downstream Curvilinear Probing).

Secțiunea de ieșire din tubul de aspirație este cea de pe care ne interesează semnalul presiunii totale, de aceea foarte aproape de ea a fost creată o secțiune pe care s-a monitorizat această mărime. S-a luat această măsură pentru a nu fi influențat semnalul de presiune de posibilele desprinderi de la ieșirea din tub.

Secțiunea de ieșire din domeniul de analiză este deplasată în aval pentru a fi eliminată influența calculului curgerii la ieșirea din tubul de aspirație.

Cele trei secțiuni sunt puse în evidență pe reprezentarea din fig.5.16. În fig.6.2 este dispusă o vedere a acestui tub. Tot aici poate fi văzută și întinderea domeniului de analiză de-a lungul axelor ortogonale X, Y și Z.

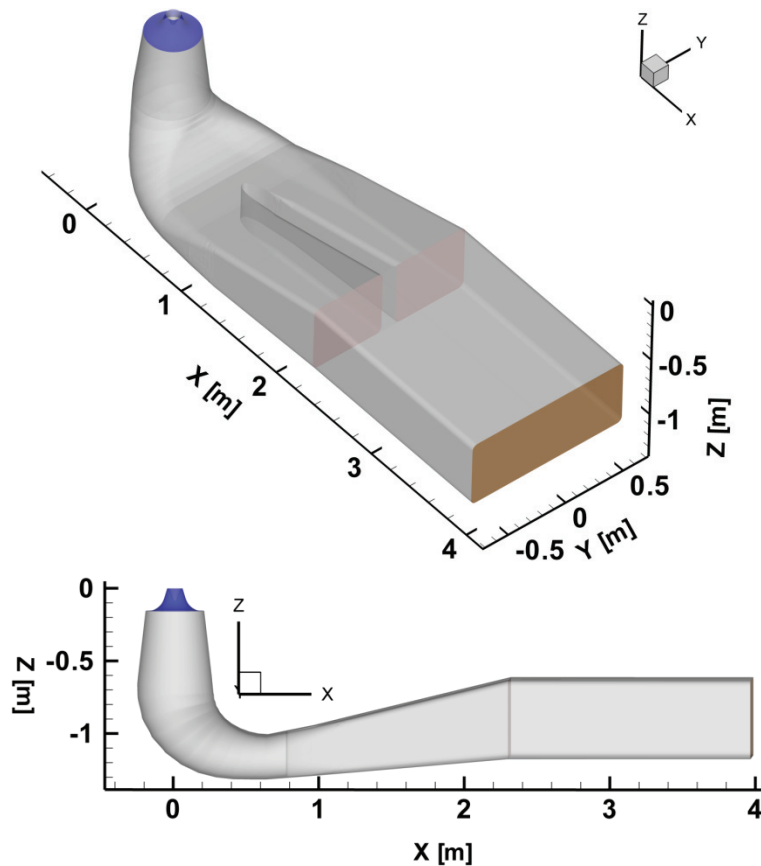


Fig.6.2. Vederi ale geometriei domeniului tubului de aspirație

Reamintim că rețeaua de discretizare are în componență 2616280 elemente hexaedrice. Deoarece a fost prezentată în detaliu anterior, în fig.6.3 este afișată doar o singură vedere a acestei discretizări.

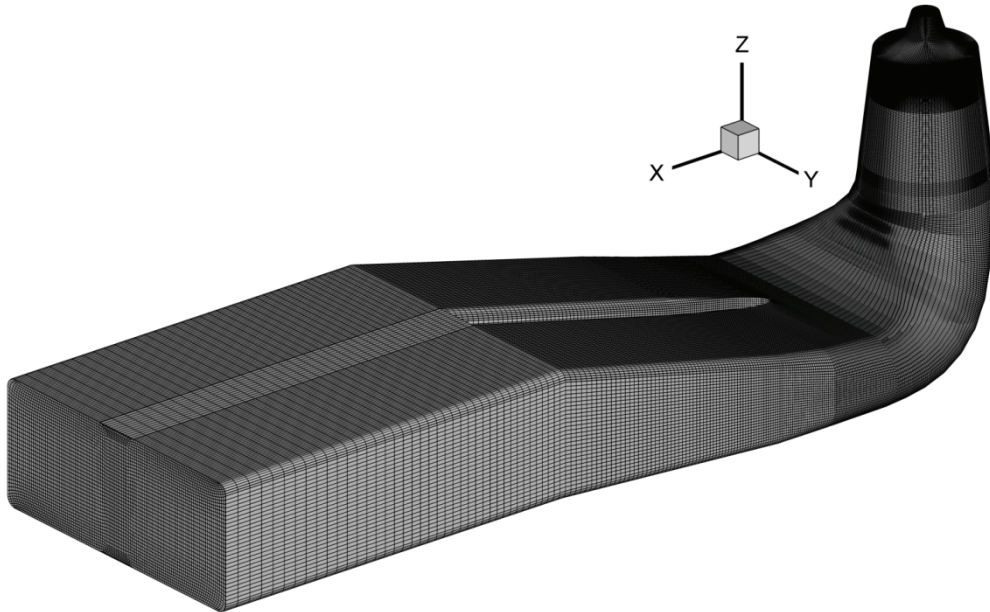


Fig.6.3. Rețeaua de discretizare a domeniului tubului de aspirație

6.2.2. Condiții pe frontieră

Condițiile pe frontieră (fig.6.4) impuse sunt:

- pe secțiunea de intrare s-a impus profilul de viteză (Velocity Inlet) și cel de turbulență (energia cinetică turbulentă - k , rata de disipație specifică - ω),
- pe secțiunea de ieșire din tubul de aspirație s-a impus condiția de suprafață interioară (Interior),
- pe secțiunea de ieșire din domeniul de analiză a fost impusă condiția de presiune (Pressure outlet),
- pereții tubului de aspirație au fost considerați ca fiind suprafețe impenetrabile (Wall).

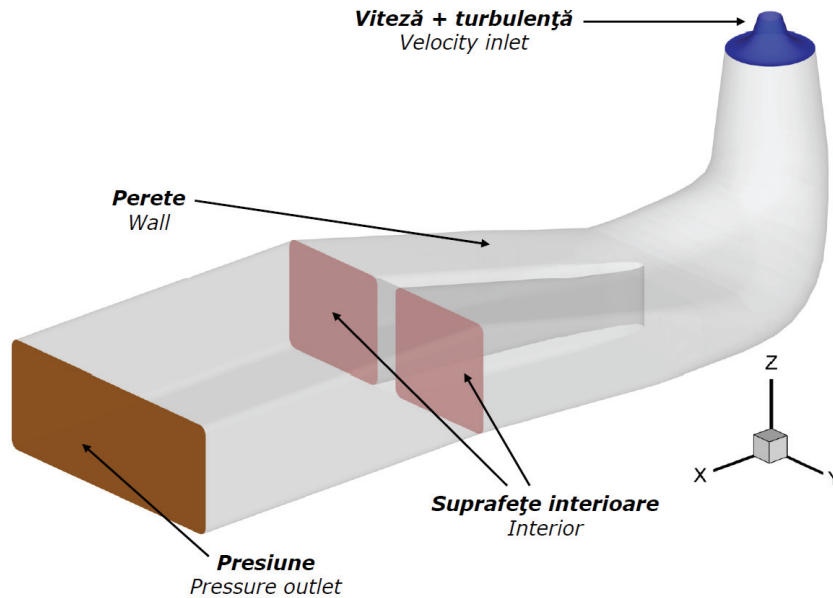


Fig.6.4. Condițiile pe frontieră impuse

6.2.3. Ecuațiile care guvernează curgerea. Modelul de turbulență

Domeniul de calcul al tubului de aspirație a fost investigat tridimensional. Calculul curgerii folosind codul expert de simulare numerică Fluent va fi realizat cu ajutorul ecuațiilor care guvernează curgerea tridimensională și vâscoasă. Aceste ecuații sunt prezentate în continuare.

6.2.3.1. Ecuațiile care guvernează curgerea tridimensională netaționară a fluidului vâscoș

Ecuațiile care guvernează curgerea sunt ecuația de continuitate și ecuația Navier – Stokes. Hofmann și alții, în [61] prezintă și aceste ecuații în diferite forme. În continuare, ecuațiile sunt preluate din sursa anterior menționată.

În format vectorial, ecuația de continuitate are forma:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (6.1)$$

În coordonate carteziene se poate scrie:

$$\frac{\partial V_x}{\partial X} + \frac{\partial V_y}{\partial Y} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \quad (6.2)$$

unde:

- \vec{V} este vectorul vitezei,
- V_x, V_y, V_z [m/s] sunt componentele vitezei,
- X, Y, Z [m] sunt coordonatele carteziene.

Ecuția de continuitate descrie conservarea masei, care este necesară în cazul curgerii fluidelor.

Ecuția Navier – Stokes în formă vectorială:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \vec{\mathbf{V}} \right) + \nabla \cdot \left(\rho \vec{\mathbf{V}} \vec{\mathbf{V}} \right) = \rho \vec{\mathbf{f}} - \nabla P + \nabla \cdot \vec{\boldsymbol{\tau}} \quad (6.3)$$

unde:

- ρ [kg/m³] este densitatea apei,
- $\vec{\mathbf{f}}$ [m / s²] este accelerația forțelor masice,
- P [Pa] reprezintă presiunea statică,
- $\vec{\boldsymbol{\tau}}$ simbolizează tensorul tensiunilor vâscoase.

În forma conservativă, pentru un sistem de coordonate cartezian, poate fi scrisă pe componente, după cum urmează în ecuațiile (6.4), (6.5), (6.6).

- După X

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V_x) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x^2 + P) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_x V_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_x V_z) = \\ \rho f_x + \frac{\partial}{\partial x} \tau_{xx} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yx} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zx} \end{aligned} \quad (6.4)$$

- După Y

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V_y) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x V_y) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_y^2 + P) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_y V_z) = \\ \rho f_y + \frac{\partial}{\partial x} \tau_{xy} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yy} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zy} \end{aligned} \quad (6.5)$$

- După Z

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V_z) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x V_z) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_y V_z) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z^2 + P) = \\ \rho f_z + \frac{\partial}{\partial x} \tau_{xz} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yz} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zz} \end{aligned} \quad (6.6)$$

Componentele tensorului tensiunilor pentru un fluid incompresibil în coordonate carteziane (X, Y, Z) sunt prezentate în continuare:

$$\begin{aligned}
\tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial V_x}{\partial X} + \lambda \nabla \cdot \vec{\mathbf{V}} = 2\mu \frac{\partial V_x}{\partial X} \\
\tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial V_y}{\partial Y} + \lambda \nabla \cdot \vec{\mathbf{V}} = 2\mu \frac{\partial V_y}{\partial Y} \\
\tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial V_z}{\partial Z} + \lambda \nabla \cdot \vec{\mathbf{V}} = 2\mu \frac{\partial V_z}{\partial Z} \\
\text{unde } \nabla \cdot \vec{\mathbf{V}} &= \frac{\partial V_x}{\partial X} + \frac{\partial V_y}{\partial Y} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} \\
&\left(\text{in cazul fluidelor incompresibile } \nabla \cdot \vec{\mathbf{V}} = 0 \right) \tag{6.7} \\
\tau_{xy} = \tau_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial V_x}{\partial Y} + \frac{\partial V_y}{\partial X} \right) \\
\tau_{xz} = \tau_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial V_z}{\partial X} + \frac{\partial V_x}{\partial Z} \right) \\
\tau_{yz} = \tau_{zy} &= \mu \left(\frac{\partial V_y}{\partial Z} + \frac{\partial V_z}{\partial Y} \right)
\end{aligned}$$

unde

- μ [Pa·s] este vâscozitatea dinamică moleculară a lichidului.
- λ este vâscozitatea volumică a fluidului

Vâscozității dinamice moleculare a fluidului i se adaugă așa-zisa vâscozitate turbulentă μ_t , astfel $\mu \rightarrow \mu + \mu_t$ în cazul modelării curgerii turbulente.

Ecuțiile Navier-Stokes pentru un fluid incompresibil cu proprietăți constante scrise după componente:

- După componenta X

$$\rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial Z} \right) = \rho f_x - \frac{\partial P}{\partial X} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial Z^2} \right) \tag{6.9}$$

- După componenta Y

$$\rho \left(\frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial Z} \right) = \rho f_y - \frac{\partial P}{\partial Y} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial Z^2} \right) \tag{6.10}$$

- După componenta Z

$$\rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial X} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial Y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right) = \rho f_z - \frac{\partial P}{\partial Z} + \mu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial Z^2} \right) \tag{6.11}$$

6.2.3.2. Modelul de turbulență ales

Modelele de turbulență sunt folosite la rezolvarea ecuațiilor ce guvernează curgerea.

Curgerile turbulente sunt caracterizate prin câmpuri de viteze fluctuante stocastic.

În prezent nu există un model de turbulență acceptabil pentru orice mișcare turbulentă. Toate modelele cunoscute prezintă limite care restrâng gama domeniului lor de aplicabilitate conform, Dănilă și Berebente [26]. De aceea este necesar, în cazul calculului (simulării) curgerilor, să alegem modelul de turbulență potrivit curgerilor care sunt supuse studiului.

Există diferite abordări ale calculului fluctuațiilor. În continuare sunt prezentate o parte din variantele acestora.

- *Simularea numerică directă* – DNS (Direct Numerical Simulation)

În aceasta ecuațiile Navier – Stokes sunt rezolvate fără a introduce nici un model de turbulență (ipoteze empirice). Acest lucru înseamnă că trebuie rezolvată întreaga gamă de scări spațiale și temporale ale turbulențelor. Costul de calcul folosind DNS este foarte mare. Pentru numere Reynolds întâlnite în majoritatea aplicațiilor industriale resursele de calcul depășesc capacitatea celor mai puternice calculatoare din prezent. Totuși, este un instrument util pentru cercetarea fundamentală a turbulenței [159]. Este un model scump, iar în prezent poate fi aplicat doar la curgeri cu număr Reynolds mic, în curgeri peste geometrii simple [164].

- *Modele bazate pe ecuațiile Navier-Stokes mediate Reynolds* – RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes)

Aceste modele se bazează pe ecuațiile obținute prin medierea ecuațiilor în timp, după o coordonată unde curgerea nu variază.

Există o varietate de modele de acest fel. Câteva exemple ar fi: *Spalart – Allmaras* (model cu o ecuație); diferite variante pentru modelele cu două ecuații $k-\varepsilon$ și $k-\omega$; modelul tensiunilor Reynolds *RSM* (Reynolds Stress Model).

- *Simularea vârtejurilor mari* – LES (Large Eddy Simulation)

Modelul a fost propus de către Joseph Smagorinsky în anul 1963 pentru a simula curenții atmosferici de aer [119]. În LES vârtejurile mari (mișcările de anvergură) sunt calculate în mod direct, pe când cele de scară mică sunt modelate, rezultând o reducere semnificativă a costurilor de calcul comparativ cu DNS [164]. Pentru separa scările mari de cele mici, LES se bazează pe definirea unei funcții de filtrare, conform Piomelli [106].

- *Simularea vârtejurilor detașate* – DES (Detached Eddy Simulation)

Modelul a fost propus în 1997 și utilizat în 1999. Este o metodă hibridă între RANS și LES. O definiție a acestui model poate fi următoarea: stratul limită este tratat cu un model RANS, iar regiunile unde există desprinderi masive sunt tratate cu LES. Spațiul dintre aceste două regiuni este cunoscut sub numele de zona gri. Această zonă poate fi problematică dacă apar desprinderi bruște date de obicei de geometrie. Trecerea de la un model la altul nu este pe zone, ceea ce duce la o trecere lină de la valorile calculate cu RANS la cele calculate cu LES [121]. Regiunile au nevoie de o discretizare diferită. Acest model poate da rezultate incorecte dacă rețeaua de discretizare este prea groabă sau pasul de timp este prea mare [122].

- *SAS (Scale Adaptive Simulation) cuplat cu $k-\omega$ SST*

Conform Menter și Egorov, una din cele mai interesante caracteristici ale abordării SAS este că pentru curgerile instabile, modelul se schimbă lin de la unul de tip LES, trecând prin diverse etape ale soluționării vârtejurii, întorcându-se la un

model RANS, bazat pe un pas de timp specificat [88]. Acest model a fost testat pe două coduri comerciale în diferite cazuri-test. Un set convingător de exemple concludente se găsește în [34]. Davidson [27], [28] compară modelul *SST – SAS* cu un model standard *SST – URANS*, și ajunge la concluzia că fluctuațiile rezolvate cu *SST – SAS* sunt mult mai mari comparativ cu *SST – URANS*.

A fost identificat ca fiind o bună opțiune pentru tipul de curgeri cu instabilități auto-induse investigate în cadrul proiectului PN-II-ID-PCE-2012-4-0634 "Instabilități auto-induse ale curgerii cu rotație în turbinele hidraulice la regimuri departe de regimul optim", din care doctorandul face parte. S-a ajuns la această concluzie după ce s-au investigat o serie de modele de turbulență, unde s-a urmărit o concordanță calitativă cu observațiile experimentale, dar și o concordanță cantitativă referitoare la fluctuațiile de presiune la perete [135].

În continuare, pentru modelul *k- ω* , dar și pentru modelele derivate *k- ω BSL* și *k- ω SST* se vor prezenta ecuațiile care stau la baza acestora. Este descris și modelul *k- ω BSL* deoarece *k- ω SST* este o evoluție a acestuia. S-a luat această decizie întrucât modelul *SAS*, care a fost folosit la calculul curgerii nestaționare în tubul de aspirație este cuplat cu modelul *k- ω SST*. De asemenea, *k- ω SST* a fost folosit și în toate simulările staționare în domeniile de analiză ale rotorului și distribuitorului făcute anterior. Se amintește foarte scurt de modelul de turbulență *k- ϵ* deoarece apare în diferite combinații cu *k- ω* . Hofmann și Chiang [62] descriu într-un mod foarte amplu modelele de turbulență. Modelul *k- ω* și variantele sale (*BSL* și *SST*) prezentate în continuare provin din [62].

- Modelul cu două ecuații *k- ϵ*

Unul din cele mai des utilizate modele de turbulență este *k- ϵ* . Primele studii asupra acestui model au fost făcute încă din jurul anului 1945. Referința de bază a acestui model este lucrarea lui Jones și Launder [69]. În prezent modelul Jones-Launder este cunoscut drept modelul standard.

- Modelul cu două ecuații *k- ω*

Modelul include o ecuație pentru energia cinetică turbulentă *k* și o a doua pentru rata specifică de disipație ω . Există o diversitate de versiuni ale acestui model. În continuare este prezentat modelul lui Wilcox [160].

Ecuatia energiei cinetice turbulente este

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma^* \mu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega k \quad (6.12)$$

și a ratei specifice de disipație este:

$$\rho \frac{d\omega}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma \mu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (6.13)$$

Vâscozitatea turbulentă este determinată de:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (6.14)$$

și relațiile auxiliare sunt:

$$\epsilon = \beta^* \omega k \quad (6.15)$$

$$\ell = \frac{k}{\omega} \quad (6.16)$$

Constantele folosite în ecuațiile (6.12) și (6.13) sunt:

$$\alpha = \frac{5}{9} \quad \beta = \frac{3}{40} \quad \beta^* = \frac{9}{100} \quad \sigma = \frac{1}{2} \quad \sigma^* = \frac{1}{2}$$

Combinajii între modelele de turbulență $k-\varepsilon$ și $k-\omega$:

Modelul de turbulență $k-\omega$ funcționează bine și este superior lui $k-\varepsilon$ în cadrul substratului laminar și în zona logaritmică a stratului limită. Dar acest model s-a dovedit a fi influențat puternic de valoarea lui ω în afara stratului limită. De aceea, $k-\omega$ nu este considerat ideal în zona de curgere secundară (recirculare) a stratului limită. Pe de altă parte, $k-\varepsilon$ este superior în zona externă stratului limită și în zona curgerilor secundare, dar este inferior în zona interioară a stratului limită.

Pentru a include cele mai bune caracteristici ale fiecărui model de turbulență, Menter [86] a combinat diferite elemente ale celor două modele pentru a crea un nou model de turbulență cu două ecuații. Acest tip înglobează modelul $k-\omega$ în zona interioară a stratului limită, și trece la modelul $k-\varepsilon$ în afara stratului limită, dar și în zona curgerii secundare a acestuia. Două versiuni ale acestui model introduse de Menter sunt denumite BSL (Baseline), respectiv SST (shear-stress transport).

A fost demonstrat faptul că modelul SST funcționează bine în prezicerea curgerilor cu gradienti adversi de presiune.

Modelul cu două ecuații combinat $k-\varepsilon / k-\omega$ este dat de

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega k \quad (6.17)$$

și

$$\rho \frac{d\omega}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1-F_1) \rho \sigma_\omega \omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (6.18)$$

unde producția turbulenței va fi definită de

$$P_k = \tau \frac{\partial V_{xi}}{\partial Y_j} \quad (6.19)$$

și

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial V_{xi}}{\partial X_j} + \frac{\partial V_{xj}}{\partial X_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial V_{xk}}{\partial X_k} \right) - \frac{2}{3} k \rho \delta_{ij} \quad (6.20)$$

Constantele ce apar în ecuațiile (6.17) și (6.18) sunt exprimate într-o formă generală compactă:

$$\emptyset = F_1 \emptyset_1 + (1-F_1) \emptyset_2 \quad (6.21)$$

unde \emptyset_1 reprezintă constantele asociate modelului $k-\omega$ și \emptyset_2 reprezintă constantele asociate modelului $k-\varepsilon$.

Diferența dintre modelul BSL și SST constă în definirea vâscozității turbulente și a specificației constantelor.

- *BSL (Baseline model)*

Vâscozitatea turbulentă pentru modelul de bază este definită de

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (6.22)$$

și constantele pentru \emptyset sunt stabilite după cum urmează.

Valorile constantelor pentru setul \varnothing_1 sunt specificate în conformitate cu

$$\begin{aligned}\sigma_{k1} &= 0.5, & \sigma_{\omega 1} &= 0.5, & \beta_1 &= 0.075 \\ \beta^* &= 0.09, & k &= 0.41 \\ \gamma_1 &= \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 1} k^2 / \sqrt{\beta^*}\end{aligned}$$

Constantele pentru \varnothing_2

$$\begin{aligned}\sigma_{k2} &= 1.0, & \sigma_{\omega 2} &= 0.856, & \beta_2 &= 0.0828 \\ \beta^* &= 0.09, & k &= 0.41 \\ \gamma_2 &= \frac{\beta_2}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2} k^2 / \sqrt{\beta^*}\end{aligned}$$

În plus, se folosesc următoarele definiții:

$$F_1 = \operatorname{Tanh}\left(\operatorname{arg}_1^4\right) \quad (6.23)$$

$$\operatorname{arg}_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500v}{\omega y^2} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right] \quad (6.24)$$

unde y este distanța față de cea mai apropiată suprafață, iar $CD_{k\omega}$ este partea pozitivă a termenului difuziei transversale.

$$CD_{k\omega} = \max \left[2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial X_j} \frac{\partial \omega}{\partial X_j}, 10^{-20} \right] \quad (6.25)$$

Departate de suprafața solidă $y \rightarrow \text{mare}$, termenul arg_1 se apropie de zero din cauza lui $1/y$ și $1/y^2$. Mai mult, trei argumente se găsesc în interiorul arg_1 , reprezentând următoarele:

1) Termenul $\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}$ este lungimea scării turbulenței împărțită la y . Este egal cu 2.5 în zona logaritmică a stratului limită și se apropie de zero la marginea stratului limită.

2) Termenul $\frac{500v}{\omega y^2}$ impune ca F_1 să fie unu în regiunea substratului și $1/y$ în stratul logaritmic. ω este proporțional cu $1/y^2$ în apropierea suprafeței, și este proporțional cu $1/y^2$ în regiunea logaritmică. $\frac{1}{\omega y^2}$ va fi constant în apropierea suprafeței și se apropie de zero în stratul logaritmic.

3) Al treilea termen, $\frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2}$, este inclus pentru a preveni dependența soluției în stratul curgerii libere. Se poate demonstra faptul că limita stratului limită este abordată, arg_1 , precum și F_1 devine zero, prin urmare, modelul $k-\varepsilon$ este utilizat în această regiune.

În cazul stratului curgerii libere, următoarele condiții sunt recomandate:

$$\omega_{\infty} = m \frac{V_{x_{\infty}}}{L}, \quad \nu_{t_{\infty}} = 10^{-n}, \quad k_{\infty} = \nu_{t_{\infty}} \omega_{\infty}$$

unde

$$1 \leq m \leq 10, \quad 2 \leq n \leq 5,$$

și L este lungimea caracteristică a problemei, de exemplu, lungimea caracteristică a domeniului de calcul. La suprafața solidă, condiția pe frontieră pentru ω se stabilește în funcție de

$$\omega = 10 \frac{6\nu}{\beta_1 (\Delta y_1)^2} \quad (6.26)$$

unde Δy_1 este distanța dintre primul punct îndepărtat de perete. Această condiție la limită este specificată pentru un perete neted, și y_1^+ trebuie să fie mai mic decât trei. Pentru condiția la limită la ieșire se folosește extrapolarea.

- *SST (Shear-stress transport)*

Aici vâscozitatea turbulentă este definită de

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (6.27)$$

Unde $a_1 = 0.31$, Ω este valoarea absolută a vorticității $\Omega = \left| \partial V_y / \partial X - \partial V_x / \partial Y \right|$ și $F_2 = \text{Tanh}(arg_2^2)$

$$arg_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \nu}{\omega y^2} \right] \quad (6.28)$$

Constantele pentru σ_1 și σ_2 sunt identice cu cele din modelul BSL, cu excepția lui σ_{k1} , unde $\sigma_{k1} = 0.85$.

6.3. Configurarea solverului Fluent 15 în cazul calculului curgerii nestaționare în tubul de aspirație

- Modelul de turbulență: *SST – SAS* cuplat cu *k- ω SST*,
- Metoda de cuplare a presiunii și vitezei: *SIMPLEC*,
- Discretizarea spațială: *Least Squares Cell Based for Gradient*,
- Pentru presiune: *Second Order*,
- Pentru moment: *Bounded Central Differencing*,
- Pentru energia cinetică turbulentă: *Second Order Upwind*,
- Pentru rata de disipație specifică: *Second Order Upwind*,
- Pasul de timp: 0.000167 secunde,
- Pe intrare s-au impus profilele de viteze,
- Pe ieșire s-a impus condiția de presiune.

6.4. Rezultate. Analiza rezultatelor

Rodul acestor simulări numerice sunt pulsațiile de presiune și vizualizarea evoluției curgerii cu vârtej odată cu modificarea regimului de funcționare.

În fig.6.5...fig.6.9 sunt prezentate variația presiunii totale pe intrarea și ieșirea din tubul de aspirație.

În stânga fiecărei figuri este afișată variația semnalului presiunii totale pe intrarea și ieșirea din tubul de aspirație, semnale obținute în urma simulării numerice ale variantei în care profilele de viteze impuse la intrarea în tub au fost rezultate din simulările numerice 3D la ieșirea din rotor.

În partea dreaptă sunt afișate semnalele presiunii totale provenite în urma simulărilor numerice unde s-au impus drept condiții de intrare profilele de viteze rezultate cu ajutorul modelului matematic simplificat, de unde și notația *analitic* prezentă pe grafic.

Fiecare semnal de presiune a fost mediat. Valoarea medie a presiunii totale este, de asemenea, afișată pe grafice. Cu ajutorul acestor valori a fost posibilă calcularea pierderilor hidraulice în tubul de aspirație prezentate grafic în capitolul 5.

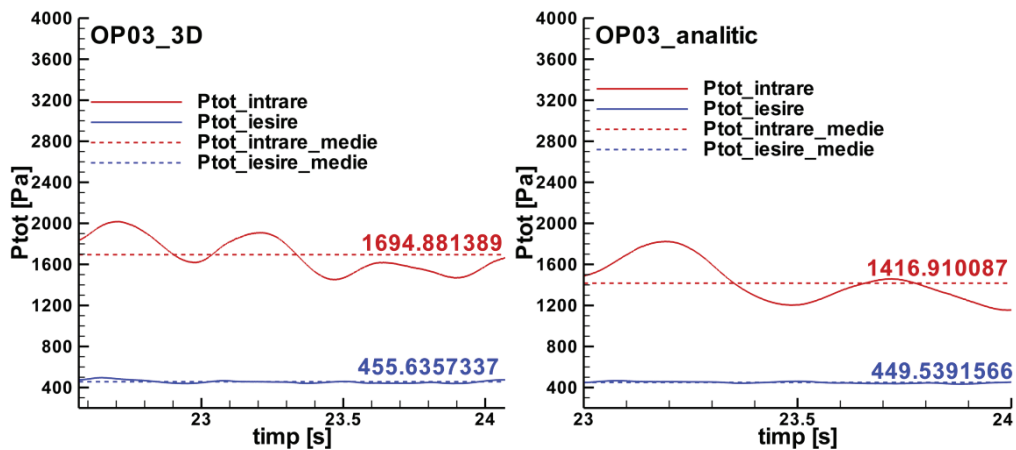


Fig. 6.5. Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.03

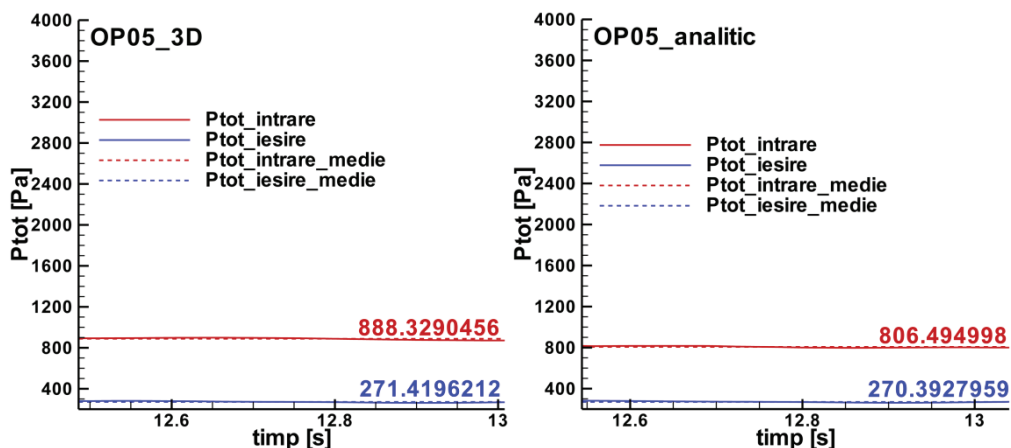


Fig. 6.6. Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.05

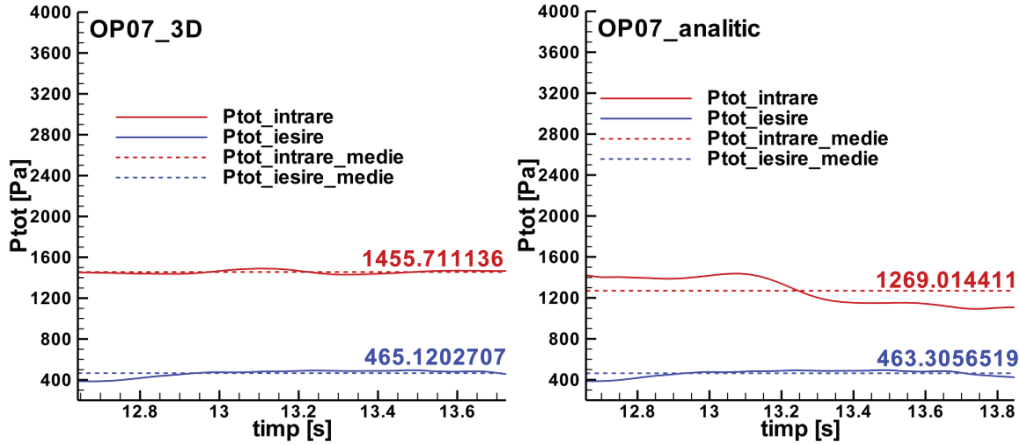


Fig. 6.7. Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.07

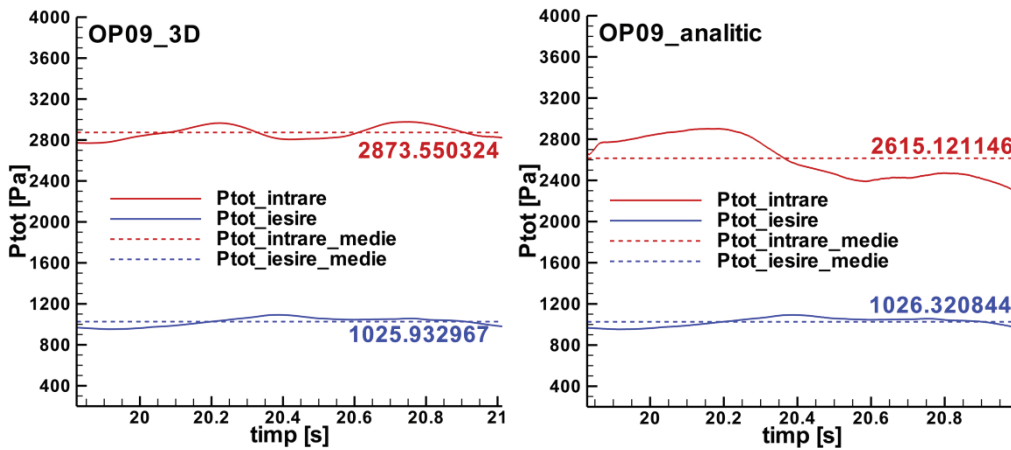


Fig. 6.8. Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.09

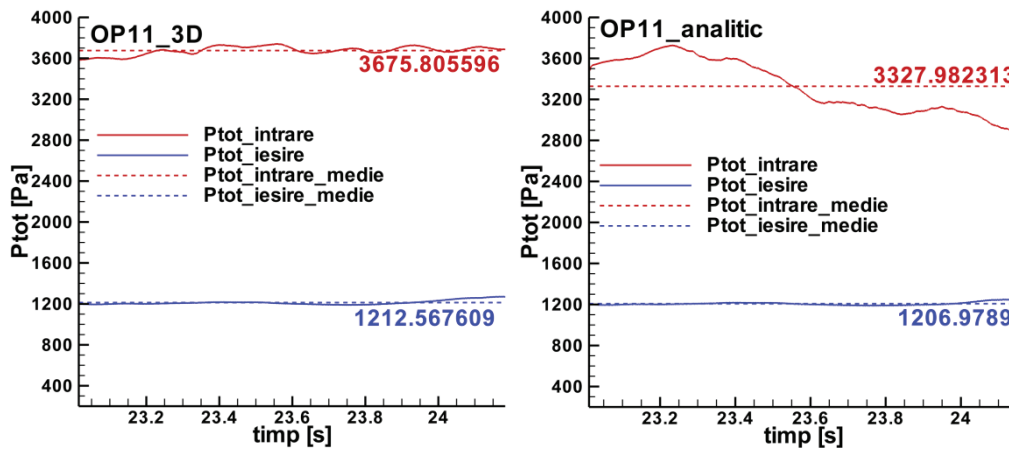


Fig. 6.9. Fluctuația presiunii totale pe secțiunile de intrare și ieșire ale tubului de aspirație corespunzătoare punctului OP.11

Identificarea vârtejurilor în fluide se poate face prin diverse feluri. Holmén, în lucrarea sa [63] prezintă o imagine de ansamblu a metodelor existente utilizate, unde sunt prezentate punctele lor forte, dar și cele slabe. De asemenea, propune o modalitate ce identifică vârtejurile direct din informațiile legate de câmpul vitezei. Unul din modelele prezentate în lucrare este *criteriul Q* (*Q* criterion).

Identificarea vârtejurilor în tubul de aspirație s-a pus în evidență prin două moduri.

Prima este prin reprezentarea *criteriului Q* (*Q*-criterion) [57].

Forma mărimii *Q* este dată de relația (6.29).

$$Q = \frac{1}{2} \left[|\Omega|^2 - |S|^2 \right] > 0 \quad (6.29)$$

unde Ω este tensorul vorticității și S este tensorul viteză de deformare.

În ordine istorică acest criteriu este primul care descrie vârtejul într-un mod tridimensional, Hunt și alții [65], și îl definește ca o regiune spațială.

În fig.6.10...6.12 se prezintă evoluția vârtejurii centrale în tubul de aspirație pe o plajă largă de funcționare, de la sarcină parțială până la suprasarcină. Este reliefată dezvoltarea vârtejurii elicoidale cu mișcare de precesie odată cu scăderea valorii debitului sub cel optim. La valoarea minimă a debitului vârtejul elicoidal interacționează puternic și cu cotul tubului de aspirație (OP01). În apropierea punctului optim de funcționare (OP07) curgerea poate fi considerată axial simetrică. Reprezentările s-au făcut folosind softul de vizualizare Tecplot [145].



OP.01



OP.03

Fig. 6.10. Vârtejul central reprezentat cu ajutorul criteriului Q (punctele OP.01 și OP.03)



OP.05



OP.07

Fig. 6.11. Vârtejul central reprezentat cu ajutorul criteriului Q (punctele OP.05 și OP.07)

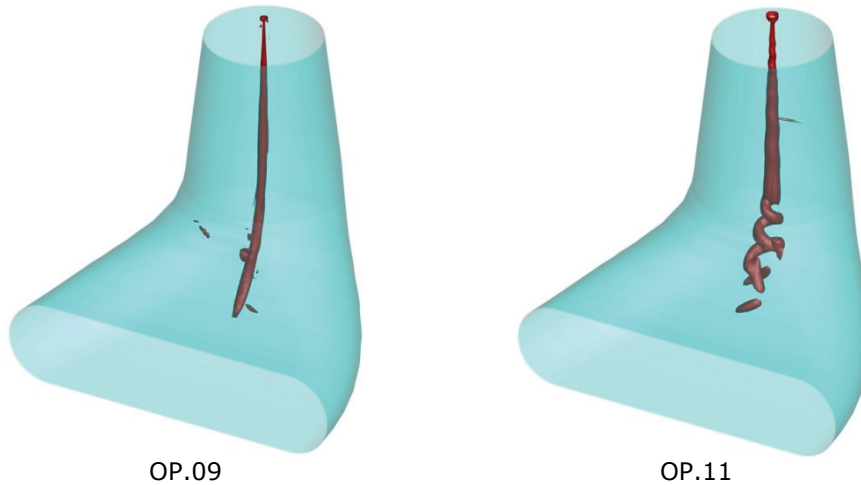


Fig. 6.12. Vârtejul central reprezentat cu ajutorul criteriului Q (punctele OP.09 și OP.11)

Cea de-a doua variantă de vizualizare s-a făcut prin reprezentarea în Tecplot a filamentului de vârtej (Vortex core), opțiune disponibilă în soft. Calculul acestei mărimi face uz de biblioteca FX MIT. FX este un instrument de grafică și vizualizare proiectat să funcționeze cu rezultatele obținute cu ajutorul CFD. Dezvoltarea acestei unelte s-a făcut de către Departamentul de Aeronautică și Astronautică din cadrul Massachusetts Institute of Technology [55]. Mai multe informații despre această bibliotecă sunt disponibile pe website-ul [46]. Subiectul legat de reprezentarea filamentului de vârtej este tratat pe larg într-o serie de articole [71], [70], [56].

Progrese suplimentare în tehnicile de extracție a filamentului de vârtej pot fi văzute în [110] și în [116].

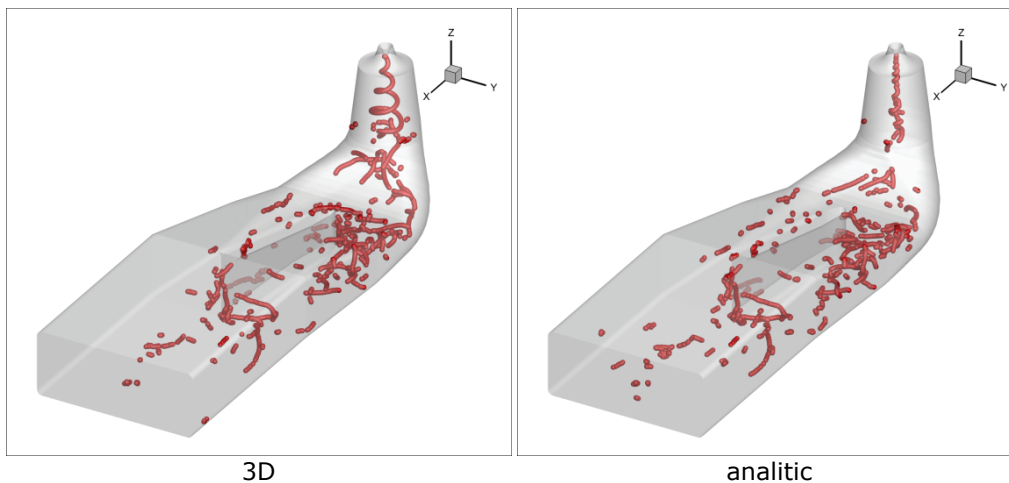
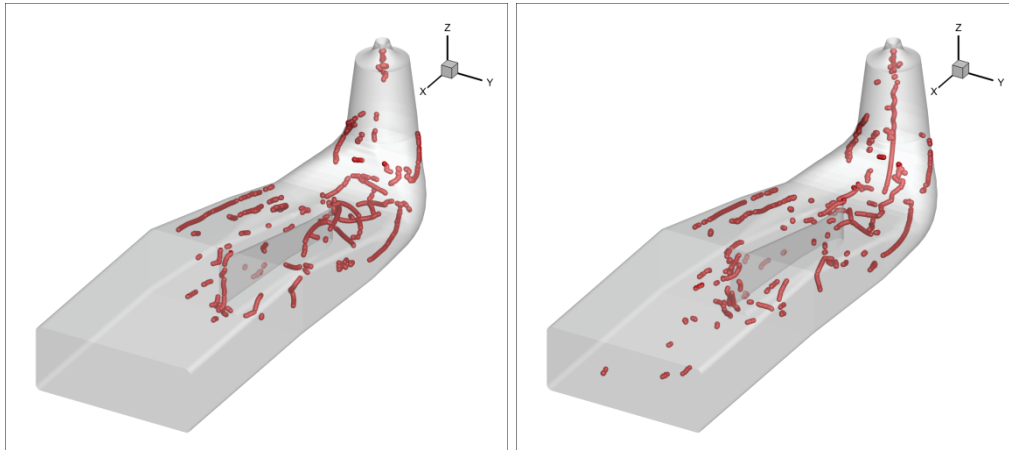
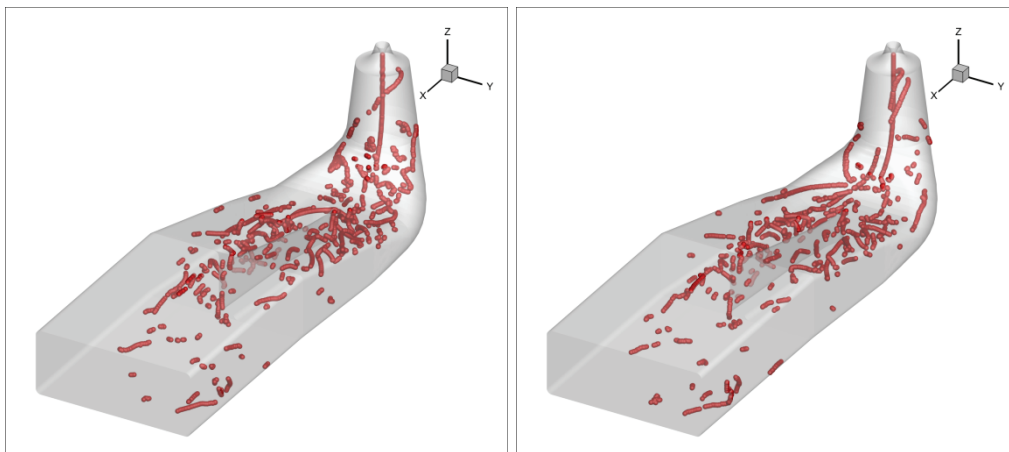


Fig. 6.13. Filamentul de vârtej pentru OP.03



3D analitic
Fig. 6.14. Filamentul de vârtej pentru OP.05



3D analitic
Fig. 6.15. Filamentul de vârtej pentru OP.07

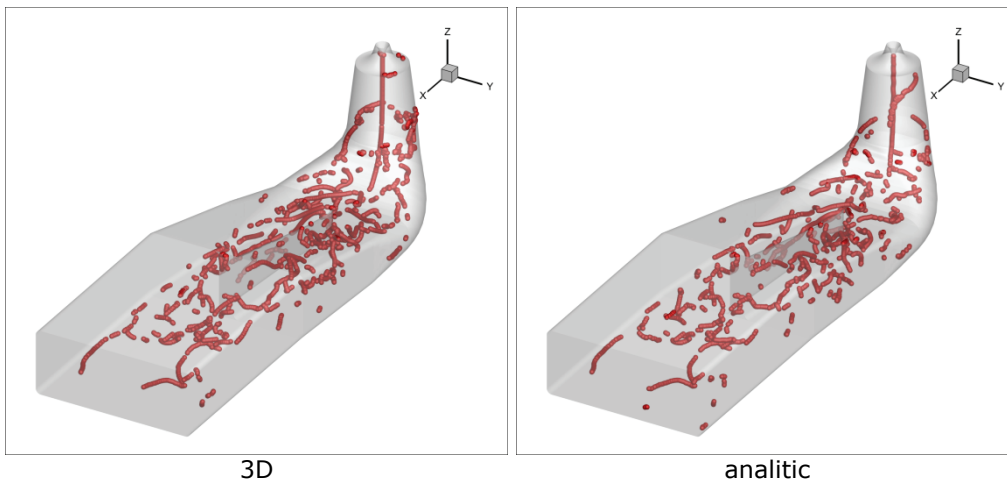


Fig. 6.16. Filamentul de vârtej pentru OP.09

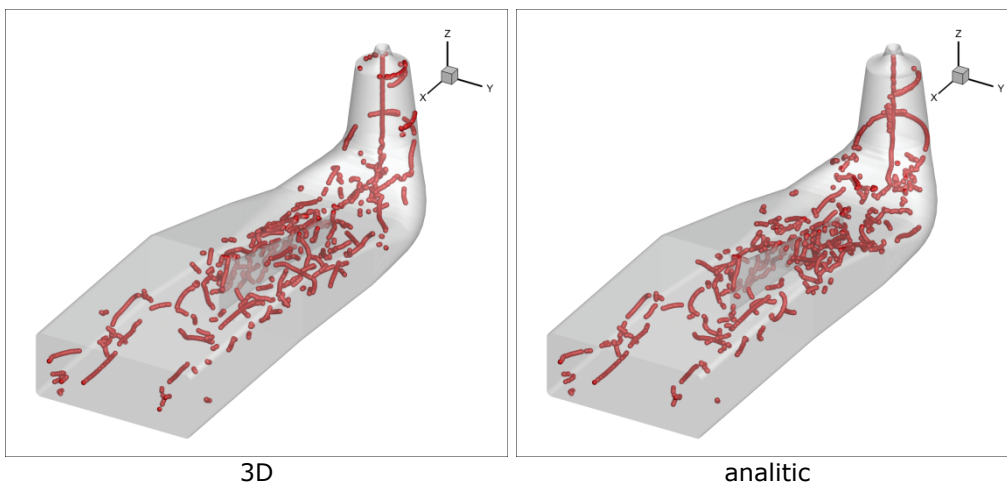


Fig. 6.17. Filamentul de vârtej pentru OP.11

6.5. Concluzii referitoare la hidrodinamica nestaționară a curgerii în tubul de aspirație

În prima parte a acestui capitol s-a prezentat o scurtă sinteză a nestaționarității curgerii în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice.

De asemenea, s-a expus detaliat simularea curgerii nestaționare tridimensionale și turbulente în tubul de aspirație. A fost expus domeniul de analiză pe care s-a făcut cercetarea nestaționarității și s-au enumerat condițiile pe frontieră impuse. Ecuațiile care guvernează curgerea tridimensională nestaționară și vâscoasă au fost scrise și ele. Ne referim la ecuația de continuitate și la ecuațiile Navier-Stokes.

S-au relatat mai multe variante ale modelării turbulenței și s-a argumentat alegerea modelului de turbulență *SAS* (Scale Adaptive Simulation) cuplat cu *k- ω SST*.

Pulsațiile de presiune de pe intrarea și ieșirea din tub s-au reprezentat grafic.

Evoluția curgerii cu rotație între debit parțial și suprasarcină s-a făcut prin reprezentarea în Tecplot a criteriului Q (Q criterion), dar și prin reprezentarea filamentului de vârtej (vortex core).

Toate acestea s-au făcut din două considerente:

- pentru analiza curgerii în tubul de aspirație,
- pentru verificarea acurateții modelului matematic simplificat al curgerii.

7. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI PERSPECTIVE

7.1. Concluzii

Prezenta teză de doctorat tratează curgerea în turbina hidraulică de tip Francis. Sunt abordate mai multe direcții ale cercetării, care sunt strâns legate între ele:

- calculul și analiza numerică în distribuitorul și rotorul turbinei Francis GAMM,
- calculul unor mărimi necesare pentru modelul matematic surogat capabil să genereze profile de viteze aval de rotorul turbinei Francis,
- modelarea matematică a curgerii aval de rotorul unei turbine Francis,
- analiza numerică a curgerii în tubul de aspirație al unei turbine de tip Francis,
- hidrodinamica nestaționară a curgerii în tubul de aspirație.

Modelul matematic își propune înlocuirea calculului efectiv al curgerii amonte de tubul de aspirație. Principalul țel este de a optimiza curgerea cu rotație înainte de a proiecta geometria rotorului. S-a ales o zonă aval de rotor, cât mai aproape de bordul de fugă al acestuia, deoarece curgerea de la ieșire din rotor (care este considerată intrarea în tubul de aspirație) influențează într-un mod dramatic curgerea în tubul de aspirație. Un argument elocvent este graficul pierderilor hidraulice pe fiecare componentă al traseului [156], prezentat în primul capitol.

Pentru a putea modela matematic curgerea aval de rotorul turbinei a fost nevoie de un set de mărimi, care au fost obținute în urma simulării curgerii cuplate distribuitor-rotor folosind algoritmul mixing interface.

Datele sunt rezultate din așa-zisele mărimi primare (componentele vitezei și presiunea). După ce acestea au fost adimensionalizate s-a trecut la calculul mărimilor derivate.

Rezultatele acestui model matematic surogat pentru rotor sunt profilele de viteză de la ieșirea din rotor.

Eficacitatea modelului a fost testată folosind aceste profile ca și condiții de intrare în simularea numerică a curgerii în tubul de aspirație. Pierderile hidraulice calculate din tubul de aspirație au fost comparate cu cele rezultate în urma simulării numerice a curgerii în tub folosind profile de viteză rezultate din simulări numerice.

În continuare se va evoca pe scurt activitatea aferentă fiecărui capitol.

În primul capitol a fost prezentat stadiul actual al exploatarei energiei hidro și a cercetării din domeniu. Tot în acest prim capitol au fost enumerate toate elementele unei turbine hidraulice de tip Francis (cameră spirală, stator, aparat director, rotor, tub de aspirație). Problemele specifice au fost, de asemenea, punctate.

Efectele instabilității curgerii (zgomote, vibrații, fisuri sau chiar ruperi ale paletelor) și exemple de măsuri practice pentru atenuarea acestora (admisie de aer, prelungiri ale ogivei, caneluri pe peretele conului tubului de aspirație) au fost și ele expuse.

Motivația alegerii temei a fost justificată cu ajutorul mai multor argumente.

În capitolul doi a fost prezentată metodologia de simulare numerică a curgerii în distribuitorul și rotorul unei turbine de tip Francis. S-au făcut simulări numerice pentru un set de doisprezece regimuri de funcționare la cădere constantă.

Este cuprinsă funcționarea la debit parțial, funcționarea în apropierea punctului optim, dar și funcționarea la suprasarcină. Validarea rezultatelor numerice s-a făcut cu date experimentale pentru trei regimuri de funcționare.

Pentru fiecare regim de funcționare s-a construit câte un domeniu de analiză, deoarece poziția paletelor aparatului director se modifică cu debitul. Domeniul rotorului a rămas neschimbat. Calculul curgerii s-a făcut separat pe fiecare domeniu. Algoritmii interfeței de amestec (mixing interface) s-a întreprins pentru a fi posibilă simularea numerică.

În capitolul trei au fost expuse mărimile primare și cele secundare (care au rezultat din cele primare).

Mărimile primare sunt considerate componentele vitezei și presiunea. După ce s-au adimensionalizat, s-au folosit la calculul mărimilor derivate: coordonata curbilinie, componenta normală a vitezei la o secțiune arbitrară, funcția de curent, debitul, circulația vitezei, momentul cinetic, presiunea totală relativă și căderea între două secțiuni.

Folosind o parte din mărimile derivate, s-a demonstrat prin reprezentare grafică teorema lui Kelvin și cea a lui Bernoulli. Cele două s-au folosit ca ipoteze simplificatoare în modelul matematic surogat al rotorului.

Două variante ale modelării matematice a curgerii cu rotație aval de rotor au fost descrise în capitolul patru. Două dintre diferențe sunt poziționarea și forma secțiunii de analiză. Dacă prima variantă folosește o secțiune diagonală, cea de-a doua folosește o secțiune a cărei generatoare are forma bordului de fugă al paletelor rotorice și se află poziționată în imediata apropiere a acestuia. Alegerea secțiunii din urmă elimină posibilele discuții legate de poziționarea secțiunii.

Capitolul cinci înfățișează calculul curgerii în tubul de aspirație. Acesta s-a făcut pentru a valida și evalua modelul surogat.

Fiecare versiune a modelului s-a testat pe geometrie de tub de aspirație diferită una de alta. Principala diferență este valoarea semi-unghiului conului tubului de aspirație și forma secțiunii de intrare.

Întrucât pentru prima variantă a modelului matematic s-a ales un tub cu un semi-unghi al conului cu o valoare de 9.6° , mai mare decât cel al turbinei Francis GAMM, în urma simulărilor numerice s-au constatat desprinderi severe ale curgerii în con. Ele au fost puse în evidență prin reprezentarea vitezei meridionale în conul și cotul tubului de aspirație pe un semiplan meridian. Desprinderile severe au rezultat când au fost impuse la intrarea în tub profile din simulări numerice. Folosind profile obținute pe cale analitică (prin întreprinderea modelului), simularea nu a făcut posibilă surprinderea desprinderilor într-un mod asemănător. Se poate observa că diferența în calculul pierderilor hidraulice are o strânsă legătură cu surprinderea desprinderii curgerii în conul tubului de aspirație.

Pentru ultima evoluție a modelului s-au făcut analize numerice pe un tub cu semi-unghiul conului de 6.6° , identic cu cel al conului turbinei GAMM. Pierderile hidraulice rezultate în urma analizelor numerice făcute cu impunerea unor profile de viteză obținute pe cale analitică sunt mult mai apropiate față de cele provenite din analize, unde au fost impuse profile de viteze 3D (extrase din simularea numerică a curgerii cuplate distribuitor-rotor).

Pentru cele două tipuri s-au prezentat detaliat geometriile, rețelele de discretizare, condițiile pe frontieră și modelele de turbulență.

În capitolul șase este înfățișată hidrodinamica nestaționară a tubului de aspirație.

Nestaționaritatea curgerii a fost definită și s-au prezentat mai multe concluzii, interpretări, argumentări făcute în decursul timpului. Ecuațiile ce fac

posibil calculul curgerii nestaționare tridimensionale a fluidului vâscos s-au enunțat și ele. Acestea sunt ecuația de continuitate și ecuațiile Navier-Stokes.

Modelarea turbulenței a fost pe larg tratată. Au fost enunțate variatele abordări ale modelării turbulenței apărute și îmbunătățite de-a lungul timpului. Justificarea alegerii modelului *SAS* (Scale Adaptive Simulation) cuplat cu *k- ω SST* s-a făcut, de asemenea.

Studiul numeric al nestaționarității curgerii în tubul de aspirație a fost făcut pe varianta tubului cu un semi-unghi al conului de 6.6° , identic cu cel al turbinei GAMM.

Pulsațiile de presiune pe intrarea și ieșirea din tubul de aspirație s-au reprezentat grafic. Cu ajutorul mediilor acestora a fost posibil calculul pierderilor hidraulice în tubul de aspirație.

Observarea vizuală a curgerii cu rotație a fost posibilă prin prezentarea filamentului de vârtej și a criteriului *Q*.

Avantajele modelului matematic:

- Acesta oferă un mijloc de obținere a profilelor de viteză de pe o anumită secțiune a curgerii aval de rotor într-un timp scurt.
- Impunând un set profile de viteză pentru o gamă largă de regimuri la intrarea într-un tub de aspirație atunci când facem analize numerice, putem prevedea alura curbei pierderilor hidraulice înainte de a calcula curgerea amonte de intrarea în tubul de aspirație.

7.2. Contribuții personale

- Analiza numerică a curgerii în distribuitorul și rotorul turbinei Francis GAMM pe un set de 12 regimuri de funcționare, folosind tehnica interfeței de amestec „mixing interface”;
- Postprocesarea rezultatelor numerice pentru obținerea mărimilor și corelațiilor specifice hidrodinamicii turbomașinilor;
- Demonstrarea unor ipoteze simplificatoare pe care se bazează acest surogat de rotor;
- Participarea la dezvoltarea, validarea și evaluarea modelului matematic simplificat al curgerii în cele două versiuni succesive ale sale;
- Analiza performanțelor energetice ale tubului de aspirație pentru testarea eficacității modelului;
- Examinarea curgerii nestaționare în tubul de aspirație:
 - evidențierea vârtejurii elicoidal cu mișcare de precesie la debite parțiale,
 - analiza câmpului de viteză nestaționară, cu ajutorul indicatorului “*Q* number”,
 - punerea în evidență a filamentelor de vârtej utilizând tensorul gradient al câmpului vectorial de viteză.

7.3. Perspective

- Cercetarea poate continua pe mai multe direcții. Câteva dintre acestea sunt:
- testarea modelului matematic în ambele variante prezentate în teza de doctorat pe alte modele de turbină Francis,
 - testarea modelului matematic surogat (în ambele versiuni) pe diferite secțiuni aval de rotor pe aceeași turbină,
 - adaptarea și testarea modelului pentru turbine de tip Kaplan,
 - elaborarea unei metodologii de optimizare a curgerii, modificând direcția curgerii în plan tangențial $\tan\beta = (v_u - r) / v_m$ funcție de coordonata curbilinie C .

ANEXE

În anexe sunt afișate componentele solverului, în prima versiune prezentată în teză.

Anexa 1 prezintă forma fișierului de intrare (input) pentru un regim de funcționare.

Anexa 2 prezintă codul sursă al solverului.

Anexa 3 etalează forma principalului fișier de ieșire, adică cel al componentelor vitezei.

Anexa 1. Forma fișierului de input (exemplu pentru OP.01)

```
C REFERENCE QUANTITIES
  Rref=0.2D0 ! [m]
  RunnerSpeed=500.001D0 ! [rpm]
  Vref = RunnerSpeed*DACOS(-1.0D0)/3.0D1*Rref
C PROBING LINES END POINTS
C Downstream Diagonal Probing line (DDP)
  Zhub = 0.39666D0
  Rhub = 0.10537D0
  Zshr = 1.04371D0
  Rshr = 1.02743D0
C Downstream Radial Probing line (DRP)
  Zadc = 1.73175D0
  Radc = 0.0D0
  Zwdc = Zadc
  Rwdc = 1.1071D0
C SWIRL-FREE VELOCITY
  VSFhub = 0.25D0
  VSFslo = 0.0D0
C OPERATING POINT
  DISCHGR = 0.21993D0
  RVUFLX2 = 0.12865D0*DISCHGR
  RVUSLO1 = 0.651D0
C GRID REFINEMENT (and OUTPUT REFINEMENT)
  Nnodes1 = 20
  Nnodes2 = 20
  Ndata1 = 35
  Ndata2 = 100
C BOUNDS for STAGNANT REGION LOCATION
  STGmin1=0.0D0
  STGmax1=0.3D0
  STGmin2=0.4D0
  STGmax2=0.6D0
C OUTPUT FILENAMES
C 1D solution on DDP
  FILEDDP1D = 'J:\FORTRAN\results\OP01-DDP-1D-s-psi-vn-vu.txt'
```

```

C      1D solution on DRP
FILEDRP1D = 'J:\FORTRAN\results\OP01-DRP-1D-s-psi-vn-vu.txt'
C      Q2D solution on DDP, dimensional tangential-radial-axial vel.
FILEDDPQ2D= 'J:\FORTRAN\results\OP01-DDP-1D-r-z-vu-vr-va.txt'
C      domain boundary (TECPLOT)
FILEBOUND = 'J:\FORTRAN\results\OP01-contour.txt'
C      streamlines (TECPLOT)
FILESTRLIN= 'J:\FORTRAN\results\OP01-streamlines.txt'

```

Anexa 2. Codul sursă al solverului TurboSwirlQ2D

```

CR2014 Romeo Resiga
C      Constrained Swirling Flow Solver (CSFS)
C      part of TurboSwirlQ2D code (TSQ2D)

      SUBROUTINE ConstrainedSwirlSolver(
&      Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,VSFhub,VSFslo,DISCHGR,RVUflx2,RVUslo1,
&      S_stg_min,S_stg_max,Nnodes,Npoints,
&      Zdata,Rdata,Sdata,PSIdata,VNdata,VUdata,RVU2data,H2data)
C      PURPOSE: solve for the swirling flow on a diagonal probing line
C      at runner outlet, subject to the runner blade angle constraint
C      INPUT: Zhub,Rhub,Zshr,Rshr - end points of the diagonal probing line.
C      VSFhub,VSFslo - parameters for the swirl-free velocity
profile;
C      the swirl-free velocity
replaces the blade angle;
C      a linear VSF profile is
considered (can be generalized)
C      DISCHGR - discharge coefficient
C      RVUflx2 - flux of moment of momentum downstream the
runner
C      RVUslo1 - slope of RVU(PSI) upstream the runner;
C      S_stg_min,S_stg_max - interval for the stagnant region
extent
C      Nnodes - number of nodes used for computing the solution
C      Npoints - number of points used for delivering the results
C      OUTPUT: Zdata,Rdata,Sdata - axial, radial and curvilinear point
coordinates
C      PSIdata - streamfunction values
C      VNdata - velocity in the meridian half-plane, normal to the
probing line
C      VUdata - circumferential velocity component
C      RVU2data - moment of momentum
C      H2data - total head
C      NOTE: RVU2(PSI) and H2(PSI) are used for computing the swirling flow
C      further downstream into the discharge cone

      IMPLICIT NONE
C      dummy arguments
DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
DOUBLEPRECISION ZHUB_val,RHUB_val,ZSHR_val,RSHR_val

```

```

COMMON /PROBING/ZHUB_val,RHUB_val,ZSHR_val,RSHR_val
DOUBLEPRECISION VSFHUB,VSFLO
DOUBLEPRECISION VSFHUB_val,VSFLO_val
COMMON /VELSWFR/VSFHUB_val,VSFLO_val
DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
DOUBLEPRECISION DISCHGR_val,RVUFLX2_val,RVUSLO1_val
COMMON /OPERATE/DISCHGR_val,RVUFLX2_val,RVUSLO1_val
DOUBLEPRECISION S_stg_min, S_stg_max
INTEGER Nnodes, Nnodes_val, Npoints
DOUBLEPRECISION Zdata(200),Rdata(200),Sdata(200),PSIdata(200),
&
VNdata(200),VUdata(200),RVU2data(200),H2data(200)
C internal variables
DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
COMMON /SOLUTION/ Nnodes_val,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
DOUBLEPRECISION Sshr,Ycoord,Ydata(200),dPSIdYdata(200),VSF
INTEGER Ipoint,IERR
DOUBLEPRECISION DDP_stg, DDP_fff

interface
double precision function CFFF(DDP_stg)
double precision DDP_stg
end function
end interface

interface
double precision function fmin(ax,bx,f,tol)
double precision ax,bx,f,tol
external f
end function
end interface

C make local copies for COMMON blocks
Zhub_val = Zhub
Rhub_val = Rhub
Zshr_val = Zshr
Rshr_val = Rshr
VSFhub_val = VSFhub
VSFslo_val = VSFslo
DISCHGR_val = DISCHGR
RVUFLX2_val = RVUFLX2
RVUSLO1_val = RVUSLO1
Nnodes_val = Nnodes

C maximize the flow force functional (minimized with reverse sign)
DDP_stg = fmin(S_stg_min,S_stg_max,CFFF,1.D-7)
DDP_fff = - CFFF(DDP_stg)
PRINT (' DDP coord stagnation =",G13.7,
& " DDP flow force functional =",G13.7)',
& DDP_stg,DDP_fff

```



```

C      generate a grid with Npoints from stagnation boundary to shroud
      Sshr = DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)
      DO Ipoint=1,Npoints
          Sdata(Ipoint)=
&      DDP_stg+DFLOAT(Ipoint-1)/DFLOAT(Npoints-1)*(Sshr-DDP_stg)
          Rdata(Ipoint)=Rhub+Sdata(Ipoint)/Sshr*(Rshr-Rhub)
          Zdata(Ipoint)=Zhub+Sdata(Ipoint)/Sshr*(Zshr-Zhub)
          Ydata(Ipoint)=Ycoord(Sdata(Ipoint))
      END DO

C      interpolate on the new grid
      CALL DPCHFD (Nnodes, Ynode, PSInode, dPSIdYnode, 1, .TRUE.,
&      Npoints, Ydata, PSIdata, dPSIdYdata, IERR)

C      compute normal and circumferential velocity components, RVU2 and H2
      DO Ipoint=1,Npoints
          VNdata(Ipoint)=dPSIdYdata(Ipoint)*(Rshr-Rhub)/Sshr
          VUdata(Ipoint)=Rdata(Ipoint)
&      *(1.0D0-VNdata(Ipoint)/VSF(Ydata(Ipoint)))
          RVU2data(Ipoint)=Rdata(Ipoint)*VUdata(Ipoint)
          H2data(Ipoint)=RVU2data(Ipoint)-RVUSLO1*PSIdata(Ipoint)
      END DO

      END SUBROUTINE ConstrainedSwirlSolver

      DOUBLEPRECISION FUNCTION CFFF(Sstg)
C      compute the Flow Force Functional (FFF) with a stagnant region
C      the Swirling Flow Functional (SFF) is computed for constrained swirl
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Sstg ! curvilinear coord. S for stagnant region boundary
C      Sstg = 0 means that there is no stagnant region developed
C      Sstg.GT.0 means that the flow does not occupy the whole section

      DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      COMMON /PROBING/ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      INTEGER Nnodes, Inode
      DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
      COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
      DOUBLEPRECISION Snode, Sshr ! curvilinear coordinate at shroud
      DOUBLEPRECISION Ycoord, Astg, VNstg, VUstg_squared, H2stg, VSF
      DOUBLEPRECISION CSFF

C      build a grid for the computational domain from Sstg to Sshr
      Sshr = DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)
      DO Inode=1,Nnodes
          Snode=Sstg+DFLOAT(Inode-1)/DFLOAT(Nnodes-1)*(Sshr-Sstg)
          Ynode(Inode)=Ycoord(Snode)
c          PRINT ('" Inode=",I3," radius=",g15.7)', Inode,
c          & DSQRT(2.0D0*Ynode(Inode))
      END DO
C      area of the stagnant region

```

```

      Astg = (2.D0*Rhub+Sstg/Sshr*(Rshr-Rhub))*Sstg

C      call the Constrained Swirling Flow Solver
C      CSFS minimizes the swirling flow functional using NCONF
C      CSFS provides the solution PSI, its derivative dPSIdY, and
C      CSFF = constrained swirling flow functional value
      CALL CSFS(CSFF)

      VNstg=dPSIdYnode(1)*(Rshr-Rhub)/Sshr
      VUstg_squared=2.0D0*Ynode(1)*(1.0D0-VNstg/VSF(Ynode(1)))**2
      H2stg      =2.0D0*Ynode(1)*(1.0D0-VNstg/VSF(Ynode(1)))
C      note that in H2stg we have considered PSI(1)=0

      CFFF = CSFF+(H2stg-VNstg**2/2.D0-VUstg_squared/2.0D0)*Astg
      PRINT (' DDP s_stg=",G13.7," DDP FFF=",G13.7,
&          " DDP SFF=",G16.10)', Sstg,CFFF,CSFF

C      reverse sign for minimization
      CFFF = -CFFF

      RETURN
      END FUNCTION CFFF

      SUBROUTINE CSFS(CSFF)
C      Constrained Swirling Flow Solver
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION CSFF
C      CSFF = Constrained Swirling Flow Functional
C      Solve a general nonlinear programming problem using
C      the successive quadratic programming algorithm
C      and a finite difference gradient.
C      CALL NCONF (FCN, M, ME, N, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
C      XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, FVALUE)
      INTEGER Nnodes
      DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
      COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
      DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
      COMMON /OPERATE/DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1

      INTEGER Nsol ! number of unknowns
      DOUBLEPRECISION PSIsol(100), PSIini(100),
&
      PSIscale(100),PSIlobound(100),PSIupbound(100)
      INTEGER Inod

interface
      subroutine CSF (Ncon,Neqcon,Nsol,PSIsol,ACTIVE,
& Functional,Constraint)
      integer Ncon,Neqcon,Nsol
      double precision PSIsol(*),Functional,Constraint(*)
      logical ACTIVE(*)

```

```

end subroutine
end interface

C      number of unknowns
      Nsol=Nnodes-2 ! end points are fixed for the streamfunction

C      initialize sstreamfunction for constant normal velocity profile
      DO Inod=1,Nsol
          PSIini(Inod)=
&      (Ynode(Inod+1)-Ynode(1))/(Ynode(Nnodes)-Ynode(1))
&      *DISCHGR/2.0D0
          PSIscale(Inod)=1.0D0
          PSIlbound(Inod)=PSIini(Inod)-DISCHGR/5.0D0
          PSIupbound(Inod)=PSIini(Inod)+DISCHGR/5.0D0
      END DO

C      minimize the functional with one equality constraint
      CALL DNCONF (CSF, 1, 1, Nsol, PSIini, 0, PSIlbound, PSIupbound,
&      PSIscale, 0, 100, PSIsol, CSFF)

      RETURN
      END SUBROUTINE CSFS

      SUBROUTINE CSF(Ncon,Neqcon,Nsol,PSIsol,ACTIVE,
&      Functional,Constraint)
C      input:
C      Ncon = total number of constraints
C      Neqcon = number of equality constraints
C      Nsol = number of variables
C      PSIsol = the point at which the functions are evaluated (not changed)
C      ACTIVE = logical vector indicating the active constraints
C      output:
C      Functional = the computed function value at the point X
C      Constraint = vector containing the values of constraints at point X
      IMPLICIT NONE
      INTEGER Ncon,Neqcon,Nsol
      DOUBLEPRECISION PSIsol(*), Functional, Constraint(*)
      LOGICAL ACTIVE(*)
      INTEGER Nnodes, Inode
      DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
      COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
      DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
      COMMON /OPERATE/DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
      INTEGER Interval
      COMMON /INDEX/ Interval
      DOUBLEPRECISION ERRABS,ERRREL,ERREST,RESULT
      PARAMETER (ERRABS=1.0D-10,ERRREL=1.0D-10)
      INTEGER IRULE, IERR
      PARAMETER (IRULE=3)

interface

```

```

double precision function Functional_integrand(Y)
  double precision Y
end function
end interface

interface
  double precision function Constraint_integrand(Y)
    double precision Y
  end function
end interface

C      copy the unknown vector into the PSInode vector
      PSInode(1)=0.0D0
      PSInode(Nnodes)=DISCHGR/2.0D0
      DO Inode=1,Nsol
        PSInode(Inode+1)=PSIsol(Inode)
      END DO
C      compute the derivatives      (Piecewise Cubic Hermite Monotone
interpolation)
C      Set derivatives needed to determine a monotone piecewise cubic Hermite
C      interpolant to given data. Boundary values are provided which are
C      compatible with monotonicity. The interpolant will have an extremum
C      at each point where monotonicity switches direction.
C      http://www.netlib.org/slatec/pchip/
      CALL DPCHIM (Nnodes, Ynode, PSInode, dPSIdYnode, 1, IERR)

C      evaluate the functional for swirling flow
      Functional=0.0D0
      DO Interval=1,Nnodes-1
        CALL DQDAG(Functional_integrand,
&      &      Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
&      ERRABS, ERRREL, IRULE, RESULT, ERREST)
        Functional=Functional+RESULT
      END DO

C      evaluate the equality constraint for flux of moment of momentum
      IF (ACTIVE(1)) THEN
        Constraint(1)=0.0D0
        DO Interval=1,Nnodes-1
          CALL DQDAG(Constraint_integrand,
&      &      Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
&      ERRABS, ERRREL, IRULE, RESULT, ERREST)
          Constraint(1)=Constraint(1)+RESULT
        END DO
        Constraint(1)=Constraint(1)-RVUFLX2
      END IF

      RETURN
      END SUBROUTINE CSF

DOUBLEPRECISION FUNCTION Functional_integrand(Y)

```

```

C      evaluate the integrand for the constrained swirling flow functional
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Y
      INTEGER Interval
      COMMON /INDEX/ Interval
      INTEGER Nnodes
      DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
      COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
      DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      COMMON /PROBING/ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
      COMMON /OPERATE/DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1

      DOUBLEPRECISION PSI,Feval,dPSIdY,Deval,VN,VUsq,VSF,H2,dRdS

      dRdS=(Rshr-Rhub)/DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)

C      interpolate within the Interval
      PSI=Feval(Y,Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
      &          PSInode(Interval),PSInode(Interval+1),
      &          dPSIdYnode(Interval),dPSIdYnode(Interval+1))
      dPSIdY=Deval(Y,Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
      &          PSInode(Interval),PSInode(Interval+1),
      &          dPSIdYnode(Interval),dPSIdYnode(Interval+1))

C      evaluate the integrand
      VN=dPSIdY*dRdS
      VUsq=2.0D0*Y*(1.0D0-VN/VSF(Y))**2
      H2= 2.0D0*Y*(1.0D0-VN/VSF(Y))-RVUSLO1*PSI
      Functional_integrand=(VN**2/2.0D0-VUsq/2.0D0+H2)*2.0D0/dRdS

      RETURN
      END FUNCTION Functional_integrand

DOUBLEPRECISION FUNCTION Constraint_integrand(Y)
C      evaluate the integrand for the flox of moment of momentum constraint
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Y
      INTEGER Interval
      COMMON /INDEX/ Interval
      INTEGER Nnodes
      DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
      COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
      DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      COMMON /PROBING/ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR

      DOUBLEPRECISION dPSIdY,Deval,VN,RVU,VSF,dRdS

      dRdS=(Rshr-Rhub)/DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)

C      interpolate within the Interval

```

```

      dPSIdY=Deval(Y,Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
      &              PSInode(Interval),PSInode(Interval+1),
      &              dPSIdYnode(Interval),dPSIdYnode(Interval+1))
C      evaluate the integrand
      VN=dPSIdY*dRdS
      RVU=2.0D0*Y*(1.0D0-VN/VSF(Y))
      Constraint_integrand=RVU*VN*2.0D0/dRdS

      RETURN
      END FUNCTION Constraint_integrand

```

CR2014 Romeo Resiga

```

      SUBROUTINE STREAMLINES(FILENAME,
      &      Ndata1,Zdata1,Rdata1,Sdata1,PSIdata1,
      &      Ndata2,Zdata2,Rdata2,Sdata2,PSIdata2,
      &      STRNA,STRNR)
C      PURPOSE: compute the streamlines direction at the points on DDP
C      INPUT:
C      Ndata - number of points on the probing line
C      Zdata,Rdata,Sdata - axial, radial and curvilinear coordinates
C      PSIdata - streamfunction values from 0 to DISCHGR/2
C      OUTPUT:
C      STRNA(Ndata1),STRNR(Ndata1) - unit vector components
      IMPLICIT NONE
      CHARACTER(*) FILENAME
      INTEGER Ndata1,Ndata2
      DOUBLEPRECISION Zdata1(Ndata1),Rdata1(Ndata1),
      &                  Sdata1(Ndata1),PSIdata1(Ndata1)
      DOUBLEPRECISION Zdata2(Ndata2),Rdata2(Ndata2),
      &                  Sdata2(Ndata2),PSIdata2(Ndata2)
      DOUBLEPRECISION STRNA(Ndata1),STRNR(Ndata1)
      INTEGER Ndata,Idata,Nout
      DOUBLEPRECISION Sdata(200),PSIdata(200)
      COMMON /DRPSTRFUNC/ Ndata,Sdata,PSIdata
      DOUBLEPRECISION Svalue, Z1, R1, S2, Z2, R2, LSTR

      INTEGER NumberStreamlines, SkipStreamlines
      PARAMETER (NumberStreamlines=11)
      SkipStreamlines=Ndata1/NumberStreamlines

C      fill-in the common block
      Ndata=Ndata2
      DO Idata=1,Ndata
          Sdata(Idata)=Sdata2(Idata)
          PSIdata(Idata)=PSIdata2(Idata)
      END DO

C      compute the unit vector along streamline
      Nout=1
      OPEN(Nout,FILE=FILENAME)

```

```

DO Idata=1,Ndata1
  Z1=Zdata1(Idata)
  R1=Rdata1(Idata)
  S2=Svalue(PSIdata1(Idata))
  Z2=Zdata2(1)+
& (Zdata2(Ndata2)-Zdata2(1))/(Sdata2(Ndata2)-Sdata2(1))
& *(S2-Sdata2(1))
  R2=Rdata2(1)+
& (Rdata2(Ndata2)-Rdata2(1))/(Sdata2(Ndata2)-Sdata2(1))
& *(S2-Sdata2(1))
  LSTR=DSQRT((Z2-Z1)**2+(R2-R1)**2)
  STRNA(Idata)=(Z2-Z1)/LSTR
  STRNR(Idata)=(R2-R1)/LSTR
  IF (MODULO(Idata-1,SkipStreamlines).EQ.0) THEN
    CALL WriteLineTecplot(Nout,Z1,R1,Z2,R2)
  END IF
END DO
CLOSE(Nout)
END SUBROUTINE STREAMLINES

DOUBLEPRECISION FUNCTION Svalue(PSIvalue)
C find the S-coordinate for a given PSI-value
IMPLICIT NONE
DOUBLEPRECISION PSIvalue
INTEGER Ndata, IERR
DOUBLEPRECISION Sdata(200),PSIdata(200),dSdPSI(200)
COMMON /DRPSTRFUNC/ Ndata,Sdata,PSIdata
CALL DPCHIM (Ndata, PSIdata, Sdata, dSdPSI, 1, IERR)
CALL DPCHFE (Ndata, PSIdata, Sdata, dSdPSI, 1, .TRUE.,
& 1, PSIvalue, Svalue, IERR)
END FUNCTION Svalue

SUBROUTINE WriteLineTecplot(Nout,Z1,R1,Z2,R2)
IMPLICIT NONE
INTEGER Nout
DOUBLEPRECISION Z1,R1,Z2,R2
WRITE(NOUT,('$!ATTACHGEOM'))
WRITE(NOUT,(' ANCHORPOS'))
C origin position
WRITE(NOUT,('{'))
WRITE(NOUT,(' X = ',G13.7)) Z1
WRITE(NOUT,(' Y = ',G13.7)) R1
WRITE(NOUT,('{'))
WRITE(NOUT,(' COLOR = BLUE'))
WRITE(NOUT,(' LINETHICKNESS = 0.4'))
WRITE(NOUT,(' RAWDATA'))
WRITE(NOUT,('1'))
WRITE(NOUT,('2'))
C write the line end-points, with respect to the origin
WRITE(NOUT,(2G15.7)) 0.0,0.0
WRITE(NOUT,(2G15.7)) Z2-Z1,R2-R1

```

```

RETURN
END SUBROUTINE WriteLineTecplot

SUBROUTINE WriteContourTecplot(Nout,Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,
&
Zadc,Radc,Zwdc,Rwdc)
IMPLICIT NONE
INTEGER Nout
DOUBLEPRECISION Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,Zadc,Radc,Zwdc,Rwdc
WRITE(NOUT,('$!ATTACHGEOM'))
WRITE(NOUT,(' ANCHORPOS'))
C origin position
WRITE(NOUT,('{'))
WRITE(NOUT,(' X = ",G13.7)') Zhub
WRITE(NOUT,(' Y = ",G13.7)') 0.0
WRITE(NOUT,('}'))
WRITE(NOUT,(' COLOR = RED'))
WRITE(NOUT,(' LINETHICKNESS = 0.6'))
WRITE(NOUT,(' RAWDATA'))
WRITE(NOUT,('1'))
WRITE(NOUT,('6'))
C write six points with respect to the above origin
WRITE(NOUT,(2G15.7)') 0.0, 0.0
WRITE(NOUT,(2G15.7)') 0.0, Rhub
WRITE(NOUT,(2G15.7)') Zshr-Zhub, Rshr
WRITE(NOUT,(2G15.7)') Zwdc-Zhub, Rwdc
WRITE(NOUT,(2G15.7)') Zadc-Zhub, Radc
WRITE(NOUT,(2G15.7)') 0.0, 0.0
RETURN
END SUBROUTINE WriteContourTecplot

```

CR2014 Romeo Resiga

```

C UnConstrained Swirling Flow Solver (USFS)
C part of TurboSwirlQ2D code (TSQ2D)

SUBROUTINE UnConstrainedSwirlSolver(
& Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,
& S_stg_min,S_stg_max,Nnodes,Npoints,
& Zdata,Rdata,Sdata,PSIdata,VNdata,VUdata)
C PURPOSE: solve for the swirling flow on a diagonal probing line
C downstream the runner
C INPUT: Zhub,Rhub,Zshr,Rshr - end points of the diagonal probing line.
C VSFhub,VSFslo - parameters for the swirl-free velocity
profile;
C the swirl-free velocity
replaces the blade angle;
C a linear VSF profile is
considered (can be generalized)
C DISCHGR - discharge coefficient

```



```

C          RVUflx2 - flux of moment of momentum downstream the
runner
C          RVUslo1 - slope of RVU(PSI) upstream the runner;
C          S_stg_min,S_stg_max - interval for the stagnant region
extent
C          Nnodes - number of nodes used for computing the solution
C          Npoints - number of points used for delivering the results
C          OUTPUT: Zdata,Rdata,Sdata - axial, radial and curvilinear point
coordinates
C          PSIdata - streamfunction values
C          VNdata - velocity in the meridian half-plane, normal to the
probing line
C          VUdata - circumferential velocity component
C          RVU2data - moment of momentum
C          H2data - total head
C          NOTE: RVU2(PSI) and H2(PSI) are used for computing the swirling flow
C          further downstream into the discharge cone

IMPLICIT NONE
C  dummy arguments
DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
DOUBLEPRECISION ZHUB_val,RHUB_val,ZSHR_val,RSHR_val
COMMON /PROBING/ZHUB_val,RHUB_val,ZSHR_val,RSHR_val
C  DOUBLEPRECISION VSFHUB,VSFSLO
C  DOUBLEPRECISION VSFHUB_val,VSFSLO_val
C  COMMON /VELSWFR/VSFHUB_val,VSFSLO_val
C  DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
C  DOUBLEPRECISION DISCHGR_val,RVUFLX2_val,RVUSLO1_val
C  COMMON /OPERATE/DISCHGR_val,RVUFLX2_val,RVUSLO1_val
DOUBLEPRECISION S_stg_min, S_stg_max
INTEGER Nnodes, Nnodes_val, Npoints
DOUBLEPRECISION Zdata(200),Rdata(200),Sdata(200),PSIdata(200),
&
&          VNdata(200),VUdata(200)
C  internal variables
DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
COMMON /SOLUTION/ Nnodes_val,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
C  functions
DOUBLEPRECISION UFFF, fmin
EXTERNAL UFFF

DOUBLEPRECISION Sshr,Ycoord,Ydata(200),dPSIdYdata(200)
INTEGER Ipoint,IERR
DOUBLEPRECISION DDP_stg, DDP_fff

DOUBLEPRECISION RxVU,HEAD

C  make local copies for COMMON blocks
Zhub_val = Zhub
Rhub_val = Rhub
Zshr_val = Zshr
Rshr_val = Rshr

```

```

C      VSFhub_val = VSFhub
C      VSFslo_val = VSFslo
C      DISCHGR_val = DISCHGR
C      RVUFLX2_val = RVUFLX2
C      RVUSLO1_val = RVUSLO1

      Nnodes_val = Nnodes

C      maximize the flow force functional (minimized with reverse sign)
      DDP_stg = fmin(S_stg_min,S_stg_max,UFFF,1.D-7)
      DDP_fff = - UFFF(DDP_stg)
      PRINT ('(" DRP coord stagnation =",G13.7,
&          " DRP flow force functional =",G13.7)',
&          DDP_stg,DDP_fff

C      generate a grid with Npoints from stagnation boundary to shroud
      Sshr = DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)
      DO Ipoint=1,Npoints
          Sdata(Ipoint)=
&          DDP_stg+DFLOAT(Ipoint-1)/DFLOAT(Npoints-1)*(Sshr-DDP_stg)
          Rdata(Ipoint)=Rhub+Sdata(Ipoint)/Sshr*(Rshr-Rhub)
          Zdata(Ipoint)=Zhub+Sdata(Ipoint)/Sshr*(Zshr-Zhub)
          Ydata(Ipoint)=Ycoord(Sdata(Ipoint))
      END DO

C      interpolate on the new grid
      CALL DPCHFD (Nnodes, Ynode, PSInode, dPSIdYnode, 1, .TRUE.,
&               Npoints, Ydata, PSIdata, dPSIdYdata, IERR)

C      compute normal and circumferential velocity components, RVU2 and H2
      DO Ipoint=1,Npoints
          VNdata(Ipoint)=dPSIdYdata(Ipoint)*(Rshr-Rhub)/Sshr
          CALL SwirlGenEval(PSIdata(Ipoint),RxVU,HEAD)
          VUdata(Ipoint)=RxVU/Rdata(Ipoint)
      END DO

      END SUBROUTINE UnConstrainedSwirlSolver

      DOUBLEPRECISION FUNCTION UFFF(Sstg)
C      compute the Flow Force Functional (FFF) with a stagnant region
C      the Swirling Flow Functional (SFF) is computed for constrained swirl
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Sstg ! curvilinear coord. S for stagnant region boundary
C      Sstg = 0 means that there is no stagnant region developed
C      Sstg.GT.0 means that the flow does not occupy the whole section

      DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      COMMON /PROBING/ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      INTEGER Nnodes, Inode
      DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
      COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode

```

```

DOUBLEPRECISION Snode, Sshr ! curvilinear coordinate at shroud
DOUBLEPRECISION Ycoord, Astg, VNstg
DOUBLEPRECISION USFF, RxVU, HEAD

C build a grid for the computational domain from Sstg to Sshr
Sshr = DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)
DO Inode=1,Nnodes
    Snode=Sstg+DFLOAT(Inode-1)/DFLOAT(Nnodes-1)*(Sshr-Sstg)
    Ynode(Inode)=Ycoord(Snode)
c PRINT "(" Inode=",I3," radius=",g15.7)', Inode,
c & DSQRT(2.0D0*Ynode(Inode))
END DO
C area of the stagnant region
Astg = (2.0D0*Rhub+Sstg/Sshr*(Rshr-Rhub))*Sstg

C call the Constrained Swirling Flow Solver
C CSFS minimizes the swirling flow functional using NCONF
C CSFS provides the solution PSI, its derivative dPSIdY, and
C CSFF = constrained swirling flow functional value
CALL USFS(USFF)

VNstg=dPSIdYnode(1)*(Rshr-Rhub)/Sshr
CALL SwirlGenEval(0.0D0,RxVU,HEAD)
C note that in H2stg we have considered PSI(1)=0

UFFF = USFF+(HEAD-VNstg**2/2.0D0-RxVU**2/(4.0D0*Ynode(1)))*Astg
PRINT "(" DRP s_stg=",G13.7," DRP FFF=",G13.7,
& " DRP SFF=",G16.10)', Sstg,UFFF,USFF

C reverse sign for minimization
UFFF = -UFFF

RETURN
END FUNCTION UFFF

SUBROUTINE USFS(USFF)
C Constrained Swirling Flow Solver
IMPLICIT NONE
DOUBLEPRECISION USFF
C CSFF = Constrained Swirling Flow Functional
C Solve a general nonlinear programming problem using
C the successive quadratic programming algorithm
C and a finite difference gradient.
C CALL NCONF (FCN, M, ME, N, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB,
C XSCALE, IPRINT, MAXITN, X, FVALUE)
INTEGER Nnodes
DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
COMMON /OPERATE/DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1

```

```

INTEGER Nsol ! number of unknowns
DOUBLEPRECISION PSIsol(100), PSIini(100),
&
PSIscale(100),PSIlobound(100),PSIupbound(100)
INTEGER Inod
EXTERNAL USF

INTEGER IPARAM(7)
DOUBLEPRECISION RPARAM(7)

C      number of unknowns
      Nsol=Nnodes-2 ! end points are fixed for the streamfunction

C      initialize sstreamfunction for constant normal velocity profile
      DO Inod=1,Nsol
        PSIini(Inod)=
&      (Ynode(Inod+1)-Ynode(1))/(Ynode(Nnodes)-Ynode(1))
&      *DISCHGR/2.0D0
        PSIscale(Inod)=1.0D0
        PSIlobound(Inod)=0.0D0
        PSIupbound(Inod)=DISCHGR/2.0D0
      END DO

      CALL DU4INF(IPARAM,RPARAM)
      IPARAM(1)=1      ! initialization flag
      PRINT ('" number good digits = ",I4)',IPARAM(2)
      IPARAM(2)=17 ! number of good digits in function evaluation
      IPARAM(3)=100   ! maximum number of iterations
      IPARAM(4)=400   ! maximum number of function evaluations
      IPARAM(5)=400   ! maximum number of gradient evaluations
      IPARAM(6)=1     ! Hessian initialization
      PRINT ('" scaled gradient tolerance = ",G15.7)',RPARAM(1)
      RPARAM(1)=1.D-08 ! scaled gradient tolerance
      RPARAM(2)=1.D-15 ! scaled step tolerance (STEPTL)
      RPARAM(3)=1.D-10 ! relative function tolerance
      RPARAM(6)=1.D-3  ! maximum allowable step size
      CALL DBCONF (USF, Nsol, PSIini, 0, PSIlobound, PSIupbound,
&      PSIscale, 1.0D0, IPARAM, RPARAM, PSIsol, USFF)

      RETURN
      END SUBROUTINE USFS

SUBROUTINE USF(Nsol,PSIsol,Functional)
C      input:
C      Nsol = number of variables
C      PSIsol = the point at which the functions are evaluated (not changed)
C      output:
C      Functional = the computed function value at the point X
      IMPLICIT NONE
      INTEGER Nsol
      DOUBLEPRECISION PSIsol(*),Functional

```

```

INTEGER Nnodes, Inode
DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
COMMON /OPERATE/DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
INTEGER Interval
COMMON /INDEX/ Interval
DOUBLEPRECISION ERRABS,ERRREL,ERREST,RESULT
PARAMETER (ERRABS=1.0D-12,ERRREL=1.0D-12)
INTEGER IRULE, IERR
PARAMETER (IRULE=5)
DOUBLEPRECISION Functional_integrand_2
EXTERNAL Functional_integrand_2

C      copy the unknown vector into the PSInode vector
PSInode(1)=0.0D0
PSInode(Nnodes)=DISCHGR/2.0D0
DO Inode=1,Nsol
    PSInode(Inode+1)=PSIsol(Inode)
END DO

C      compute the derivatives      (Piecewise Cubic Hermite Monotone
interpolation)
C      Set derivatives needed to determine a monotone piecewise cubic Hermite
C      interpolant to given data. Boundary values are provided which are
C      compatible with monotonicity. The interpolant will have an extremum
C      at each point where monotonicity switches direction.
C      http://www.netlib.org/slatec/pchip/
CALL DPCHIM (Nnodes, Ynode, PSInode, dPSIdYnode, 1, IERR)

C      evaluate the functional for swirling flow
Functional=0.0D0
DO Interval=1,Nnodes-1
    CALL DQDAG(Functional_integrand_2,
&      Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
&      ERRABS, ERRREL, IRULE, RESULT, ERREST)
    Functional=Functional+RESULT
END DO

RETURN
END SUBROUTINE USF

DOUBLEPRECISION FUNCTION Functional_integrand_2(Y)
C      evaluate the integrand for the constrained swirling flow functional
IMPLICIT NONE
DOUBLEPRECISION Y
INTEGER Interval
COMMON /INDEX/ Interval
INTEGER Nnodes
DOUBLEPRECISION Ynode(100),PSInode(100),dPSIdYnode(100)
COMMON /SOLUTION/ Nnodes,Ynode,PSInode,dPSIdYnode
DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR

```

```

COMMON /PROBING/ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
COMMON /OPERATE/DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1

DOUBLEPRECISION PSI,Feval,dPSIdY,Deval,VN,dRdS,RxVU,HEAD
dRdS=(Rshr-Rhub)/DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)

C      interpolate within the Interval
      PSI=Feval(Y,Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
&          &          PSInode(Interval),PSInode(Interval+1),
&          dPSIdYnode(Interval),dPSIdYnode(Interval+1))
      dPSIdY=Deval(Y,Ynode(Interval),Ynode(Interval+1),
&          &          PSInode(Interval),PSInode(Interval+1),
&          dPSIdYnode(Interval),dPSIdYnode(Interval+1))
      CALL SwirlGenEval(PSI,RxVU,HEAD)

C      evaluate the integrand
      VN=dPSIdY*dRdS
      Functional_integrand_2=
&          (VN**2/2.0D0-RxVU**2/(4.0D0*Y)+HEAD)*2.0D0/dRdS

      RETURN
      END FUNCTION Functional_integrand_2

```

```

DOUBLEPRECISION FUNCTION VSF(Y)
C      compute the swirl-free velocity
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Y, Scoord
      DOUBLEPRECISION VSFHUB,VSFSLO
      COMMON /VELSWFR/VSFHUB,VSFSLO

C      for FLINDT test case
C      VSF = VSFHUB+VSFSLO*2.0D0*Y

C      GAMM turbine
C      VSF = -0.275*Scoord(Y)**2+0.362*Scoord(Y)+0.141

C      for ALSTOM turbine
      VSF = VSFHUB+VSFSLO*Scoord(Y)

      RETURN
      END FUNCTION

DOUBLEPRECISION FUNCTION Scoord(Ycoord)
C      compute the curvilinear coordinate along DDP from hub to shroud
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Ycoord, R, Sshr
      DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      COMMON /PROBING/ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
      R = DSQRT(2.0D0*Ycoord)
      Sshr = DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)

```

```

    Scoord runs from 0 at hub to Sshr at shroud
    Scoord = Sshr*(R-Rhub)/(Rshr-Rhub) ! straight DDP
    RETURN
    END FUNCTION

C
    DOUBLEPRECISION FUNCTION Ycoord(Scoord)
    compute the modified radial coordinate
    IMPLICIT NONE
    DOUBLEPRECISION Scoord, R, Sshr
    DOUBLEPRECISION ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
    COMMON /PROBING/ZHUB,RHUB,ZSHR,RSHR
    Sshr = DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)
C
    radius runs from RHUB to RSHR
    R = RHUB + Scoord/Sshr*(RSHR-RHUB)
    Ycoord = R**2/2.0D0
    RETURN
    END FUNCTION

    DOUBLEPRECISION FUNCTION Feval(X,XL,XR,FL,FR,DL,DR)
C
    evaluate cubic Hermite interpolation
    IMPLICIT NONE
    DOUBLEPRECISION X,XL,XR,FL,FR,DL,DR, X1
    DOUBLEPRECISION H0, H1, H2, H3, XI
C
    define inline functions
    H0(XI) = 2.0D0*XI**3-3.0D0*XI**2+1.0D0
    H1(XI) = -2.0D0*XI**3+3.0D0*XI**2
    H2(XI) = XI**3-2.0D0*XI**2+XI
    H3(XI) = XI**3 -XI**2

    X1 = (X-XL)/(XR-XL) ! normalized to 0...1
    IF ((X1.LT.0.0D0).OR.(X1.GT.1.0D0)) PRINT '(' error in Feval ')'

C
    cubic Hermite polynomial
    Feval = FL*H0(X1)+FR*H1(X1)+DL*(XR-XL)*H2(X1)+DR*(XR-XL)*H3(X1)

    RETURN
    END FUNCTION

    DOUBLEPRECISION FUNCTION Deval(X,XL,XR,FL,FR,DL,DR)
C
    evaluate 1st derivative of cubic Hermite interpolation
    IMPLICIT NONE
    DOUBLEPRECISION X,XL,XR,FL,FR,DL,DR, X1
    DOUBLEPRECISION DH0, DH1, DH2, DH3, XI
C
    define inline functions
    DH0(XI) = 6.0D0*XI**2-6.0D0*XI
    DH1(XI) = -6.0D0*XI**2+6.0D0*XI
    DH2(XI) = 3.0D0*XI**2-4.0D0*XI+1.0D0
    DH3(XI) = 3.0D0*XI**2-2.0D0*XI

    X1 = (X-XL)/(XR-XL) ! normalized to 0...1
    IF ((X1.LT.0.0D0).OR.(X1.GT.1.0D0)) PRINT '(' error in Deval ')'

```

```

C      derivative cubic Hermite polynomial
      Deval=FL/(XR-XL)*DH0(X1)+FR/(XR-
XL)*DH1(X1)+DL*DH2(X1)+DR*DH3(X1)

      RETURN
      END FUNCTION

      SUBROUTINE SwirlGenEval(PSIval,RVUval,Hval)
C      PURPOSE: evaluate the generating functions RVU(PSI) and H(PSI)
C      INPUT: PSIval = streamfunction value
C      OUTPUT:      RVUval = interpolated value for r*vu
C                  Hval  = interpolated value for total head
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION PSIval,RVUval,Hval

C      discrete representations of RVU(PSI) and H(PSI)
C      as piecewise cubic Hermite polynomials
      INTEGER Ndata, IERR
      DOUBLEPRECISION Zdata(200),Rdata(200),Sdata(200),
&      Ydata(200),PSIdata(200),RVU2data(200),H2data(200),
&      dPSIdY(200),dRVUdPSI(200),dHdPSI(200)

      COMMON /SWIRLDATA/Ndata,Zdata,Rdata,Sdata,
&      Ydata,PSIdata,RVU2data,H2data,
&      dPSIdY,dRVUdPSI,dHdPSI

      CALL DPCHFE(Ndata,PSIdata,RVU2data,dRVUdPSI,1,.TRUE.,
&      1,PSIval,RVUval,IERR)
      CALL DPCHFE(Ndata,PSIdata,H2data,dHdPSI,1,.TRUE.,
&      1,PSIval,Hval,IERR)

      RETURN
      END SUBROUTINE SwirlGenEval

      SUBROUTINE SwirlPsiEval(Yval,PSIval,dPSIdYval)
      IMPLICIT NONE
      DOUBLEPRECISION Yval,PSIval,dPSIdYval
      INTEGER Ndata, IERR
      DOUBLEPRECISION Zdata(200),Rdata(200),Sdata(200),
&      Ydata(200),PSIdata(200),RVU2data(200),H2data(200),
&      dPSIdY(200),dRVUdPSI(200),dHdPSI(200)

      COMMON /SWIRLDATA/Ndata,Zdata,Rdata,Sdata,
&      Ydata,PSIdata,RVU2data,H2data,
&      dPSIdY,dRVUdPSI,dHdPSI

      CALL DPCHFD (Ndata, Ydata, PSIdata, dPSIdY, 1, .TRUE.,
&      1, Yval, PSIval, dPSIdYval, IERR)

      RETURN
      END SUBROUTINE SwirlPsiEval

```



```

CR2014 Romeo Resiga
PROGRAM TurboSwirlQ2D
C   quasi-two-dimensional (Q2D) axisymmetric swirling flow solver
C   for hydraulic turbines, downstream the runner into the discharge cone
C   USE MSIMSLMD ! use IMSL math library double precision
C   IMPLICIT NONE

C   REFERENCE QUANTITIES
C   DOUBLEPRECISION Rref,RunnerSpeed,Vref
C   PROBING LINES END POINTS
C   DOUBLEPRECISION Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,Zadc,Radc,Zwdc,Rwdc
C   SWIRL-FREE VELOCITY
C   DOUBLEPRECISION VSFhub,VSFslo
C   OPERATING POINT
C   DOUBLEPRECISION DISCHGR,RVUFLX2,RVUSLO1
C   GRID REFINEMENT (and OUTPUT REFINEMENT)
C   INTEGER Nnodes1,Ndata1,Nnodes2,Ndata2
C   BOUNDS for STAGNANT REGION LOCATION
C   DOUBLEPRECISION STGmin1,STGmax1,STGmin2,STGmax2

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

      INTEGER INDEX,IRULE,IERR
      DOUBLEPRECISION ERRABS,ERRREL,ERREST,RESULT
      DOUBLEPRECISION Zdata1(200),Rdata1(200),Sdata1(200),PSIdata1(200),
      &   VNdata1(200),VUdata1(200),RxVUdata(200),HEADdata(200)
      DOUBLEPRECISION Ydata(200),dPSIdY(200), dRVUdPSI(200),dHdPSI(200)
      COMMON /SWIRLDATA/Ndata1,Zdata1,Rdata1,Sdata1,Ydata,PSIdata1,
      &   RxVUdata,HEADdata,dPSIdY,dRVUdPSI,dHdPSI
      DOUBLEPRECISION Zdata2(200),Rdata2(200),Sdata2(200),PSIdata2(200),
      &   VNdata2(200),VUdata2(200)
      DOUBLEPRECISION STRNA(200),STRNR(200),VAdata1(200),VRdata1(200)
      CHARACTER(50)
FILEDDP1D,FILEDRP1D,FILEDDPQ2D,FILEBOUND,FILESTRLIN

      interface
      double precision function RxVUofPSI(PSIval)
      double precision PSIval
      end function
      end interface

      interface
      double precision function HEADofPSI(PSIval)
      double precision PSIval
      end function
      end interface

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

```

```

INCLUDE 'J:\FORTRAN\inputs\GAMM-OP08.in'

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

C      1D DDP SOLVER
      CALL ConstrainedSwirlSolver(
&      Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,VSFhub,VSFslo,DISCHGR,RVUflx2,RVU slo1,
&      STGmin1,STGmax1,Nnodes1,Ndata1,
&      Zdata1,Rdata1,Sdata1,PSIdata1,VNdata1,VUdata1,
&      RxVUdata,HEADdata)

C      write results
      OPEN(1,FILE=FILEDDP1D)
      DO INDEX=1,Ndata1
        PRINT ('" i=",I3," s=",G13.7,
&      " psi=",G13.7," vn=",G13.7, " vu=",G13.7)',
&      INDEX,Sdata1(INDEX),PSIdata1(INDEX),
&      VNdata1(INDEX),VUdata1(INDEX)
        WRITE(1,'(4G15.7)') Sdata1(INDEX),PSIdata1(INDEX),
&      VNdata1(INDEX),VUdata1(INDEX)
      END DO
      CLOSE(1)

C      prepare data representation for piecewise cubic Hermite interpolation
      DO INDEX=1,Ndata1
        Ydata(INDEX)=Rdata1(INDEX)**2/2.0D0      ! modified radial
coord.
      END DO
      CALL DPCHIM (Ndata1, Ydata,  PSIdata1, dPSIdY, 1, IERR)
      CALL DPCHIM (Ndata1, PSIdata1, RxVUdata, dRVUdPSI, 1, IERR)
      CALL DPCHIM (Ndata1, PSIdata1, HEADdata, dHdPSI, 1, IERR)

C      check the flux averaged moment of momentum
      IRULE=4
      ERRABS=1.D-10
      ERRREL=1.D-10
      CALL DQDAG (RxVUofPSI,
&      PSIdata1(1),PSIdata1(Ndata1),
&      ERRABS, ERRREL, IRULE, RESULT, ERREST)
      PRINT ('" r*vu ave=",G15.9," r*vu pch=",G15.9)',
&      RVUFLX2/DISCHGR, ! exact value
&      RESULT/(PSIdata1(Ndata1)-PSIdata1(1))

C      check the flux averaged total head
      CALL DQDAG (HEADofPSI,
&      PSIdata1(1),PSIdata1(Ndata1),
&      ERRABS, ERRREL, IRULE, RESULT, ERREST)
      PRINT ('" head ave=",G15.9," head pch=",G15.9)',
&      RVUFLX2/DISCHGR-RVUSLO1*DISCHGR/4.0D0, ! exact value
&      RESULT/(PSIdata1(Ndata1)-PSIdata1(1))

```

```

C      1D DRP SOLVER
      CALL UnConstrainedSwirlSolver(
&         Zadc,Radc,Zwdc,Rwdc,
&         STGmin2,STGmax2,Nnodes2,Ndata2,
&         Zdata2,Rdata2,Sdata2,PSIdata2,VNdata2,VUdata2)

C      write results
      OPEN(1,FILE=FILEDRP1D)
      DO INDEX=1,Ndata2
        PRINT ('" i=",I3," s=",G13.7,
&           " psi=",G13.7," vn=",G13.7, " vu=",G13.7)',
&           INDEX,Sdata2(INDEX),PSIdata2(INDEX),
&           VNdata2(INDEX),VUdata2(INDEX)
        WRITE(1,'(4G15.7)') Sdata2(INDEX),PSIdata2(INDEX),
&           VNdata2(INDEX),VUdata2(INDEX)
      END DO
      CLOSE(1)

C      POSTPROCESSING for Q2D
      CALL STREAMLINES(FILESTRLIN,
&         Ndata1, Zdata1, Rdata1, Sdata1, PSIdata1,
&         Ndata2, Zdata2, Rdata2, Sdata2, PSIdata2,
&         STRNA,STRNR)

      CALL DDPvelocity(Ndata1,VNdata1,STRNA,STRNR,Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,
&         VAdata1,VRdata1)

C      write dimensional data
      OPEN(1,FILE=FILEDDPQ2D)
      DO INDEX=1,Ndata1
        WRITE(1,'(5G15.7)') Rdata1(INDEX)*Rref,-Zdata1(INDEX)*Rref,
&         VUdata1(INDEX)*Vref,VRdata1(INDEX)*Vref,-VAdata1(INDEX)*Vref
      END DO
      CLOSE(1)

      OPEN(10,FILE=FILEBOUND)
      CALL WriteContourTecplot(10,Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,
&         Zadc,Radc,Zwdc,Rwdc)
      CLOSE(10)

      END PROGRAM TurboSwirlQ2D
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

      SUBROUTINE DDPvelocity(Ndata,VNdata,STRNA,STRNR,
&         Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,VAdata,VRdata)
C      compute axial and radial velocity components,
C      given the normal velocity and the streamline direction
      IMPLICIT NONE
      INTEGER Ndata,Idata

```

```
DOUBLEPRECISION Zhub,Rhub,Zshr,Rshr,VNdata(Ndata),
&STRNA(Ndata),STRNR(Ndata),VAdata(Ndata),VRdata(Ndata)
DOUBLEPRECISION LineLength, LineNormalAxial, LineNormalRadial
DOUBLEPRECISION VelocityMeridian ! meridian velocity magnitude

LineLength=DSQRT((Zshr-Zhub)**2+(Rshr-Rhub)**2)
LineNormalAxial = (Rshr-Rhub)/LineLength
LineNormalRadial=-(Zshr-Zhub)/LineLength

DO Idata=1,Ndata
    VelocityMeridian=VNdata(Idata)/
&    (STRNA(Idata)*LineNormalAxial+STRNR(Idata)*LineNormalRadial)
    VAdata(Idata)=VelocityMeridian*STRNA(Idata)
    VRdata(Idata)=VelocityMeridian*STRNR(Idata)
END DO

RETURN
END SUBROUTINE DDPvelocity

DOUBLEPRECISION FUNCTION RxVUofPSI(PSIval)
IMPLICIT NONE
DOUBLEPRECISION PSIval,RVUval,Hval

CALL SwirlGenEval(PSIval,RVUval,Hval)
RxVUofPSI=RVUval

RETURN
END FUNCTION RxVUofPSI

DOUBLEPRECISION FUNCTION HEADofPSI(PSIval)
IMPLICIT NONE
DOUBLEPRECISION PSIval,RVUval,Hval

CALL SwirlGenEval(PSIval,RVUval,Hval)
HEADofPSI=Hval

RETURN
END FUNCTION HEADofPSI
```

Anexa 3. Forma fișierelor de output (exemplu pentru pct OP.01)

Semnificația fiecărei coloane, de la stânga la dreapta: raza, coordonata axială, componenta tangențială, componenta radială și componenta axială a vitezei

.5886482E-01	-.1058515	1.772310	.2418502	-1.528922
.6317720E-01	-.1088777	1.798268	.2875510	-1.661429
.6748959E-01	-.1119039	1.798892	.3120818	-1.789173
.7180198E-01	-.1149301	1.783329	.3343828	-1.915847
.7611437E-01	-.1179562	1.785716	.3488947	-2.010069
.8042676E-01	-.1209824	1.778591	.3621004	-2.101586
.8473914E-01	-.1240086	1.770224	.3724973	-2.183656
.8905153E-01	-.1270348	1.769318	.3801256	-2.251424
.9336392E-01	-.1300610	1.757625	.3873648	-2.320210
.9767631E-01	-.1330872	1.759169	.3917566	-2.373095
.1019887	-.1361134	1.745441	.3968353	-2.431397
.1063011	-.1391396	1.745871	.3995376	-2.475455
.1106135	-.1421658	1.739389	.4022730	-2.520065
.1149259	-.1451920	1.738189	.4037993	-2.557816
.1192382	-.1482182	1.737520	.4047664	-2.592249
.1235506	-.1512444	1.736738	.4051576	-2.623978
.1278630	-.1542705	1.740227	.4047883	-2.651011
.1321754	-.1572967	1.738085	.4044220	-2.678867
.1364878	-.1603229	1.743075	.4032125	-2.701163
.1408002	-.1633491	1.742739	.4020806	-2.724407
.1451126	-.1663753	1.749827	.4000682	-2.742479
.1494250	-.1694015	1.754252	.3978856	-2.760396
.1537373	-.1724277	1.759747	.3953163	-2.776525
.1580497	-.1754539	1.766680	.3923466	-2.790839
.1623621	-.1784801	1.772497	.3891310	-2.804529
.1666745	-.1815063	1.782715	.3853269	-2.815368
.1709869	-.1845325	1.789701	.3813057	-2.826527
.1752993	-.1875587	1.800437	.3767212	-2.835297
.1796117	-.1905848	1.808981	.3718615	-2.844044
.1839241	-.1936110	1.819802	.3665083	-2.851118
.1882364	-.1966372	1.830422	.3607548	-2.857480
.1925488	-.1996634	1.841951	.3544890	-2.862729
.1968612	-.2026896	1.854417	.3476988	-2.866896
.2011736	-.2057158	1.866931	.3404436	-2.870339
.2054860	-.2087420	1.876636	.3327854	-2.873976

BIBLIOGRAFIE

1		2013	<i>ANSYS Fluent Theory Guide</i> , ANSYS, Inc., Canonsburg, PA.
2	Anton, I.	1979	<i>Turbine Hidraulice</i> , Timișoara, Editura Facla
3	Anton, L.; Baya, A.	2002	Mecanica fluidelor, mașini hidraulice și acționări, Timișoara, Editura Orizonturi Universitare
4	Anton, V.; Popoviciu, M.	1968	<i>Hidraulică și mașini hidraulice</i> , Timișoara, Institutul Politehnic Timișoara
5	Anton, V.; Popoviciu, M.; Fitero, I.	1978	<i>Hidraulică și mașini hidraulice</i> , București, Editura didactică și pedagogică
6	Arpe, J.	2003	<i>Analyse du champ de pression pariétale d'un diffuseur coudé de turbine Francis</i> , Teză de doctorat, Lausanne, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
7	Avellan, F.; Dupont, P.; Farhat, M.; Gindroz, B., Henry, P.; Hussain, M.; Parkinson, E.	1990	Flow survey and blade pressure measurements in a Francis turbine model, <i>Proceedings of the XV IAHR Symposium</i> , Belgrade, Yugoslavia, pag. 1-14
8	Avellan, F.	2000	Flow Investigation In A Francis Draft Tube: The Flindt Project, <i>Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 20th IAHR Symposium</i> , August 7-9, 2000, Charlotte, pag.1-18
9	Baya, A.	1997	<i>Centrale hidroelectrice și stații de pompare</i> , Timișoara, Litografia Universității Politehnica Timișoara
10	Baya, Al.	2013	<i>Turbine hidraulice - note curs</i> , disponibil pe Platforma Informatică pentru ingineria Fluidelor, http://b.piif.ro/biblioteca/cursuri/-3/Ccourse_81492757 , accesat 03 noiembrie 2014
11	Benjamin, T. B.	1962	Theory of the vortex breakdown phenomenon, <i>Journal of Fluid Mechanics</i> , Volume 14, Issue 04, December 1962, pag. 593- 629
12	Blommaert, G.	2000	<i>Etude du comportement dynamique des turbines Francis: contrôle actif de leur stabilité de fonctionnement</i> , Teză de doctorat, Lausanne, EPFL
13	Bosioc, A. I.	2011	<i>Controlul curgerii cu rotație în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice</i> , Editura Politehnica, Timișoara
14	Bosman, C., El-Shaarawl, M.A.I.	1977	Quasi-Three-Dimensional Numerical Solution of Flow in Turbomachines, <i>J. Fluids Eng. – Trans. ASME</i> 99, pag. 132-140.

15	Botzan, M.	1989	<i>Începuturile hidrotehnicii pe teritoriul ROMÂNIEI</i> , București, Editura Tehnică
16	Bragg, S. L.; Hawthorne, W. R.	1950	Some Exact Solutions of the Flow Through Annular Cascade Actuator Discs", <i>Journal of the Aeronautical Sciences</i> , Vol. 17, No. 4 (1950), pag. 243-249, doi: 10.2514/8.1597
17	Brekke, H.	2010	Performance and safety of hydraulic turbines, <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> , Timișoara, România
18	Brown, J. G.	1970	<i>Hydro-electric engineering practice</i> , Tradusă în limba română (Centrale hidroelectrice de putere mare), București, Editura tehnică
19	Casanova, F.	2009	Failure analysis of the draft tube connecting bolts of a Francis-type, Elsevier (Elsevier), 2009: 2202-2208
20	CASSIDY, JOHN J.; FALVEY, HENRY T.	1970	Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown, <i>J. Fluid Mech.</i> (1970), vol. 41, part 4, pag. 727-736
21	Cervantes, M. J.; Engström, T. F.; Gustavsson, L. H.	2005	Proceedings of the third IAHR/ERCOFTAC Workshop on draft tube flows Turbine-99 III, RESEARCH REPORT, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering Division of Fluid Mechanics, Luleå University of Technology
22	Cervantes, M.	2003	<i>Effects of boundary conditions and unsteadiness on draft tube flow</i> , Luleå: Luleå tekniska universitet, Teză doctorat, ISSN 1402-1544
23	Ciocan, G. D.; Iliescu, M. S.; Vu, T. C.; Nennemann, B.; Avellan, F.	2007	Experimental study and numerical simulation of the Flindt draft tube rotating vortex, <i>Journal of Fluids Engineering</i> 129, February 2007, pag. 146-158
24	Ciocan, G. D.; Vu, T. C.; Nennemann, B.; Demers, E.; Susan-Resiga, R. F.	2007	Liquid Control Jet During Part Load Operation In A Hydraulic Turbine, Brevet WO 2007/142709 A1
25	Ciocan, T.; Susan-Resiga, R. F.; Muntean, S.	2014	Improving Draft Tube Hydrodynamics Over a Wide Operating Range, <i>Proceedings of the Romanian Academy, Series A</i> 15, nr. 2 (2014), pag. 182-190
26	Dănăilă, S.; Berebente, C.	2003	<i>Metode numerice în dinamica fluidelor</i> . București, Editura Academiei Române, ISBN: 973-27-0958-8
27	Davidson, L.	2006	Evaluation of the SST-SAS model: channel flow, asymmetric diffuser and axi-symmetric hill, <i>European Conference on Computational Fluid Dynamics</i> , ECCOMAS CFD 2006, pag. 1-20

28	Davidson, L.	2007	The SAS model: A turbulence model with controlled modeled dissipation, <i>20th Nordic Seminar on Computational Mechanics</i> , Göteborg, pag. 1-4
29	Dixon, S.L.; Eng B.	1998	<i>Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery 4th ed.</i> Oxford, Linacre House, ISBN 0 7506 7059 2
30	Dixon, S. L.	1998	<i>Fluid Mechanics, Thermodynamics, Thermodynamics of Turbomachinery</i> , Fifth Edition, Elsevier, Linacre House, Jordan Hill, Oxford, ISBN 0 7506 7059 2
31	Dörfler, P K; Ruchonnet, N	2012	A statistical method for draft tube pressure pulsation analysis, <i>26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science</i> , doi:10.1088/1755-1315/15/6/062002. IOP Publishing, pag. 1-8
32	Dörfler, P. K.	1982	<i>System oscillations excited by the Francis turbine's part load vortex core: mathematical modeling and experimental verification</i> , Teză doctorat
33	Dörfler, P.; Sick, M.; Coutu, A.	2013	Capitolul 2: Low-Frequency Phenomena in Swirling Flow, în cartea: <i>Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery</i> , pag. 33-67, London, Springer Verlag
34	Egorov, Y.; Menter, F. R.; Lechner, R.; Cokljat, D.	2010	The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 2: Application to Complex Flows, <i>Flow Turbulence Combust</i> , DOI 10.1007/s10494-010-9265-4 (Springer Science+Business Media B.V. 2010) Vol.85, Issue.1, pag. 139-165
35	Engström, T. F.; Gustavsson, L. H.; Karlsson, R. I.	2001	Proceedings of Turbine-99 - Workshop 2 on draft tube Flow, Research Report, Älvkarleby, Sweden
36	Escudier, M.	1987	Confined Vortices in Flow Machinery, <i>Ann. Rev. Fluid Mech.</i> 1987, 19, pag. 27-52
37		2015	<i>EUREKA PROJECT > 1625 FLINDT II.</i> 2015. http://www.eurekanetwork.org/project/-/id/1625 (accesat februarie 04, 2015)
38		2014	<i>European Comission - Strategic Energy Technologies</i> , http://setis.ec.europa.eu/technologies/hydropower (accesat 27 decembrie 2014)
39		2014	<i>European Comission - Strategic Energy Technologies.</i> 2012. http://web.archive.org/web/20121006043156/http://setis.ec.europa.eu/technologies/Hydropower (accesat 22 noiembrie 2014, accesat de pe web.archive.org)

40	Falvey, H. T.	1971	<i>Draft tube surges -A review of Present Knowledge and an Annotated Bibliography</i> , Engineering and Research Center, Bureau of Reclamation, Denver, Colorado
41		2006	<i>FLUENT 6.3 User's Guide</i> , Fluent Inc. , New Hampshire, Lebanon
42	Francis, J. B.	1868	<i>LOWELL HYDRAULIC EXPERIMENTS</i> , Lowell, Massachusetts, 1868
43		2014	<i>Francis-99 - LTU - Luleå University of Technology</i> , 2014. http://www.ltu.se/research/subjects/Stromningslara/Konferenser/Francis-99?l=en (accesat 04 Februarie 2015)
44		2014	<i>French River Land Company's Website!</i> 2014, http://www.frenchriverland.com/byron_mccoey.htm (accesat 17 noiembrie 2014)
45	Frunzăverde, D.; Muntean, S.; Mărginean, G.; Câmpian, V.; Marşavina, L.; Terzi, R.; Şerban, V.	2010	Failure analysis of a Francis turbine runner, <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010), 012115, doi:10.1088/1755-1315/12/1/012115
46		2015	<i>FX -- Fluid feature eXtraction tool-kit</i> , http://raphael.mit.edu/fx/ (accesat 25 august 2015)
47	Galván, S.; Rubio, C.; Pacheco, J.; Mendoza, Cr.; 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 (2013), Springer Science+Bussines Media, pag. 53-72, DOI 10.1007/s10898-012-9946-8
48	Galván, S.; Rubio, C.; Jesús, P.; Solorio, G.; Carbajal, G.	2013	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> 55 (2013), Springer Science+Bussines Media, pag.729-749, DOI 10.1007/s10898-012-0011-4
49		2007	<i>GAMBIT 2.4 User's Guide</i> , Fluent, Incorporated, Lebanon New Hampshire
50	Gelpke, V.	1913	Wasserturbinen-Laufrad mit Hochwasserkranz, Germania, Brevet 272329
51	Gerich, R.; Raabe, J.	1975	Measurement of the Unsteady and Cavitating Flow in a Model Francis Turbine of High Specific Speed, <i>J. Fluids Eng</i> 97(4), 402-405 (Dec 01, 1975), doi:10.1115/1.3448042
52	Gînga, G.	2012	<i>Analiza experimentală și numerică a funcționării pompelor centrifuge de acumulare</i> , Teză de doctorat. Timișoara, Editura Politehnica

53	Gros, L.; Kueny, J. L.; Avellan, F.; Bellet, L.	1998	Numerical Flow Analysis of the GAMM Turbine at Nominal and Off-Design Operating Conditions, <i>Proceedings of the XIX IAHR Symposium</i> , Singapore, Republic of Singapore, Vol. 1, pag.121-128, 9-11 Sept. 1998
54	Guibin, M. F.	1973	<i>Draft tubes of hydro-electric stations</i> , Amerind Publishing
55	Haimes, B.; Kenwright, D.	2000	Haimes, Bob, și David Kenwright. <i>FX Programmer's Guide. Rev. 0.90 (Beta) The Fluid Feature EXtraction Tool-kit</i> , pag.1-28
56	Haimes, R.; Kenwright, D.	1999	On the Velocity Gradient Tensor and Fluid Feature Extraction, <i>AIAA Paper No. 99-3288</i> , June 1999.
57	Haller, G.	2005	An objective definition of a vortex, <i>J. Fluid Mech.</i> (2005), vol. 525, DOI: 10.1017/S0022112004002526 (Cambridge University Press), pag.1-26
58		2015	<i>HIDROELECTRICA</i> , http://www.hidroelectrica.ro/Details.aspx?page=16 (accesat 06 ianuarie 2015)
59	Hirsch, Ch.	1984	Computational Models for Turbomachinery Flows, Naval Postgraduate School technical report (1984), No. NPS-67-84-022
60	Hirsch, Ch.; Warzee, G.	1976	A finite element method for the axisymmetric flow computation in a turbomachine, <i>Int. J. Numerical Methods in Engineering</i> , nr. 10, pag. 93-113
61	Hoffman, K. A.; Chiang, S. T.; Siddiqui, S.; Papadakis, M.	1996	<i>FUNDAMENTAL EQUATIONS OF FLUID MECHANICS</i> , Engineering Education System, Wichita, Kansas 67208-1078, USA, ISBN 0-9623731-9-2, pag. 14-23
62	Hofmann, K. A.; Chiang, S. T.	1998	<i>COMPUTATIONAL FLUIDDYNAMICS VOLUME II, THIRD EDITION</i> , Engineering Education System, Wichita, Kansas 67208-1078, USA, ISBN 0-9623731-2-5, pag. 398-404
63	Holmén, V.	2012	<i>Methods for Vortex Identification</i> , Master's Theses in Mathematical Sciences, Lund University, Suedia
64	Honold, R.	1912	Laufrad für Francisturbinen mit weitem Schaufelspalt Germania, Patent nr. 268097
65	Hunt, J.C.R.; Wray, A.A.; Moin, P.	1988	Eddies, Stream, and Convergence Zones in Turbulent Flows, Center for Turbulence Research Report, <i>Proceedings of the 1988 Summer Program</i> , pag. 193-208
66	Ighışan, C.; Susan-Resiga, R.; Muntean, S.; Ciocan, T.	2014	Surrogate model for draft tube losses computation within a range of turbine discharge. Part II: GAMM turbine example, <i>10th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics</i> , IHS, University of Stuttgart, Stuttgart, Germany, July 2014

67	Iliescu, M. S.; Ciocan, G. D.; Avellan, F.	2008	Analysis of the Cavitating Draft Tube Vortex in a Francis Turbine Using Particle Image Velocimetry Measurements in Two-Phase Flow, <i>Journal of Fluids Engineering</i> , FEBRUARY 2008, Vol. 130, DOI: 10.1115/1.2813052, pag. 021105-1-021105-10
68		1999	International Electrotechnical Commission, Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines – Model Acceptance Tests, International Standard IEC 60193, 2nd ed.
69	Jones, W. P.; Lauder, B. E.	1973	The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence, <i>International Journal of Heat and Mass Transfer</i> , Vol. 16, pag. 1119-1130
70	Kenwright, D. N.; Haimes, R.	1998	Automatic Vortex Core Detection, <i>IEEE Computer Graphics and Applications</i> , IEEE Computer Society, Vol 18. No. 4, pag. 70-74, July/Aug. 1998
71	Kenwright, D.; Haimes, R.	1997	Vortex Identification - Applications In Aerodynamics, <i>IEEE Computer Society, Visualization '97</i> , Oct. 1997
72	Kirschner, O; Ruprecht, A; Göde, E; Riedelbauch, S	2012	Experimental investigation of pressure fluctuations caused by a vortex rope in a draft tube, <i>26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 15 (2012) 062059, doi:10.1088/1755-1315/15/6/062059, IOP Publishing
73	Kirschner, O; Schmidt, H; Ruprecht, A; Mader, R; Meusbürger, P	2010	Experimental investigation of vortex control with an axial jet in the draft tube of a model pump-turbine, <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010) 012092, doi:10.1088/1755-1315/12/1/012092, IOP Publishing
74	Kirschner, O.; Ruprecht, A.; Göde, E.	2009	Experimental Investigation of Pressure Pulsation in a Simplified Draft Tube." <i>3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , October 14-16, 2009, Brno, Czech Republic. Brno, Czech Republic, pag. 55-64
75	Kirschner, O.; Ruprecht, A.	2007	Vortex Rope Measurement in a Simplified Draft Tube." <i>Proceeding of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timișoara, România, Transactions on Mechanics Tom 52 (66). Timișoara, România, ISSN 1224-6077, pag. 173-184
76	Kjeldsen, M.;	2006	Water Injection for the Mitigation of Draft-Tube

	Olsen, K.-M; Nielsen, T.; Dahlhaug, O. G.		Pressure Pulsations, <i>IAHR Int. Meeting of WG on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , Barcelona, 28-30 June 2006
77	Klimovich, V.I.	1988	Calculation of the flow in the blade passages of pump-turbines on the basis of solutions of the direct axisymmetric problem of the theory of hydrodynamic machinery, <i>Fluid Dynamics</i> 23, pag. 493-499
78	Kubota, T.; Matsui, H.	1972	<i>Cavitation characteristics of forced vortex core in the flow of the francis turbine</i> , Vol. 18, No. 3, <i>Fuji Electric Review</i> , pag. 102-108
79	Kurokawa, A.; Kajigaya, A.; Matusi, J.; Imamura, H.	2000	Suppression of Swirl in a Conical Diffuser By Use of J-Groove, <i>Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> . Charlotte, North Carolina, U.S.A.
80	Lewis, Bryan J.	2014	<i>The History of Hydropower From Ancient Greece to Modern</i> , Pennsylvania
81	Logan, E.; Roy, R.	2003	<i>Handbook of Turbomachinery</i> , Second Edition. Tempe, Arizona, Publisher: Marcel DEKKER, ISBN: 0-8247-0995-0
82	Long, R. R.	1953	Steady Motion Around a Symmetrical obstacle Moving Along the Axis of a Rotating Liquid, <i>Journal of Meteorology</i> , Volume 10, Issue 3 (June 1953), doi: <a href="http://dx.doi.org/10.1175/1520-0469(1953)010<0197:SMAASO>2.0.CO;2">http://dx.doi.org/10.1175/1520-0469(1953)010<0197:SMAASO>2.0.CO;2 , pag. 197-203.
83	Lucca Negro, O; O'Doherty, T	2001	Vortex Breakdown: A Review, <i>Progress in Energy and Combustion Science</i> , Volume 27, Number 4, 2001, doi:10.1016/S0360-1285(00)00022-8, pag. 431-481
84	Lyutov, A. E.; Chirkov, D. V.; Skorospelov, V. A.; Turuk, P. A.; Cherny, S. G.	2015	Coupled Multipoint Shape Optimization of Runner and Draft Tube of Hydraulic Turbines, <i>J. Fluids Eng</i> 137(11), 111302 (Nov 01, 2015) (11 pages), doi: 10.1115/1.4030678
85	Mauri, S.; Kueny, J.-L.; Avellan, F.	2002	Flow Simulation in an elbow diffuser: verification and validation, <i>Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery</i> , 9-12 September, Lausanne
86	Menter, F. R.	1992	Assessment of Higher Order Turbulence Models for Complex Two- and Three-Dimensional Flowfields, <i>NASA-TM-103944</i> , September
87	Menter, F. R.	1993	Zonal two-equation k- ω turbulence model for aerodynamic flows, <i>AIAA 93-2906</i> , pag. 1-4
88	Menter, F. R.; Egorov, Y.	2010	The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 1: Theory and Model Description, <i>Flow Turbulence</i>

			<i>Combust</i> , DOI 10.1007/s10494-010-9264-5, Springer, Vol. 85, Issue. 1, pag. 113-138
89	Michel, C.; Patrick, E.	2000	Roue de Type Francis et Machine Hydraulique Equipee d'une Telle Roue, France, Patent Number: 2 811 718
90		1995	Microsoft Corporation, Fortran Power Station version 4.0.
91	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, <i>26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 15 (2012) 032001 doi:10.1088/1755-1315/15/3/032001. Beijing, China: IOP Publishing
92	Muntean, S.	2008	<i>Analiza numerică a curgerii în turbinele hidraulice Francis</i> , Timișoara, Editura Orizonturi Universitare
93	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, <i>3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , October 14-16, Brno, Czech Republic, pag. 155-164.
94	Muntean, Sebastian; Susan-Resiga, Romeo F.; Anton, Ioan	2004	Mixing interface algorithm for 3D turbulent flow analysis of the GAMM Francis Turbine, <i>Modelling Fluid Flow The State of The Art</i> , de János Vad, Tamas Lajos și Rudolf Schilling, pag. 359-472, Budapest
95	Muntean, S.; Susan-Resiga, R.; Anton, I.	2002	3D Flow Analysis of GAMM Francis Turbine for Variable Discharge, <i>21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Laussane
96	Muntean, S.; Susan-Resiga, R.; Bernad, S.; Anton, I.	2004	3D Turbulent flow analysis of the GAMM Francis turbine for variable discharge, <i>22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , June 29 - July 2, 2004 Stockholm - Sweden, A11-2 (1-12).
97		2014	<i>National Park Service</i> , http://www.nps.gov/lowe/historyculture/upload/JB%20Francis_%20Lowell%20Notes.pdf (accesat 17 noiembrie 2014)
98	Nilsson, H.; Davidson, L.	2001	A validation of parallel multiblock CFD against the GAMM Francis water turbine runner at best efficiency and off-design operating conditions, Report, Department of Thermo and Fluid Dynamics, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Göteborg, Sweden, pag. 1-41
99	Nishi, M.; Kubota, T.;	1980	Study on Swirl Flow Surge in an Elbow Type Draft Tube, <i>Proceedings of IAHR 10th</i>

	Matsunaga, S.; Senoo, Y.		<i>Symposium</i> , Tokyo, pag. 557
100	Nishi, M.; Wang, X. M.; Yoshida, K.; Takahashi, T.; Tsukamoto, T.	1996	An Experimental Study on Fins, Their Role in Control of the Draft Tube Surging, <i>Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation</i> . Valencia, Spain, Springer Netherlands, DOI:10.1007/978-94-010-9385-9_92 ,pag. 905-914
101	Nishi, M.; Matsunaga, S.; Kubota, T.; Senoo, Y.	1982	Flow regimes in elbow-draft tube, <i>IAHR Symposium, Operating Problems of Pump Stations and Power Plants</i> , No. 38, pag. 1-13.
102	Ojima, A; Kamemoto, K	2010	Vortex method simulation of 3D and unsteady vortices in a swirling flow apparatus experimented in "Politehnica" University of Timisoara, <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010) 012065, doi:10.1088/1755-1315/12/1/012065. IOP Publishing
103	Papillon, B; Sabourin, M.; Couston, M.; Deschênes, C.	2002	Hydroturbines, Methods for air admission in hydroturbines, <i>Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, September 9 - 12, 2002, Lausanne</i> , psg. 1-6.
104	Parkinson, E.	1995	<i>TURBOMACHINERY WORKSHOP ERCOFTAC II TEST CASE 8: FRANCIS TURBINE</i> . Lausanne
105	Petit, O.; Bosioc, A. I.; Nilsson, H.; Muntean, S.; Susan-Resiga, R. F.	2010	A swirl generator case study for OpenFOAM, <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010) 012056, doi:10.1088/1755-1315/12/1/012056, IOP Publishing
106	Piomelli, U.	1999	Large-eddy simulation: achievements and challenges, <i>Progress in Aerospace Sciences</i> , 35 (1999) pag. 335-362, Elsevier Science Ltd
107	Qian, Z D; Li, W; Huai, W X; Wu, Y L	2011	The effect of runner cone design on pressure oscillation characteristics in a Francis hydraulic turbine, <i>Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy</i> 2012 226: 137. SAGE
108	Qian, Zhong- dong; Yang, Jian-dong; Huai, Wen-xin	2007	Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission, <i>Journal of Hydrodynamics Ser.B</i> , 2007, 19(4), pag. 467-472
109	Rheingans, W. J.	1940	Power Swings in Hydroelectric Power Plants, <i>Transaction of the A.S.M.E.</i> , Vol. 62, No. 3, pag. 171-184

110	Roth, M.	2000	<i>Automatic Extraction of Vortex Core Lines and Other Line-Type Features for Scientific Visualization</i> , Teză doctorat, Zürich
111	Round, G.F.	2004	<i>Incompressible Flow Turbomachines. Design, Selection, Applications and Theory</i> , Editor Elsevier, Linacre House, Jordan Hill, Oxford, Gulf Professional Publishing, ISBN: 0750676035
112	Ruprecht, A.; Heitele, M.; Helmrich, T.; Moser, W.; Aschenbrenner, T.	2000	Numerical Simulation of a Complete Francis Turbine including unsteady rotor/stator interactions, <i>20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation</i> , Charlotte (NC), USA, August 6-9, 2000
113	Ruprecht, A.; Grupp, J.; Al-Salaymeh, A.; Kirschner, O.	2008	Experimental and Numerical Investigation of Vortex Control in a Simplified Straight Draft Tube Model, <i>IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , October 27-31, Foz do Iguassu, Brasil
114	Ruprecht, A.; Helmrich, T.; Aschenbrenner, T.; Scherer, T.	2001	Simulation of pressure surge in a hydro power plant caused by an elbow draft tube, <i>10th International Meeting of the Work Group on the behaviour of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions</i> , Trondheim, Norway, June 26-28
115	Ruprecht, A.; Helmrich, T.; Aschenbrenner, T.; Schrerer, T.	2002	Simulation of vortex rope in a turbine draft tube, <i>Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium</i> , September 9-12, Lausanne, pag. 1-8
116	Sahner, J.	2009	<i>Extraction of Vortex Structures in 3D Flow Fields</i> , Teză doctorat, Magdeburg
117	Sick, M.; Döerfler, P.; Lohmberg, P.; Casey, M	2002	Numerical simulations of vortical flows in draft tube, <i>5th World Congress on Comp. Mechanics</i> . Vienna, Austria
118	Skotak, A.; Mikulasek, J.; Troubil, P.	2001	Unsteady flow in the draft tube with elbow, <i>10th International Meeting of the Workgroup on the Behaviour of Hydraulic Machinery Under Steady Oscilatory Conditions</i> , Trondheim, Norway
119	Smagorinsky, J.	1963	General Circulation Experiments with the Primitive Equations, <i>Monthly Weather Review</i> , 91, 99-164, doi: <a href="http://dx.doi.org/10.1175/1520-0493(1963)091<0099:GCEWTP>2.3.CO;2">http://dx.doi.org/10.1175/1520-0493(1963)091<0099:GCEWTP>2.3.CO;2 , Vol. 91, Issue. 3, pag. 99-164.
120	Sottas G., Ryhming I.L.	1993	3D - Computation of Incompressible Internal Flows, Editor Ryhming I.L. Sottas G., <i>Proceedings of the GAMM Workshop, Notes Numerical Fluid Mechannics</i> . Braunschweig, Vieweg Verlag
121	Spalart, P. R.	2009	Detached-Eddy Simulation, <i>Annu. Rev. Fluid</i>

			<i>Mech.</i> 2009. 41:181–202, doi:10.1146/annurev.fluid.010908.165130
122	Spalart, P. R.	2001	Young-Person's Guide to Detached-Eddy, NASA/CR-2001-211032, pag. 1-23.
123	Squire, H. B.	1956	<i>Rotating Fluids</i> . Editor G. K. Batchelor și R. M. Davies. Cambridge University Press
124	Stein, P.	2007	<i>Numerical Simulation and Investigation of Draft Tube Vortex Flow</i> , PhD thesis, Coventry University in collaboration with ANDRITZ - VA TECH HYDRO
125	Stein, P.; Sick, M.; Doerfler, P.; White, P.; Braune, A.	2006	Numerical simulation of the cavitating draft tube vortex in a Francis turbine, <i>23rd IAHR Symposium</i> . Yokohama, Japan, F228
126	Stuparu, A.; Susan-Resiga, R.	2015	The Origin of the Plunging Pressure Fluctuations for a Swirling Flow with Precessing Vortex Rope in a Straight Diffuser, <i>6th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, September 9-11, 2015, Ljubljana, Slovenia</i> , pag. 75-82.
127	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>26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 15</i> (2012) 032008 doi:10.1088/1755-1315/15/3/032008 . Beijing, China, IOP Publishing
128	Susan-Resiga, R.; Muntean, S.; Ciocan, T.; de Colombel, T.; Leroy, P	2014	Surrogate runner model for draft tube losses computation within a wide range of operating points, <i>27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR 2014) IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 22</i> (2013) 012022 doi:10.1088/1755-1315/22/1/012022, IOP Publishing
129	Susan-Resiga, R. F.; Muntean, S.; Avellan, F.; Anton, I.	2011	Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range, <i>Applied Mathematical Modelling 35</i> (2011), Elsevier, doi:10.1016/j.apm.2011.03.052, ISSN: 0307-904X, pag. 4759-4773.
130	Susan-Resiga, R.; Ighișan, C.; Muntean, S.; Ciocan, T.	2014	Progress on the Optimization of Francis Runner Outlet for Best Performance of the Draft Tube Within a Wide Operating Range, <i>18th International Seminar on Hydropower Plants Innovation and Development Needs for a Sustainable Growth of Hydropower</i> . Vienna, Austria, ISBN 978-3-9501937-9-4, pag. 201-211.
131	Susan-Resiga, R.; Muntean,	2008	Hydrodynamic design and analysis of a swirling flow generator, <i>4th German-Romanian</i>

	S.; Tănasă, C.; Bosioc, A. I.		<i>Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics</i> , IHS, University of Stuttgart, Stuttgart, Germany
132	Susan-Resiga, R.F.; Muntean, S.; Stuparu, A.; Bosioc, A.I.; Tănasă, C.; Ighișan, C.	2015	A variational model for swirling flow states with stagnant region." <i>European Journal of Mechanics B/Fluids</i> (2015), http://dx.doi.org/10.1016/j.euromechflu.2015.09.002
133	Susan-Resiga, R.	2015	Development of a Mathematical Model for the Swirling Flow Exiting the Runner of a Hydraulic Turbine, <i>6th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , September 9-11, Ljubljana, Slovenia, pag. 139-146.
134	Susan-Resiga, R. F.; Muntean, S.; Tănasă, C.; Bosioc, A.	2009	Three-dimensional versus two-dimensional axisymmetric analysis for decelerated swirling flows, <i>Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow</i> , (CMFF'09), Sept. 9-12, Budapest, Hungary, vol. 2, pag. 862-869
135	Susan-Resiga, R.	2014	Raport științific privind implementarea proiectului PN-II-ID-PCE-2012-4-0634, "Instabilități auto-induse ale curgerii cu rotație în turbinele hidraulice la regimuri departe de cel optim", pag. 1-8.
136	Susan-Resiga, R.; Ighișan, C.; Muntean, S.	2015	A Mathematical Model for the Swirling Flow Ingested by the Draft Tube of Francis Turbines, <i>WasserWirtschaft Extra</i> , pag. 60-64
137	Susan-Resiga, R.; Ciocan, G. D.; Anton, I.; Avellan, F.	2006	Analysis of the Swirling Flow Downstream a Francis Turbine Runner, <i>Journal of Fluids Engineering</i> , Vol. 128, (Ianuarie 2006), DOI: 10.1115/1.2137341, pag. 177-189
138	Susan-Resiga, R.; Muntean, S.; Stein, P.; Avellan, F.	2009	Axisymmetric Swirling Flow Simulation of the Draft Tube Vortex in Francis Turbines at Partial Discharge, <i>International Journal of Fluid Machinery and Systems</i> , Vol. 2, No. 4, October-December 2009, https://www.jstage.jst.go.jp/article/ijfms/2/4/2_4_295/_pdf , pag. 295-302
139	Susan-Resiga, R.; Muntean, S.; Ciocan, T.; Ighișan, C.	2014	Surrogate runner model for draft tube losses computation within a range of turbine discharge. Part I: model development, <i>10th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics</i> , IHS, University of Stuttgart, Stuttgart, Germany, July 2014
140	Susan-Resiga, R.; Vu, Thi C.; Muntean, S.; Ciocan, G. D.; Nennemann, B.	2006	Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge, <i>Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Yokohama, Japan, paper 192 (on CD-ROM). Yokohama, ISBN: 4-8190-1809-4
141	Susan-Resiga,	2014	Metodă și echipament pentru controlul curgerii

	R.-F.; Tănasă, C.; Bosioc, A. I.; Ciocan, T.; Stuparu, A.-C.; Muntean, S.		cu rotație din difuzorul conic al turbinelor hidraulice, România, Brevet RO 130075 A0. 2014.
142	Tănasă, C.; Susan-Resiga, R.; Bosioc, A.; Muntean, S.	2010	Mitigation of pressure fluctuations in the discharge cone of hydraulic turbines using flow-feedback, <i>25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010) 012067</i> doi:10.1088/1755-1315/12/1/012067, Timișoara, România, IOP Publishing
143	Tănasă, C.; Susan-Resiga, R.; Bosioc, A. I.; Muntean, S.	2010	Design, Numerical Analysis and Practical Implementation of a Flow-Feedback System for Conical Diffuser with Swirling Flow, <i>Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timișoara</i> , România, Transactions on MECHANICS, Tomul 55(69), Fascicola 2, 2010 (Editura Politehnica), pag. 1-6, ISSN 1224-6077
144	Tănasă, C.	2012	<i>Flow-feedback pentru reducerea fluctuațiilor de presiune în difuzorul conic al turbinelor hidraulice</i> . Teză doctorat, Timișoara, Editura Politehnica
145		2013	<i>Tecplot 360 User's Manual</i> , Tecplot, Inc. , Bellevue, WA
146		2015	<i>The Hydro Industry's Proven Authority</i> ,2015. http://www.hydroworld.com/articles/2014/11/restoration-of-russia-s-6-400-mw-sayano-shushenskaya-hydropower-plant-complete.html (accesat 06 ianuarie 2015)
147	Thicke, R. H.	1981	Practical solutions for draft tube instability, <i>Water Power an Dam Construction</i> , february 1981, pag. 31-37
148		2015	<i>Transelectrica</i> . 2015, http://transelectrica.ro/web/tel/home (accesat 2015)
149	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>European Journal of Mechanics B/Fluids 29</i> , doi:10.1016/j.euromechflu.2010.02.004, pag. 321-335
150	Tridon, S.; Barre, S.; Ciocan, G. D.; Tomas, L.	2009	Experimental description of swirling flow downstream a Francis turbine runner and initialization of numerical simulations, <i>3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , October 14-16, 2009, Brno, Czech Republic, pag. 111-122
151		1998	<i>Turbine 99</i> , accesat de pe http://archive.org/web/ . 1998.

			http://www.mt.luth.se/%257Erikard/turbine99.html (accesat 03 februarie 2015).
152	Van Gelder, A.	1995	Efficient Computation of Polygon Area and Polyhedron Volume, Cap. II.1 în <i>Graphics Gems V</i> , de Alan W. Paeth, Academic Press, pag. 35-41
153	Vekve, T.; Skare, P. E.	2002	Velocity and pressure measurements in the draft tube on a model Francis Pump Turbine, <i>Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Lausanne, Switzerland
154		2014	VOITH. 2014. http://voith.com/en/products-services/hydro-power/turbines/francis-turbines-561.html (accesat 20 noiembrie 2014).
155	Vu, Thi C.; Nennermann, B.; Demers, E.; Susan-Resiga, R. F.; Ciocan, G. D.	2006	Control jet for hydraulic turbine. Brevet CA2549749 A1
156	Vu, Thi C.; Retrieb, S.	2002	Accuracy assessment of current cfd tools to predict hydraulic turbine efficiency hill chart, <i>Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , Lausanne, Switzerland, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, pag. 193-607
157		2015	WIKIPEDIA, Sayano-Shushenskaya Dam en.wikipedia.org/wiki/Sayano-Shushenskaya_Dam (accesat 06 ianuarie 2015)
158		2013	Wikipedia, trapezoidal rule, 18.09.2013. http://en.wikipedia.org/wiki/Trapezoidal_rule (accesat 18.09.2013)
159		2015	Wikipedia. Direct numerical simulation, 05.02.2015. https://en.wikipedia.org/wiki/Direct_numerical_simulation (accesat pe 12.07.2015)
160	Wilcox, D. C.	1988	Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models, <i>AIAA Journal</i> 26 (November 1988), pag.1299-1310
161		2015	WORLD ENERGY COUNCIL. 16.09.2015. https://www.worldenergy.org/data/resources/country/romania/hydropower/ (accesat 16.09.2015).
162		2013	World Energy Resources 2013 Survey, Cap. 5 Hydro, pag. 252, World Energy Council, ISBN: 978 0 946121 29 8
163	Zhang, Ri-kui; Mao, Feng; Wu, Jie-Zhi; Chen, Shi-Yi; Wu, Yu-	2009	Characteristics and Control of the Draft-Tube Flow in Part-Load Francis Turbine, <i>Journal of Fluids Engineering</i> , February 2009, Vol. 131, DOI: 10.1115/1.3002318, pag. 021101-1-

	Lin; Liu, Shu-Hong		021101-13
164	Zhiyin, Yang	2015	Large-eddy simulation: Past, present and the future, <i>Chinese Journal of Aeronautics</i> , (2015), 28(1): 11-24, http://dx.doi.org/10.1016/j.cja.2014.12.007 , Elsevier, pag. 11-24.
165		1986	フランシス形水車のランナ(Runner for Francis turbine), Japonia, Brevet JP61025972 A2

Curriculum vitae



Informații personale

Nume / Prenume
Adresă

Telefon Mobil
E-mail

Naționalitate
Data nașterii

IGHISAN Cosmin-Marian

Calea Sever Bocu, Bl. B57, ap.8 Timișoara, Cod 300242, Jud. Timiș, România
(+4) 0770-16.01.24
cosmin.ighisan@upt.ro,
ighisancosmin86@yahoo.com
română
7 Mai 1986

Experiența profesională

Perioada
Funcția sau postul ocupat
Activități și responsabilități principale

Realizări

Numele și adresa angajatorului
Tipul activității / sectorul de activitate

Educație și formare

Perioada
Calificarea / diploma obținută

17.10.2011 – prezent (finalizare octombrie 2015)
Doctorand cu frecvență în cadrul UPT, Facultatea de Mecanică

Activitate de cercetare privind simularea și analiza curgerii în turbinele hidraulice

Analize ale curgerii pentru turbine de tip Francis, evaluarea și participarea la îmbunătățirea unui model matematic surogat ce își propune să înlocuiască calculul curgerii în rotor în vederea evaluării performanțelor tubului de aspirație
Universitatea Politehnica Timișoara, Piața Victoriei Nr. 2, Timișoara
Inginerie Mecanică – Mașini și sisteme hidraulice și pneumatice

2009 – 2011
Diplomă de master

Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Hidrodinamică, Pompe și stații de pompare, Metode numerice avansate în hidrodinamică, Proiectarea și construcția turbinelor hidraulice, Măsurarea și monitorizarea în timp real a mărimilor hidraulice, Sisteme de acționare și automatizare hidropneumatice
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorul de formare	Universitatea Politehnica Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea „Hidrodinamica mașinilor și sistemelor hidrodinamice,,
Perioada	2005 - 2009
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de inginer
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Centrale hidroelectrice, Stații de pompare, Cavitație, Acționări hidraulice și pneumatice, Mecanică, Rezistența materialelor, Mecanica fluidelor și mașini hidraulice, Turbine hidraulice și turbomașini, Termotehnică, Turbine și centrale eoliene, Elemente de hidrodinamică și metode numerice, Tehnologia materialelor, Organe de mașini și tribologie, Fundamente de automatizări, Management
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorul de formare	Universitatea Politehnica Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea „Mașini și sisteme hidraulice și pneumatice,,
Perioada	2001-2005
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de bacalaureat, Atestat tehnician operator tehnică de calcul
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Științe reale / cunoștințe teoretice și practice de hardware PC
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorul de formare	Colegiul Tehnic Henri Coandă Timișoara, specializarea Tehnică de calcul

**Aptitudini și
competențe
personale**

Limba maternă Română
Limbi străine Engleză, Franceză
cunoscute

Competențe și
aptitudini de utilizare
a calculatorului

Sisteme de operare: Windows
Pachete office: Microsoft Office, Open Office
Pachete științifice: AutoCAD, MathCAD, Tecplot,
FLUENT, Gambit, Catia, Inventor
Alte softuri specializate: MyFoil, XMGR,
Investigații numerice a curgerii în turbomașini,
mecanica fluidelor și mașini hidraulice, acționări
hidraulice,

**Competențe și
aptitudini tehnice**

Alte competențe și
aptitudini

Curs de formare continuă "AUTOCAD 2D" cu durata
de 30 de ore organizat de catedra de GDDGC din
cadrul UPT

**Informații
suplimentare**

**Lista contractelor
de cercetare**

Bursă de doctorand cu frecvență obținută de la
Universitatea Politehnica Timișoara, 2011-2014

Contracte de
cercetare naționale

"Instabilități auto – induse ale curgerii cu rotație în
turbine hidraulice la regimuri departe de regimul
optim", Contract de cercetare IDEI (PN-II-ID-PCE-
2012-4-0634), Director de proiect: Prof. dr. ing.
Susan – Resiga Romeo Beneficiar: ANCS – MEN,
2013 – 2015

Contracte de
cercetare
internaționale

"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. Susan – Resiga Romeo (Universitatea
Politehnica Timișoara); Beneficiar: Alstom Power
Hydro, Grenoble, Franța, 2012 – 2013

LISTA PUBLICAȚIILOR REZULTATE ÎN URMA TEZEI DE DOCTORAT, SUB AFILIERE UPT
Ing. Cosmin Marian IGHÎȘAN

Lucrări publicate în reviste de specialitate indexate ISI

- [1]. Romeo Susan-Resiga, **Cosmin Ighîșan**, Sebastian Muntean, *A Mathematical Model for the Swirling Flow Ingested by the Draft Tube of Francis Turbines*, WasserWirtschaft Extra, 1/2015, Volume: 105, Issue: 1, Pages: 23-27, Publisher: Springer Vieweg Verlag - Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISSN 00430 978, (WOS:000354657300006)
- [2]. R.F. Susan-Resiga, S. Muntean, A. Stuparu, A.I. Bosioc, C. Tănasă, **C. Ighîșan**, *A variational model for swirling flow states with stagnant region*, European Journal of Mechanics B/Fluids (2015), <http://dx.doi.org/10.1016/j.euromechflu.2015.09.002>

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

- [1]. R. Susan-Resiga, **C. Ighîșan**, S. Muntean, T. Ciocan, *Progress on the Optimization of Francis Runner Outlet for Best Performance of the Draft Tube Within a Wide Operating Range*, 18th Intern. Seminar on Hydropower Plants – Innovations and Development Needs for Sustainable Growth of Hydropower, Vienna University of Technology, Institute for Energy Systems and Thermodynamics Vienna, 26-28 November 2014, Pages: 201-211, ISBN 978-3-9501937-9-4, 2014

Lucrări științifice comunicate în cadrul unor manifestări științifice

- [1]. **Cosmin Ighîșan**, Romeo Susan-Resiga, *A new approach for a-priori computation of swirling flow downstream the turbine runner within an operating range*, 9th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, UPT, Timișoara România, June, 18-20, 2013
- [2]. Romeo Susan-Resiga, Sebastian Muntean, Tiberiu Ciocan, **Cosmin Ighîșan**, *Surrogate model for draft tube losses computation within a range of turbine discharge. Part I: model development*, 10th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, IHS University of Stuttgart, Stuttgart, Germany, July, 2014
- [3]. **Cosmin Ighîșan**, Romeo Susan-Resiga, Sebastian Muntean, Tiberiu Ciocan, *Surrogate model for draft tube losses computation within a range of turbine discharge. Part II: GAMM turbine example*, 10th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, IHS University of Stuttgart, Stuttgart, Germany, July 2014

Participare la proiecte și contracte de cercetare

- [1]. "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. Susan – Resiga Romeo (Universitatea Politehnica Timișoara); Beneficiar: Alstom Power Hydro, Grenoble, Franța, 2012 – 2013
- [2]. "Instabilități auto – induse ale curgerii cu rotație în turbine hidraulice la regimuri departe de regimul optim", Contract de cercetare IDEI (PN-II-ID-PCE-2012-4-0634), Director de proiect: Prof. dr. ing. Susan – Resiga Romeo, Beneficiar: ANCS – MEN, 2013 – 2015