



Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA București
Școala Doctorală de Inginerie Energetică



TEZĂ DE DOCTORAT

REZUMAT

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL TURBINELOR HIDRAULICE

INVESTIGATION OF MITIGATION METHOD FOR HYDRAULIC TURBINE DRAFT TUBE FLOW

Autor: Ing. Robert MITRUȚ

Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. Diana Maria BUCUR

BUCUREȘTI
2023

CUPRINS

CUVÂNT ÎNAINTE.....	1
1. INTRODUCERE ȘI OBIECTIVE.....	5
1.1. IMPORTANȚA MECANICII FLUIDELOR.....	5
1.2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR.....	7
1.2.1. Calea către un sistem energetic sustenabil.....	8
1.2.2. Rolul hidroenergiei în politicile energetice actuale.....	9
1.2.3. Turbine hidraulice.....	11
1.2.3.1. <i>Turbine Francis</i>	12
1.2.3.2. <i>Curgerea în aspiratorul turbinelor</i>	13
1.2.3.3. <i>Transiția către regimul turbulent</i>	15
1.3. OBIECTIVELE TEZEI.....	17
2. NOȚIUNI TEORETICE.....	19
2.1. EUCAȚII UTILIZATE.....	19
2.2. STRATEGIA DE LINIARIZARE.....	20
2.3. ANALIZA DE STABILITATE LINIARĂ DIRECTĂ.....	21
2.3.1. Teoria Analizei Liniare de Stabilitate Locale.....	23
2.3.1.1. <i>Teoria Amplificării în Spațiu</i>	25
2.3.1.2. <i>Teoria Amplificării în Timp</i>	26
2.3.2. Analizei Liniare de Stabilitate Globale	26
2.4. ANALIZA DE STABILITATE LINIARĂ ADJUNCTĂ	28
2.5. SENSITIVITATE STRUCTURALĂ.....	30
3. METODOLOGIA NUMERICĂ UTILIZATĂ.....	31
3.1. PRE-PROCESARE. DOMENIUL DE CALCUL	31
3.1.1. FreeFEM++	33
3.1.2. Gmsh	35
3.1.3. Salome SMESH	36
3.2. PROCESARE.....	37

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL
TURBINELOR HIDRAULICE

3.2.1. Code_Saturne	43
3.2.1.1. <i>Schema de Discretizare în Spațiu</i>	44
3.2.1.2. <i>Schema de Discretizare în Timp</i>	49
3.2.1.3. <i>Criterii de Calitate a Rețelei de Calcul</i>	50
3.2.2. FreeFEM++	52
3.2.2.1. <i>Calcul Curgerii</i>	54
3.2.2.2. <i>Calculul valorilor proprii</i>	55
4. CAZUL TEST FRANCIS-99	57
4.1. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ	57
4.2. SETĂRILE SIMULĂRII NUMERICE.....	58
4.3. GEOMETRIA SIMPLIFICATĂ A ROTORULUI ȘI CONDIȚIILE LA LIMITĂ.....	61
4.4. GEOMETRIA COMPLETĂ A ASPIRATORULUI ȘI CONDIȚIILE LA LIMITĂ.....	64
4.5. REZULTATE PENTRU GEOMETRIA SIMPLIFICATĂ A ROTORULUI.....	66
4.6. REZULTATE PENTRU GEOMETRIA COMPLETĂ A ASPIRATORULUI	70
4.7. CONCLUZII.....	75
5. CURGEREA ÎN JURUL UNUI CORP CIRCULAR OBTURATOR	77
5.1. CONFIGURAȚIA DE CURGERE ȘI FORMULAREA PROBLEMEI...	78
5.2. SETĂRILE SIMULĂRII NUMERICE	79
5.2.1. Condiții la limită	80
5.2.2. Rețeaua de calcul	80
5.3. REZULTATE.....	83
5.3.1. Regimul staționar	83
5.3.2. Regimul nestaționar	89
5.4. CONCLUZII.....	98
6. ANALIZA DE STABILITATE BIDIMENSIONALĂ A CURGERII ÎN JURUL UNUI CILINDRU	99
6.1. FORMULAREA PROBLEMEI.....	100
6.2. REZULTATE.....	102
6.2.1. LGSA a soluției curgerii mediate	102
6.2.2. LGSA a soluției curgerii staționare	106

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL
TURBINELOR HIDRAULICE

6.3. SENSIBILITATEA STRUCTURALĂ A CURGERII ÎN REGIM STAȚIONAR.....	110
6.4. CONTROLUL PASIV AL DĂREI HIDRODINAMICE.....	112
6.5. CONCLUZII.....	114
7. CONCLUZII ȘI DIRECȚII VIITOARE.....	117
7.1. CONCLUZII GENERALE	118
7.2. CONTRIBUȚII PERSONALE	123
7.3. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE.....	124

CUVÂNT ÎNAINTE

Vârtejul funie este asociat cu fenomenul de rupere a vârtejului care, în teorie, este efectul unei pierderi a stabilității curgerii. Pierderea stabilității apare ca urmare a unei perturbații externe infinitezimale care pătrunde în domeniul fluidului și se dezvoltă în timp și spațiu. În cazul particular al curgerii într-o turbină hidraulică, găsirea unei soluții de atenuare a evoluției perturbațiilor ar conduce în cele din urmă la noi tehnici de atenuare pentru eliminarea vârtejului funie. Astfel, toate efectele sale periculoase asupra funcționării turbinelor vor fi eliminate. Prin urmare, turbinele hidraulice vor fi capabile să funcționeze într-un domeniu extins în jurul punctului optim de funcționare, furnizând alimentarea cu energie electrică necesară pentru echilibrarea rețelei electrice fără oboseala și cavitația induse de vârtejul funie. Tehnicile de atenuare se bazează pe utilizarea analizei de stabilitate globală liniară pentru a înțelege mecanismul care declanșează dezvoltarea perturbațiilor externe infinitezimale prezente în curgere și în mediul înconjurător. Analiza stabilității globale liniare oferă informații relevante care permit identificarea zonelor receptive la influențele externe, cum ar fi jeturile de apă sau aripi stabilizatoarelor. Aceste informații pot sta la baza unor intervenții strategice menite să atenueze vârtejul funie și să îmbunătățească stabilitatea curgerii.

Având în vedere scopul prezentei teze, conținutul acesteia este structurat după cum urmează:

- Capitolul I. Motivată de dinamica curgerii vârtejurilor în turbine hidraulice, acest capitol începe cu o scurtă prezentare istorică, urmărind primele observații ale structurilor de tip vârtej și subliniind importanța lor în domeniul dinamicii fluidelor. În continuare, se discută contextul actual al pieței energiei, subliniind implicațiile injecțiilor intermitente de electricitate în rețeaua electrică, produse de sursele de energie regenerabilă. Discuția trece ulterior la rolul actual al centralelor hidroelectrice, abordând consecințele funcționării turbinelor hidraulice în condiții care nu corespund parametrilor de proiect. Este prezentată o trecere în revistă a cercetărilor efectuate în domeniul simulărilor numerice și al investigațiilor experimentale pentru a înțelege dinamica curgerii în aspiratorul turbinelor hidraulice. Se arată că fenomenele care stau la baza apariției structurilor instabile de tip vârtej în interiorul turbinelor hidraulice pot fi studiate folosind configurații simplificate de curgere care prezintă aceeași structură la bază. Capitolul se încheie cu o prezentare generală a lucrărilor efectuate și a etapelor intermediare pentru atingerea obiectivului final.
- Capitolul II. Acest capitol este dedicat formulării matematice a analizei de stabilitate globală liniară și urmărește să stabilească fundamentul teoretic utilizat pentru simulările numerice.
- Capitolul III: Odată explicat cadrul teoretic, întrebarea firească este cum să punem în practică aceste noțiuni, astfel încât acest capitol își propune să explice integrarea teoriei în practică. Sunt descrise software-urile care sunt utilizate în teza de față, împreună cu modelele de turbulență utilizate (dacă este cazul) și detaliile configurației numerice.
- Capitolul IV. Acesta prezintă rezultatele numerice ale curgerii într-un model de turbină hidraulică Francis. Simulările numerice sunt realizate pentru configurații de curgere

turbulentă în regim staționar și în regim nestaționar la trei regimuri de funcționare, cel optim, la suprasarcină și la sarcină parțială. Aici sunt prezentate structurile spațiale ale structurilor de tip vârtej, iar mărimile obținute numeric, cum ar fi viteza axială și radială, sunt validate în raport cu datele experimentale disponibile în literatura de specialitate. În plus, frecvența numerică a vârtejului funie este validată cu frecvența experimentală obținută cu ajutorul datelor experimentale.

- Capitolul V. Curgerea complexă într-o turbină hidraulică este analizată numeric folosind o configurație simplificată a curgerii. Simulările numerice sunt efectuate într-un cadru bidimensional pentru a studia dinamica unui curgeri laminare incompresibilă în jurul unui corp circular obturator. Simulările numerice sunt efectuate atât pentru configurații de curgere în regim staționar, cât și în regim nestaționar și sunt validate cu datele disponibile în literatura de specialitate pentru diferite valori ale numărului Reynolds.
- Capitolul VI. Rezultatele obținute în capitolul V sunt utilizate pentru a efectua analize de stabilitate globală liniară. Rezultatele oferă informații relevante despre zonele cele mai receptive în care o forță externă are cel mai mare impact în influențarea dinamicii curgerii. În aceste zone sunt plasate diferite corpuri de control de diferite forme și dimensiuni pentru a atenua instabilitățile. Eficiența acestor tehnici de control pasiv pentru atenuarea instabilităților este analizată la sfârșitul capitolului.
- Capitolul VII. Ultimul capitol al tezei de față cuprinde concluziile și observațiile cercetărilor din cadrul tezei, evidențiază contribuțiile personale ale autorului în acest domeniu de cercetare și, în final, oferă noi perspective de continuare a cercetărilor pe această temă.

1. INTRODUCERE ȘI OBIECTIVE

Turbinele hidraulice sunt proiectate și construite pentru a satisface cerințele și condițiile specifice fiecărui amplasament. Implicit, acestea sunt proiectate să funcționeze în condiții optime, și anume la punctul cu randament maxim. Teoretic, în aceste condiții, apa care iese din rotorul turbinei are doar o componentă axială, în timp ce componenta de rotație, adică viteza tangențială, este zero. În realitate, se observă un vârtej rezidual la ieșirea din rotor, care împiedică separarea apei de suprafața aspiratorului și minimizează pierderile hidraulice. Deși o mică schimbare a valorii debitului în jurul punctului nominal este acceptată pentru a echilibra rețeaua electrică, nu se recomandă variații foarte mari din cauza riscului de apariție a unor fenomene nedorite în interiorul aspiratorului, cum ar fi vârtejul cavitațional.

În condiții de funcționare la suprasarcină (HL), adică atunci când debitul este mai mare decât cel nominal ($Q > Q_{BEP}$), componenta tangențială a vitezei absolute, c_θ , și viteza rotorului, u , sunt în direcții opuse. În acest caz, se dezvoltă un vârtej funie pulsatoriu care se rotește în direcția opusă rotorului. În comparație cu vârtejul funie, coarda de vârtej funie pulsatoriu prezintă o formă aproape simetrică față de axă. În ambele cazuri, vârtejul funie induce fluctuații mari de presiune, mișcări verticale ale rotorului, vibrații și zgomote de bătaie care duc la

scăderea randamentului și la cavitație. Poate apărea un fenomen extrem de rezonanță dacă vibrațiile fluctuațiilor de presiune se aliniază cu frecvența naturală a întregii instalații [12].

În consecință, dinamica curgerii în interiorul aspiratorului turbinelor hidraulice face obiectul a numeroase studii experimentale și numerice. Din cauza costurilor asociate investigațiilor, a accesului limitat și dificil la componentele turbinei hidraulice și a complexității curgerii, vârtejul funie este studiat în mai multe cercetări în geometrii simplificate pentru a înțelege fizica sa. Apariția vârtejurii funie este atribuită fenomenului de rupere a vârtejurii, care apare într-o gamă largă de aplicații. Fenomenul de rupere a vârtejurii a fost studiat pentru prima dată de Peckham și Atkinson într-un studiu aerodinamic privind curgerea peste o aripă delta [21].

Curgerea prin turbinele hidraulice poate fi atribuită clasei de curgere deschisă, în care particulele de fluid se află într-o stare de intrare și ieșire constantă din domeniul experimental [18]. Astfel de curgeri, după cum au remarcat M. Kurosaka et. al și O. Reynolds, sunt supuse în mod constant unor perturbații externe infinitezimale care, în anumite condiții, pot dezvolta un mecanism de amplificare care să destabilizeze curgerea [24], [29].

Abordarea analizei de stabilitate globală liniară este adecvată pentru curgeri puternic neparalele, cu ipoteza cheie că starea de bază este o curgere cu adevărat paralelă [31]. Această ipoteză a fost extinsă la curgerea laminară nestaționară, adică dependentă de timp, prin utilizarea curgerii medii, adică a curgerii mediate în timp. Această abordare a fost utilizată cu succes în aplicații cum ar fi dâra hidrodinamică bidimensională în spatele unor corpuri circulare obturatoare sau curgeri tridimensionale cu rupere de vârtej în spirală [32], [33]. Rezultatele raportate în [32], [33] au confirmat faptul că analiza de stabilitate globală liniară în jurul mediei prezice corect frecvența instabilităților. Cu toate acestea, curgerea de bază calculată departe de punctele de inserție a perturbațiilor externe produce frecvențe naturale, iar analiza de stabilitate globală liniară nu reușește să prezică frecvența instabilității. În ciuda acestui inconvenient, valorile proprii calculate de analiza de stabilitate globală liniară în jurul curgerii de bază furnizează cu o bună precizie rata de creștere a instabilității, care determină caracterul curgerii: stabil sau instabil.

Înțelegerea fenomenului care stă la baza apariției vârtejurii funie ar duce în cele din urmă la tehnici active și pasive, cum ar fi jeturile de apă, pentru a controla și optimiza curgerea, în scopul atenuării fluctuațiilor de presiune și de a crește domeniul de funcționare a turbinelor hidraulice în condiții optime [40]. Implementarea unor astfel de măsuri ar conduce în cele din urmă la o durată de viață prelungită a turbinei hidraulice, la un randament îmbunătățit și la economii ale costurilor prin minimizarea timpilor de nefuncționare și a cheltuielilor de întreținere.

În acest context, teza de față își propune să investigheze fenomenele care stau la baza formării vârtejurii funie și să dezvolte tehnici de atenuare pentru curgerea în aspiratorul turbinelor hidraulice. În prima parte a tezei, se efectuează simulări numerice ale curgerii în interiorul unui model de turbină Francis cu ajutorul software-ului de calcul numeric gratuit și open-source Code_Saturne. Din cauza cerințelor de calcul ridicate în ceea ce privește resursele și timpul, curgerea în interiorul turbinei este simulată numeric utilizând doar anumite părți specifice ale turbinei hidraulice. În consecință, simulările numerice sunt efectuate într-o geometrie redusă, care constă într-un canal rotor și în conul aspiratorului, precum și utilizând geometria completă a aspiratorului. Curgerea este analizată pentru trei regimuri de funcționare reprezentative, și anume cel optim, suprasarcină și sarcină parțială și este validată în raport cu

datele experimentale. Complexitatea geometriei asociată cu complexitatea curgerii sugerează că este mai convenabil să se studieze tehnicile de atenuare a vârtejului funie folosind configurații de curgere simplificate. Un astfel de exemplu este curgerea în jurul unui corp obturator care, la fel ca și curgerea în turbina hidraulică, aparține categoriei curgerilor deschise și prezintă o evoluție similară a curgerii. Prin urmare, a doua parte a analizei numerice efectuate în cadrul prezentei teze are ca scop studierea dinamicii unei curgeri laminare bidimensionale în care este introdus un corp circular obturator, la diferite valori ale numărului Reynolds.

2. NOȚIUNI TEORETICE

2.1. ECUAȚII UTILIZATE

Mișcarea laminară a fluidelor este descrisă de un sistem neliniar de ecuații cu derivate parțiale, și anume ecuațiile Navier-Stokes

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \frac{2}{Re} \nabla \cdot D(\mathbf{u}) \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0. \quad (2.2)$$

unde \mathbf{u} este viteza de curgere, p este presiune, Re este numărul Reynolds, ρ este densitatea și $D(\mathbf{u})$ este tensorul vitezei de deformație.

2.2. STRATEGIA DE LINIARIZARE

O analiză de stabilitate liniară se efectuează utilizând ecuațiile Navier-Stokes liniarizate (LNSE). Pentru a studia dinamica LNSE, se consideră că inițial curgerea se găsește într-o stare de echilibru care poate să fie stabilă, adică independentă de timp, sau instabilă (periodică), adică dependentă de timp. Această stare de echilibru este denumită curgere "de bază". Mai mult, în cadrul analizei de stabilitate liniară, se presupune că mișcarea poate fi descompusă în curgere de bază, peste care se permite dezvoltarea perturbațiilor tridimensionale

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{u}_b(\mathbf{x}) + \varepsilon_d \mathbf{u}'(\mathbf{x}, t); \quad p = p_b(\mathbf{x}) + \varepsilon_d p'(\mathbf{x}, t) \quad (2.3)$$

unde indicele b arată componentele curgerii de bază, iar mărimile cu sunt componentele componente perturbatoare desemnate să destabilizeze fluxul. Termenul ε_d este amplitudinea perturbației. Introducând ecuațiile (2.3) în ecuațiile (2.1) și (2.2) rezultă ecuațiile care descriu curgerea perturbată.

Componentele perturbației se scriu ca o amplitudine cu o variație exponențială spațio-temporală

$$\mathbf{q}'[\mathbf{u}', p'](\mathbf{x}, t) = \tilde{\mathbf{q}}[\tilde{\mathbf{u}}, \tilde{p}]^T(\mathbf{x}) e^{i\Theta + \omega_e t} + c.c. \quad (2.4)$$

unde supralinierea \sim reprezintă modurile proprii, Θ se modifică în funcție de considerațiile privind omogenitatea curgerii direcțional, ω_e este o valoare proprie complexă, iar $c.c.$ este

conjugatul complex. Vectorul propriu \tilde{q} corespunzătoare primei valori proprii ω_e se numește o *valoare proprie globală* și structura sa spațială dezvăluie modul în care perturbațiile sunt determinate. Dacă ecuația (2.4) este introdusă în ecuațiile care descriu mișcarea perturbată, este ușor de observat că modurile proprii și valorile proprii sunt practic soluția următoarei probleme a valorilor proprii (EVP)

$$\omega_e \tilde{\mathbf{u}} = \mathbf{LNS}_{\mathbf{u}_b}(\tilde{\mathbf{u}}, \tilde{p}) \quad (2.5)$$

Cum s-a menționat mai sus ω_e este, în general, o mărime complex de forma

$$\omega_e = \omega_r + i\omega_i \quad (2.6)$$

Partea reală a valorii proprii este rata de creștere temporală a perturbației, în timp ce partea imaginară reprezintă frecvența. Pentru o parte reală negativă, $\omega_r < 0$, sistemul este stabil, iar pentru o parte reală pozitivă, $\omega_r > 0$ se observă o oscilație instabilă și autoîntreținută de frecvență ω_i , ceea ce duce la instabilități în curgere. Un al treilea caz, special, al condiției de stabilitate neutră, în care curgerea este marginal stabilă și perturbația are o evoluție pur armonică în timp, adică $\omega_r = 0$, poate fi găsit cu ajutorul analizei de stabilitate liniară [41]. În această situație, perturbația nu este nici atenuată, nici amplificată. Procedura lui Giannetti și Luchini [35] conduce la definirea *tensorului de sensibilitate structurală*. Din motive matematice, este mai convenabil să se reprezinte norma tensorului de sensibilitate structurală, S_w , ale căror valori maxime indică așa-numitul *generator de unde*

$$S_w(\mathbf{x}) = \|\mathbf{S}(\mathbf{x})\| = \frac{\|\mathbf{u}^\dagger(\mathbf{x})\| \|\mathbf{u}'(\mathbf{x})\|}{\langle \mathbf{u}^\dagger, \mathbf{u}' \rangle}. \quad (2.7)$$

Această procedură identifică cele mai receptive locații în care poate fi impusă o forță externă pentru a modifica dinamica curgerii. În teza de față, aceste locații sunt utilizate ca zone de referință pentru a introduce diferite corpuri de control pentru a modifica dinamica curgerii, cu scopul de a atenua instabilitățile și de a stabili curgerea. Din punct de vedere practic, analiza de sensibilitate poate fi utilizată pentru a determina zonele cele mai receptive în care o forță externă, cum ar fi un jet de apă sau un obiect fizic, ca aripioarele stabilizatoare, ar putea fi utilizate pentru a elimina vârtejul funie și a stabili curgerea. Rezultatul acestei acțiuni ar duce la o durată de viață mai lungă a turbinei hidraulice, la un randament crescut și la reducerea costurilor datorate opririlor sau întreținerii.

3. METODOLOGIA NUMERICĂ UTILIZATĂ

Odată stabilit fundamentul teoretic, întrebarea firească care se pune este cum să abordăm problemele matematice. Capitolul III are ca scop explicarea metodelor numerice și a metodologiei utilizate pentru a obține soluția la analiza de stabilitate globală liniară. Diagrama prezentată în Figura 3.1 are rolul de a oferi o reprezentare clară a abordării numerice.

Dinamica fluidelor computațională (CFD) este un instrument esențial în domeniul mecanicii fluidelor, care utilizează metode numerice și tehnici de calcul pentru a rezolva problemele legate de curgerea fluidelor. În cadrul prezentei teze de doctorat, atenția se concentrează în principal asupra bibliotecilor CFD open-source care vor fi introduse sistematic,

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL TURBINELOR HIDRAULICE

oferind în paralel noțiuni teoretice despre principalele etape implicate în simulările numerice, și anume:

- pre-procesare: crearea modelului numeric și a domeniului de calcul;
- procesare: realizarea calculului numeric;

post-procesare: analizarea și interpretarea rezultatelor numerice

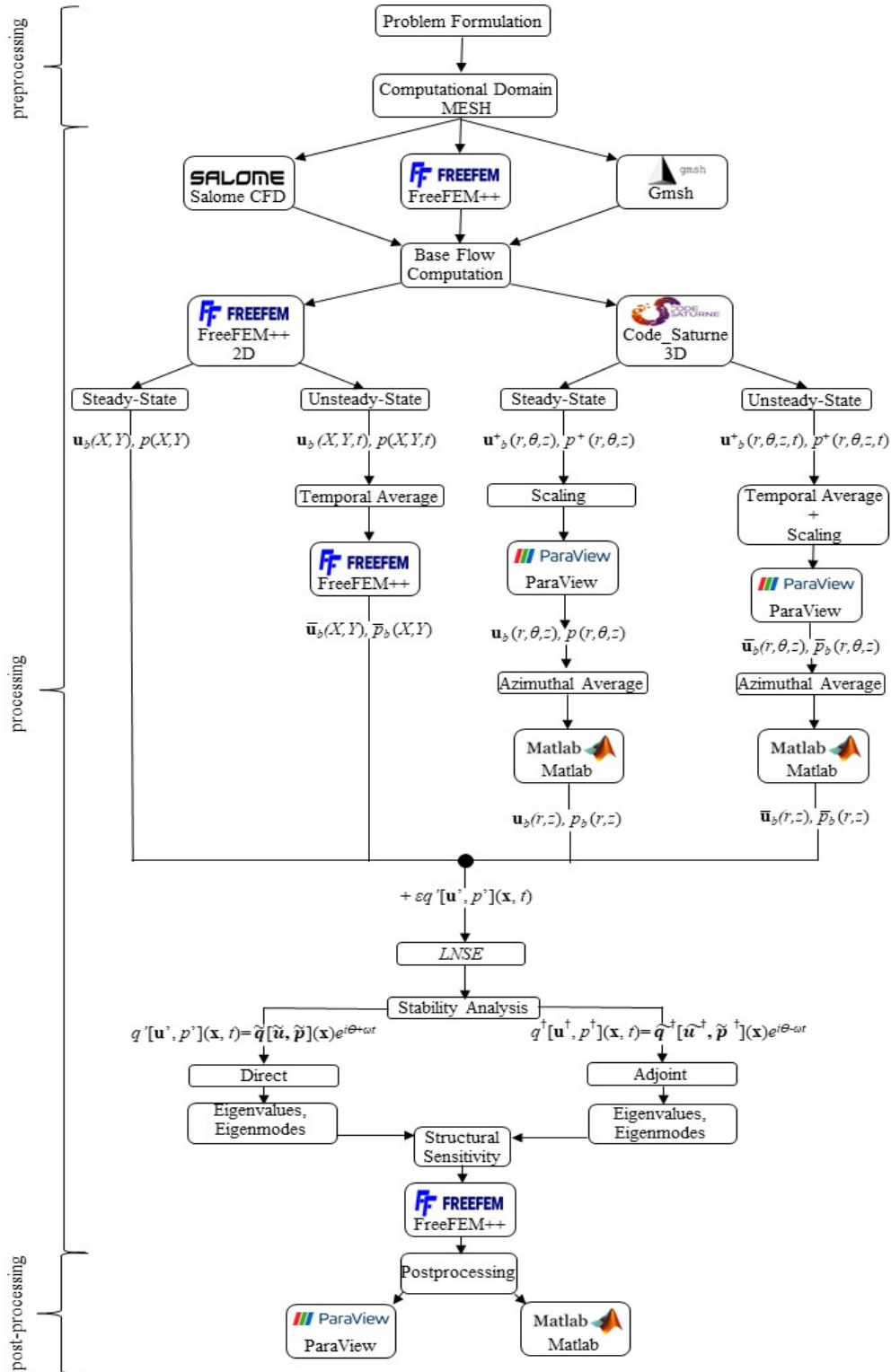


Figura 3.1. Prezentare schematică a abordării numerice.

3.1. PROCESARE

Pentru a studia proprietățile de stabilitate ale curgerilor considerate în teza de față, trebuie calculate soluțiile ecuațiilor de mișcare. O abordare numerică a ecuațiilor cu derivate parțiale (PDE) implică discretizarea în spațiu și timp a mărimilor. Procesul implică împărțirea domeniului spațial continuu Ω într-o rețea discretă de puncte și fețe, după cum s-a explicat anterior.

3.1.1. Code_Saturne

Code_Saturne este un software open-source dezvoltat de departamentul de cercetare și dezvoltare al EDF (Electricité de France) începând din 1997, conceput în principal pentru aplicații de dinamică a fluidelor computațională (CFD). Este capabil să abordeze un domeniu larg de aplicații de dinamică a fluidelor, de la curgeri 2D la 3D, inclusiv cazuri axial simetrice.

În simulările curgerilor în turbomașini, Code_Saturne oferă flexibilitatea de a efectua simulări numerice approximate, de tip *frozen rotor* sau simulări numerice complete staționare, de tip *sliding mesh*. Această capacitate permite conectarea fără întreruperi a diferitelor rețele de discretizare și domenii la interfețele de domeniu [75]:

- modelul *frozen rotor* oferă randament de calcul și oferă o soluție aproximativă în regim permanent. Cu toate acestea, acesta ia în considerare doar parțial interacțiunea dintre cele două domenii separate de interfață. În consecință, atunci când se utilizează acest tip de model, efectele tranzitorii nu sunt luate în considerare de-a lungul interfeței. Aceasta înseamnă că pierderile rezultate din traversarea interfeței staționar-rotativă nu sunt luate în considerare.
- modelul *sliding mesh* cunoscut și ca *transient rotor/stator*: În rețelele de discretizare inițiale, interfața dintre domeniile rotorului și statorului trebuie să fie formată din fețe de frontieră. Ulterior, în timpul calculului, aceste fețe de frontieră de la interfață sunt îmbinate și convertite în fețe interne, o etapă standard de preprocesare în calculele tipice. Abordarea convențională pentru a îndeplini această cerință implică furnizarea de rețele de discretizare separate pentru fiecare domeniu, rotor sau stator. Cu toate acestea, este permisă includerea ambelor secțiuni în cadrul aceleiași rețele de discretizare, cu condiția ca acestea să rămână deconectate din punct de vedere topologic.

3.1.2. FreeFEM++

Reamintind informațiile din secțiunea 3.1, FreeFEM++ este un program de rezolvare a ecuațiilor cu derivate parțiale open-source pentru sisteme liniare și neliniare în 1D, 2D și 3D folosind metoda elementelor finite și are propriul limbaj de programare de nivel înalt bazat pe C++ [49]. Deoarece se bazează pe un limbaj C++ bazat pe compilare, pentru a rezolva problema este necesar să se importe bibliotecile corespunzătoare. Un FreeFEM++ tipic poate fi împărțit în următoarele etape:

1. definirea domeniului numeric și generarea domeniului de calcul (rețeaua de discretizare);
2. alegerea spațiului elementului finit;
3. definirea problemei și a condițiilor la limită folosind formularea slabă;
4. alegerea solverului și a algoritmilor de discretizare a problemei.

4. CAZUL TEST FRANCIS-99

Capitolul 4 este dedicat simulărilor numerice ale curgerii în interiorul aspiratorului unei turbine hidraulice, cu scopul de a valida modelul numeric în raport cu datele experimentale. Cazul test implică utilizarea unui model redus la scară, la un raport de 1:5,1 față de prototipul real al turbinei Francis situat la centrala electrică Tokke din Norvegia [81]. Acest model se află la Laboratorul de Energie Hidraulică (Water Power Laboratory - WPL) din cadrul Universității Norvegiene de Știință și Tehnologie (NTNU). Modelul de turbină este format din 14 pale statorice situate în interiorul carcasei spirale, 28 de pale de aparat director, un rotor cu 15 pale intermediare și 15 pale rotorice și un aspirator cotit.

4.1. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

Campania experimentală a presupus colectarea celor mai importanți parametri de funcționare a turbinei, cum ar fi debitul, presiunea la intrarea în turbină, presiunea diferențială dintre intrarea în carcasa spirală și ieșirea din aspirator, presiunea atmosferică, viteza de rotație a rotorului, cuplul la arborele generatorului, cuplul de frecare în lagăre, forța axială care acționează asupra turbinei și unghiul de deschidere a palelor de aparat director.

Senzorii de presiune utilizați în acest studiu au avut domenii de presiune distincte, senzorii din aspirator acoperind un domeniu de 0-250 kPa, în timp ce senzorii situați în carcasa spirală se extindeau la un domeniu de 0-1000 kPa. Doi senzori, denumiți VL1 și VL2, au fost montați în zona situată între rotor și palele de aparat director (spațiul fără pale). În schimb, senzorii din aspirator au fost fixați pe peretele acestuia. În cadrul aspiratorului, șase senzori de presiune (DT1, DT2, DT3, DT4, DT5 și DT6) au fost poziționați strategic pe peretele conului superior. Aceste poziționări ale senzorilor au fost alese pentru a capta atât variațiile sincrone, cât și cele asincrone ale pulsațiilor care au loc în interiorul aspiratorului. Pentru a realiza acest lucru, DT1 cu DT3 și DT2 cu DT4 au fost amplasate strategic la o distanță de 180° unul față de celălalt. În plus, DT5 și DT6 au fost poziționate la o distanță de 180° unul față de celălalt, aliniate cu DT2 și DT4. Măsurătorile de presiune atât în spațiul fără vane, cât și în aspiratorul turbinei au fost eșantionate la o frecvență ridicată de 5 000 Hz.

4.2. GEOMETRIA SIMPLIFICATĂ A ROTORULUI ȘI CONDIȚIILE LA LIMITĂ

După cum s-a indicat anterior, geometria simplificată a rotorului cuprinde un canal interpaletar, inclusiv o pală întreagă rotorică și o pală intermediară, împreună cu o secțiune a aspiratorului, așa cum este descrisă în Figura 4.1.

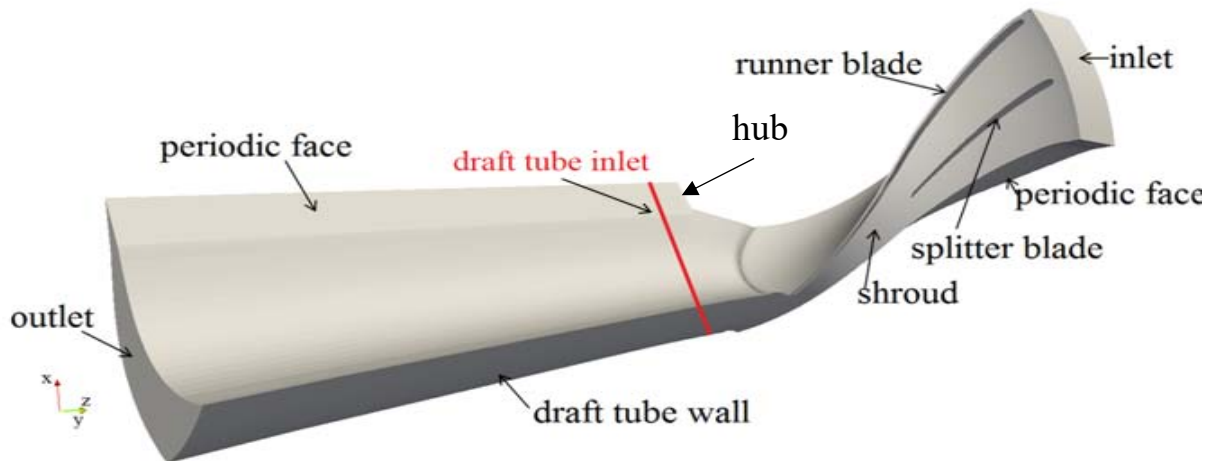


Figura 4.1. Geometria simplificată a rotorului și a unei părți a aspiratorului și definirea suprafețelor delimitatoare [83].

Rețeaua de discretizare realizată pentru geometria simplificată a rotorului este alcătuită din aproximativ 0,98 milioane de elemente, în comparație cu versiunile cu rotorul complet, care constau în aproximativ 4,05 milioane de elemente. Un aspect remarcant și în [75] este prezența nodurilor duplicate care trebuie eliminate. În loc să nu fie luate în considerare, aceste elemente duplicate sunt interpretate ca pereți fixi de către software-ul Code_Saturne.

4.3. GEOMETRIA COMPLETĂ A ASPIRATORULUI ȘI CONDIȚIILE LA LIMITĂ

Geometria completă a aspiratorului și suprafețele care o delimitează sunt prezentate în Figura 4.2.

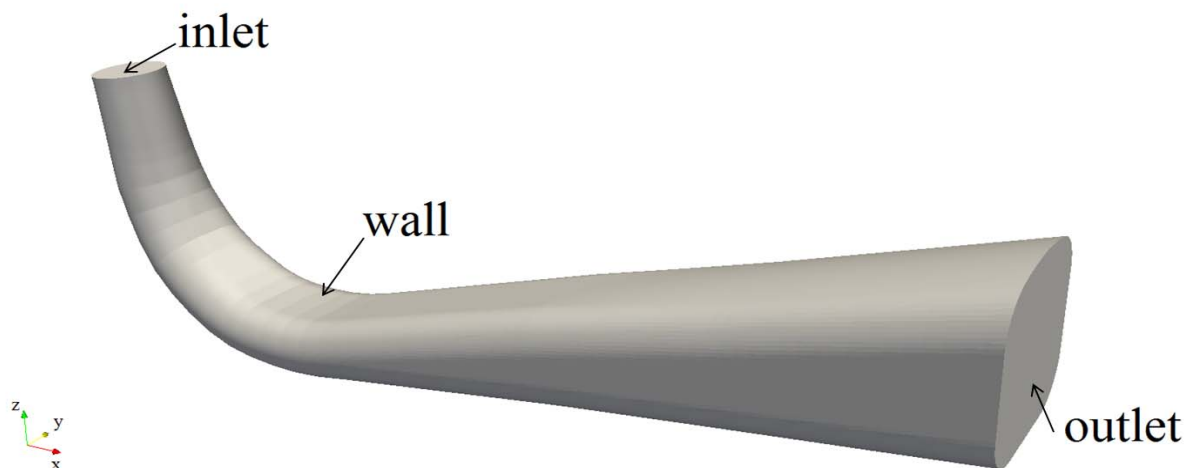


Figura 4.2. Domeniul de calcul al aspiratorului întreg [83].

Viteza totală și viteza axială calculate cu modelul numeric Frozen Rotor sunt prezentate în Figura 4.3. Așa cum era de așteptat, algoritmul de curgere în regim staționar, adică independent de timp, nu este capabil să surprindă caracterul instabil al curgerii în interiorul aspiratorului.

4.4. REZULTATE PENTRU GEOMETRIA SIMPLIFICATĂ A ROTORULUI

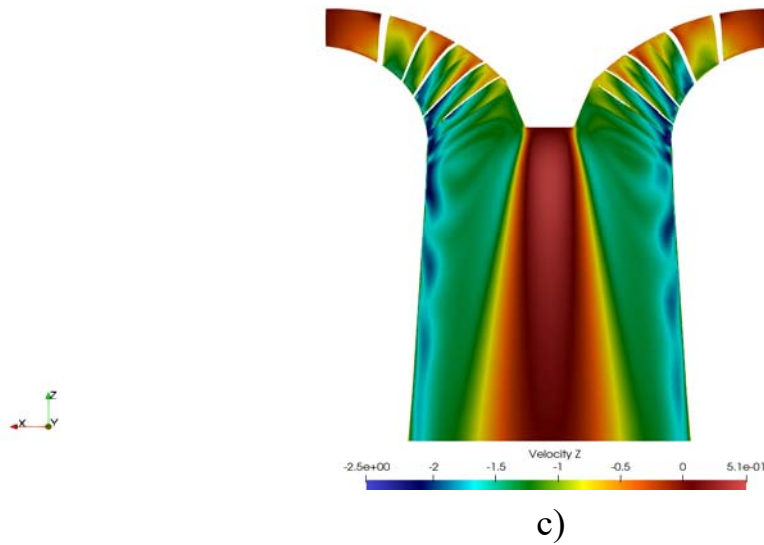


Figura 4.3. Viteza axială în regim staționar, simulări Frozen Rotor c) sarcină parțială.

La toate regimurile de funcționare, atât distribuția de viteză totală, cât și cea a vitezei axiale prezintă o caracteristică simetrică față de axă, la funcționarea la sarcină parțială, iar o zonă largă de recirculare se întinde pe o porțiune substanțială a conului aspiratorului. Acest lucru sugerează apariția unui vârtej substanțial, fenomen asociat cu ruperea vârtejului funie, care se caracterizează printr-un vârtej rezidual semnificativ, după cum s-a explicat în primul Capitol.

4.5. REZULTATE PENTRU GEOMETRIA ASPIRATORULUI COMPLETĂ

O captură de ecran instantanee a presiunii la sfârșitul simulărilor în stare nestaționară este prezentată în Figura 4.4 pentru regimul de funcționare la sarcină parțială.

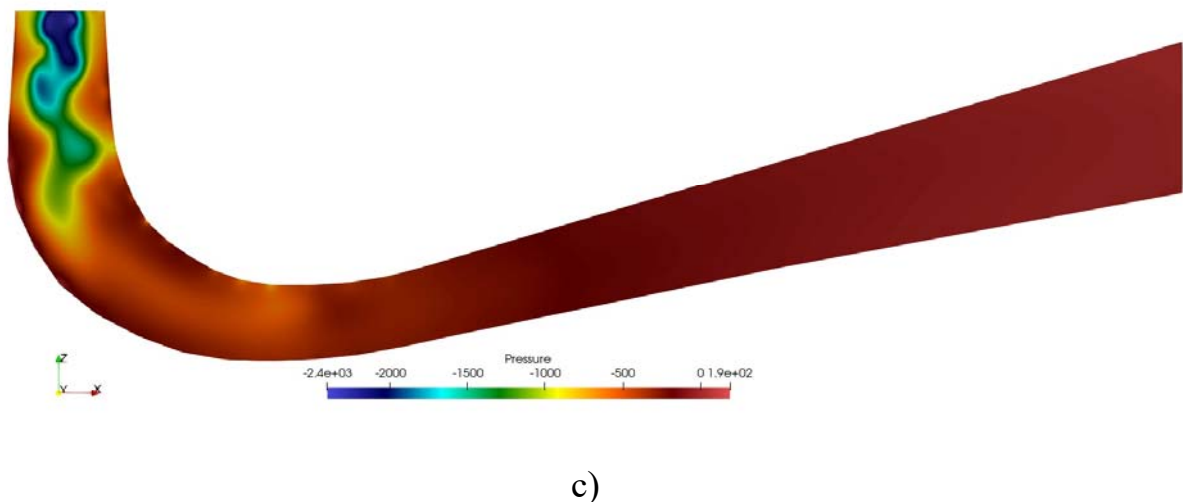


Figura 4.4. Presiunea instantanee la sfârșitul simulării pentru c) sarcină parțială.

Pe de altă parte, dezvoltarea vortexului în timpul regimului de funcționare la sarcină parțială prezintă o mișcare de rotație puternică care oscilează constant între pereții aspiratorului (Figura 4.5). Se observă că acest vârtej, numit vârtej funie, se rotește în aceeași direcție cu direcția de rotație a rotorului. Vârtejurile observate în condițiile de funcționare în condițiile optime de funcționare și în condiții de supra sarcină nu prezintă caracteristici de rotație distinctiv semnificative. Prin urmare, este relativ simplu să se calculeze media în timp a profilurilor de viteză și să se compare cu datele experimentale în scopul validării. Cu toate acestea, din cauza naturii periodice și rotaționale pronunțate a vârtejului funie, datele salvate cu ajutorul punctului de monitorizare DT5 sunt esențiale pentru a determina cu precizie perioada de inițiere și frecvența vârtejului. Această abordare asigură faptul că parametri de curgere sunt mediați în timp pe cicluri complete ale vârtejului, oferind o reprezentare mai precisă a comportamentului acestuia.

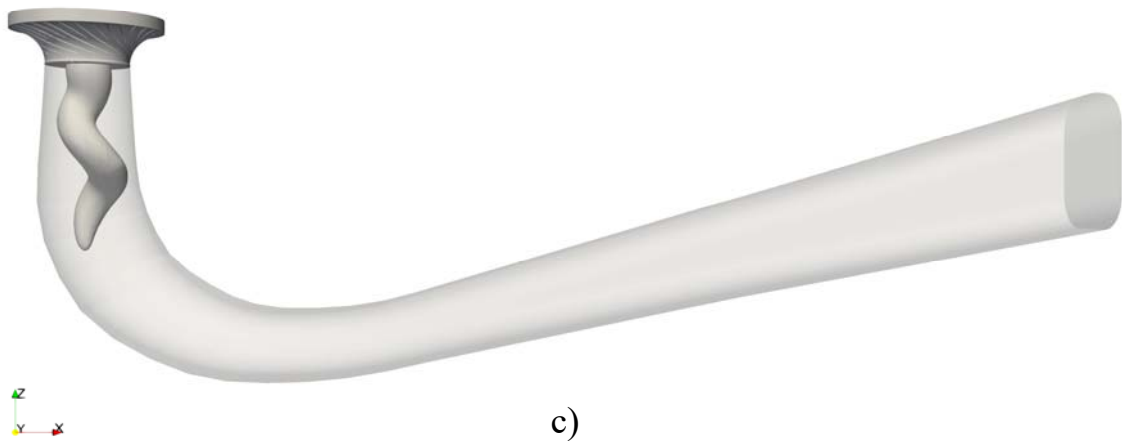


Figura 4.5. Structura spațială a vârtejului - captură de ecran instantanee la finalul simulării numerice pentru c) sarcină parțială.

Deși vârtejul funie se formează în interiorul aspiratorului după aproximativ 2 secunde de timp "fizic", presiunea achiziționată în punctul de monitorizare DT5 arată că vârtejul devine cu adevărat periodic după aproximativ 9,6 secunde. Până atunci, deși este complet dezvoltat după aproximativ 3 secunde de la începutul simulării numerice, se observă fluctuații puternice de presiune, așa cum se arată în graficul presiunii în timp din Figura 4.6.

Pentru a găsi frecvența vârtejului funie, se aplică o transformată Fourier rapidă (FFT) pe intervalul de timp cuprins între 9,6 s și 19,8 s, mai exact pe 17 rotații complete ale vârtejului. Analiza FFT relevă o frecvență numerică a vârtejului, $f_{RVR} = 1.56$ Hz ca în Figura 4.7.

Având în vedere frecvența rotorului $f_{runner} = 5.55$ Hz, înseamnă că frecvența numerică a vârtejului funie este de aproximativ $f_{RVR} = 0.28f_{runner}$ [86]. Acest rezultat este confirmat de alte cercetări [85] care au constatat că frecvența vârtejului funie este în intervalul 0,2-0,4 din frecvența rotorului [19]. Mai mult, frecvența experimentală a vârtejului funie relevată de FFT aplicată datelor de presiune experimentale este determinată ca fiind $f_{RVRExp} = 1.6$ Hz, care, în comparație cu cea numerică de $f_{RVR} = 1.56$ Hz, duce la o eroare între cea numerică și cea experimentală de ~2.5 %.

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL TURBINELOR HIDRAULICE

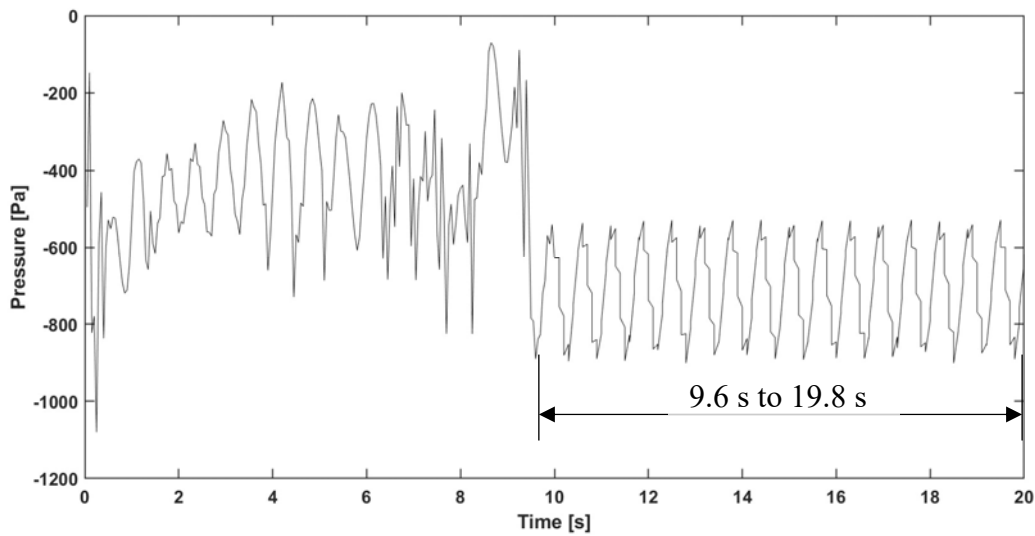


Figura 4.6. Evoluția presiunii în timp – monitorizată în DT5 pentru regimul de sarcină parțială.

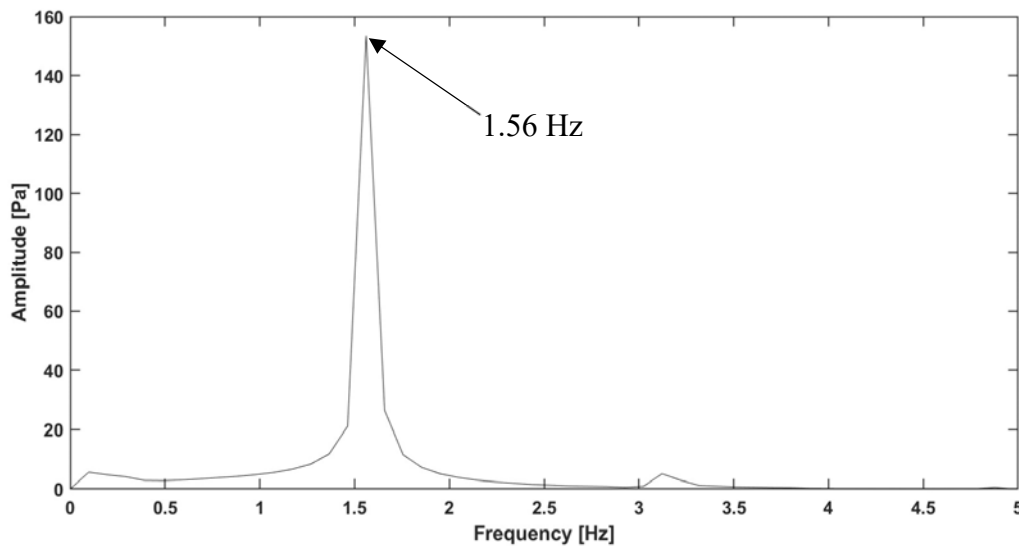


Figura 4.7. Frecvența numerică a vârtejului, $f_{RVR} = 1.56$ Hz.

4.6. CONCLUZII

Capitolul prezintă rezultatele simulărilor numerice ale curgerii în interiorul aspiratorului unui model de laborator al unei turbine hidraulice Francis folosind modele RANS folosind modelul de turbulență k- ϵ . Simulările numerice sunt efectuate pentru regimul de funcționare optim și pentru regimurile de funcționare de supra sarcină și sarcină parțială. Pentru a reduce efortul de calcul, inclusiv timpul de calcul, simulările numerice sunt efectuate, în consecință, pe geometrii simplificate, în loc să se utilizeze întreaga turbină hidraulică. În primul rând, simulările numerice sunt efectuate într-o geometrie simplificată care constă într-un pasaj de rotor și o parte a aspiratorului. În acest caz, se consideră curgerea în regim staționar și se utilizează algoritmul de cuplare Frozen Rotor. Algoritmul Frozen Rotor oferă posibilitatea de a impune o viteză de rotație la o parte a modelului numeric, simulând astfel o mișcare de rotație.

Deși se pot face unele observații prin analiza distribuției parametrilor de curgere în ceea ce privește zonele de recirculare și posibila apariție a unui vârtej, acest lucru nu este suficient pentru a rezolva caracterul instabil al curgerii în interiorul unui aspirator de turbină și pentru a furniza informații relevante.

Profilele de viteză sunt extrase din zona corespunzătoare intrării în aspirator și sunt utilizate ca și condiții la limită la intrarea unei geometrii complete a aspiratorului. Profilele medii în timp ale vitezelor sunt comparate cu vitezele medii în timp obținute în timpul campaniilor de măsurare. Cele mai bune rezultate, atât pentru componentele axiale, cât și pentru cele radiale, sunt obținute în regimul de funcționare optim. Atunci când se trece la punctele de funcționare de supra sarcină și sarcină parțială, viteza axială urmează tendința valorilor experimentale, dar la regimul de sarcină parțială tinde să fie subestimată în mijlocul conului aspirator. La regimurile de funcționare de supra sarcină și sarcină parțială, profilurile vitezei radiale sunt ușor diferite de datele experimentale. Rezultate similare sunt, de asemenea, raportate în literatura de specialitate, ceea ce conduce la ideea că, din cauza ordinului de mărime ridicat al diferenței dintre vitezele radială și tangențială, instrumentele de măsurare nu au putut obține viteza radială cu acuratețea dorită.

5. CURGEREA ÎN JURUL UNUI CORP CIRCULAR OBTURATOR

5.1. CONFIGURAȚIA DE CURGERE ȘI FORMULAREA PROBLEMEI

Simulările numerice sunt efectuate pentru șase valori ale numerelor Reynolds, respectiv 60, 80, 100, 120, 140 și 160 și sunt comparate cu datele disponibile în literatura de specialitate. Pentru fiecare valoare a numărului Reynolds se calculează atât soluțiile în regim staționar, cât și cele în regim nestaționar. În cazul regimului staționar, derivata parțială în raport cu timpul t este eliminată, deoarece soluția din acest caz este independentă de timp, adică curgerea nu variază în funcție de timp. În cazul regimului nestaționar, curgerea este dependentă de timp, astfel încât se alege un pas de timp de $\Delta t = 0,05$ unități de timp adimensionale pentru cazurile în care numărul Reynolds variază între 60 și 80, iar simulările numerice sunt efectuate cu un număr maxim de iterații de 12000. Aceasta înseamnă că simularea de realizează pe o perioadă de 600 de unități de timp adimensionale. Pe de altă parte, în cazul în care Re variază între 100 și 160, se alege un pas de timp mai mic de $\Delta t = 0,025$ unități de timp adimensionale pentru a asigura o convergență și o stabilitate corespunzătoare a simulării numerice. Pentru a analiza curgerea pe o perioadă de 600 de unități de timp adimensionale, numărul de iterații este mărit la 24000.

Se adaugă un punct de monitorizare P1 chiar în afara axei, în spatele/în aval de corpul circular obturator, la coordonatele $(x, y) = (2.5, 0.5)$, pentru a obține date esențiale despre evoluția vitezei și a presiunii.

5.2. REZULTATE

Pentru a accelera convergența în simulările în regim nestaționar, soluțiile de curgere în regim staționar sunt folosite ca. Partea de postprocesare este realizată cu ajutorul Matlab [92] și Paraview [93].

5.2.1. Regimul staționar

Curgerea în regim staționar este calculată cu ajutorul unui algoritm Newton-Raphson. Această abordare iterativă rezolvă ecuațiile de curgere presupunând că există o estimare inițială pentru soluția de curgere. În fiecare iterație, se introduce progresiv un termen de corecție până când rezultatele ating un prag rezidual predefinit. Pentru teza de față, reziduurile sunt stabilite la un minim de 10^{-6} și, ca măsură suplimentară, se stabilește un număr maxim de 100 de iterații. Cu alte cuvinte, dacă după 100 de iterații reziduurile sunt încă mai mari decât valoarea minimă, simulările numerice se încheie. Cu toate acestea, nu a fost cazul, deoarece toate cazurile de testare au convers după 7-8 iterații. Din motive de comoditate, toate valorile inițiale estimate pentru componentele axiale și radiale ale vitezei, respectiv pentru presiune sunt stabilite la o valoare nulă. În Figura 5.1 se prezintă pentru exemplificare distribuția componentei vitezei în sensul curgerii, obținută pentru două valori ale numărului Reynolds considerate: $Re = 80, 100$.

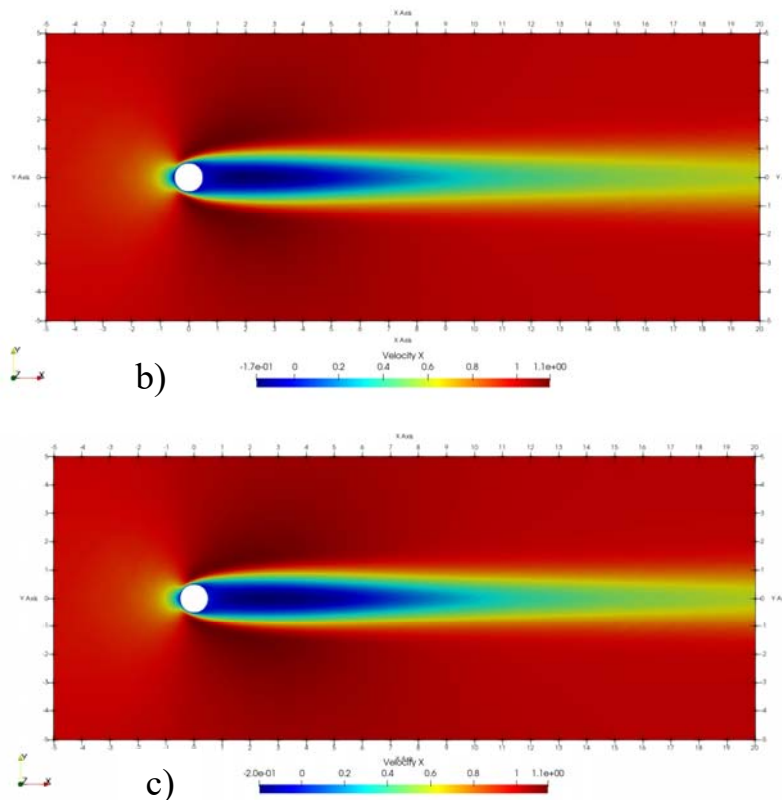


Figura 5.1. Componenta vitezei în sensul curgerii, de sus în jos, la $Re = 80, 100$.

5.2.2. Regimul nestaționar

Pentru a determina frecvența adimensională a formării vârtejurilor, denumită numărul Strouhal, se aplică o transformată Fourier rapidă vitezei axiale pe o perioadă care acoperă 50 de cicluri complete de formare a vârtejurilor total dezvoltate (Figura 5.2). Analiza FFT este prezentată în Figura 5..

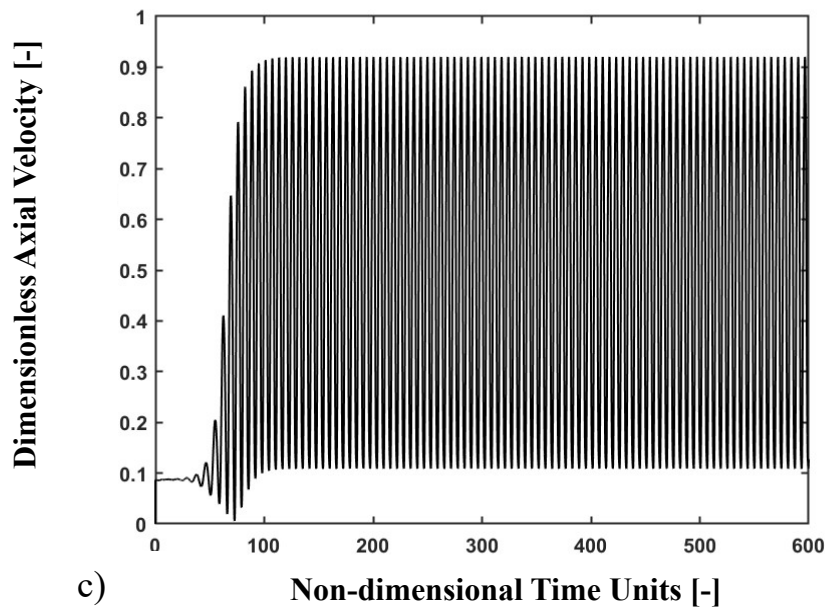
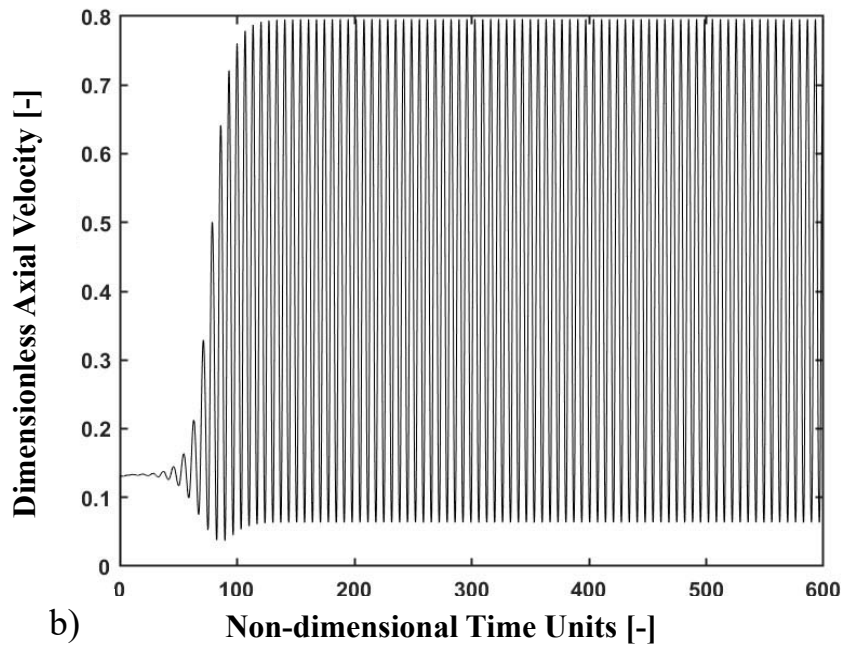


Figura 5.2 Evoluția vitezei axiale monitorizată în P1 pentru diferite valori ale numărului Reynolds
b) 80, c) 100.

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL
TURBINELOR HIDRAULICE

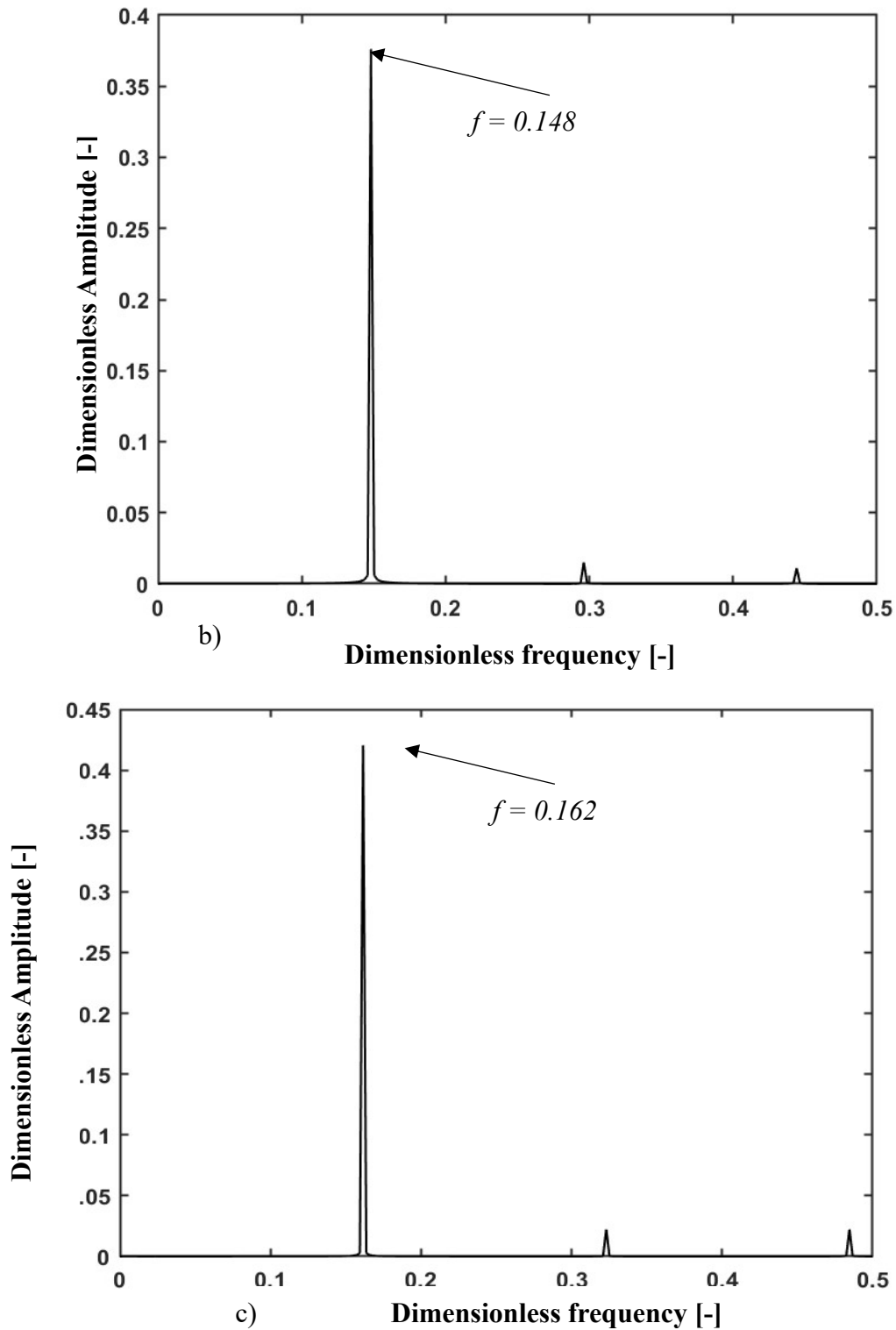


Figura 5.3 Frecvența adimensională a vârtejurilor la diferite valori ale numărului Reynolds b) 80, c) 100.

Același principiu aplicat la metodologia FFT este luat în considerare atunci când se calculează media temporală a vitezei axiale. Viteza mediată în timp pentru fiecare caz este prezentată în Figura 5

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL
TURBINELOR HIDRAULICE

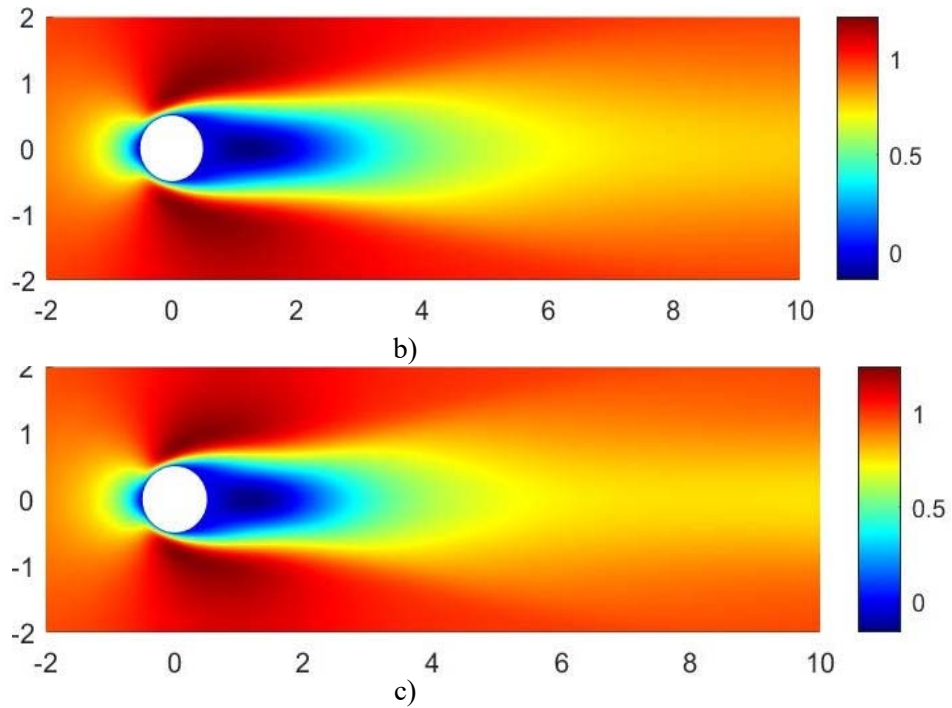


Figura 5.4 Viteza axială medie pentru diferite valori ale numărului Reynolds b) 80, c) 100.

Este interesant de observat că, spre deosebire de soluția de curgere în regim staționar, curgerea medie prezintă o zonă de recirculare semnificativ mai mică, fapt confirmat de graficul liniilor de curent prezentat în Figura 5.. Acest lucru ar putea fi atribuit faptului că medierea în timp netezește fluctuațiile din curgere, inclusiv pe cele asociate cu formarea de vârtejuri.

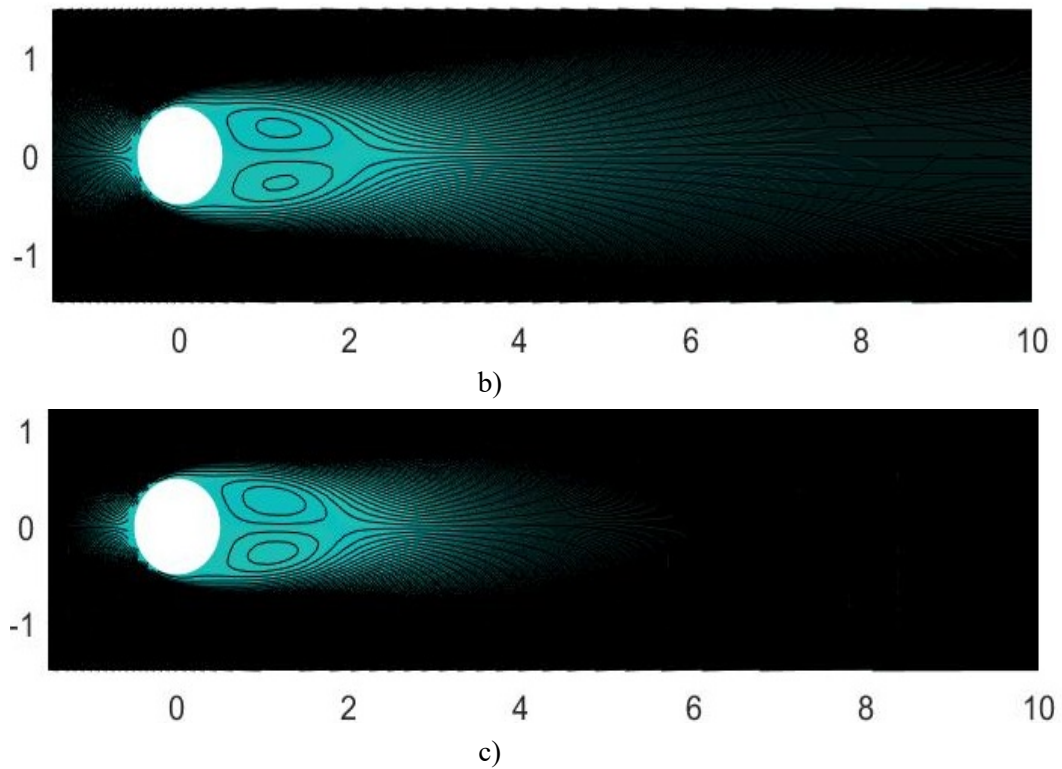


Figura 5.5 Liniile de curent medii pentru diferite valori ale numărului Reynolds
b) 80, c) 100.

5.3. CONCLUZII

Capitolul de față analizează dinamica curgerii laminare a fluidelor în jurul unui corp circular, pentru numere Reynolds cuprinse între 60 și 160. Ecuatiile de curgere și metodele numerice detaliate în capitolele anterioare sunt supuse unui test practic prin utilizarea software-ului FreeFEM++. În vederea pregătirii pentru analiza de stabilitate globală liniară, se obțin soluții de curgere atât în regim staționar, cât și în regim nestaționar, pentru diferite regimuri de curgere.

Odată ce se obține o rețea de discretizare optimă, se efectuează calculele în regim staționar. În scopul validării, se utilizează un caz de testare obișnuit, cum ar fi curgerea în jurul unui corp circular, pentru a examina lungimea de recirculare în spatele corpului obturator, demonstrând o aliniere strânsă cu datele din literatura de specialitate. Curgerea în jurul unui corp obturator duce la desprinderea stratului limită și, în cele din urmă, la formarea de vârtejuri periodice. Pentru a analiza acest fenomen periodic, este necesară obținerea de soluții de curgere în regim nestaționar.

Pe același interval, se calculează media în timp a parametrilor de curgere și se compară zona de recirculare care apare în spatele cilindrului circular cu cea din simulările în regim staționar. Se observă că procedura de calculare a mediei în timp atenuază gradientii de presiune, prin urmare, lungimile de recirculare sunt semnificativ mai mici decât cele din simulările în regim staționar. În scenariile în regim staționar, o creștere a numărului Reynolds corespunde unei creșteri a lungimilor de recirculare. Cu toate acestea, în analiza curgerii mediate, numerele Reynolds mai mari determină o atenuare mai mare, ceea ce face ca lungimea de recirculare să scadă.

6. ANALIZA DE STABILITATE BIDIMENSIONALĂ A CURGERII ÎN JURUL UNUI CILINDRU

Capitolul 6 urmărește să investigheze rezultatele prezentate în Capitolul 5 din perspectiva unei analize de stabilitate globală liniară (LGSA) derivate în Capitolul 2, utilizând metodele numerice prezentate în Capitolul 3.

Atât curgerea în jurul unui corp obturator, cât și curgerea în turbinele hidraulice aparțin categoriei curgerilor deschise, ceea ce înseamnă că particulele de fluid intră și ies continuu din domeniul studiat. După cum se arată în rezultatele din Capitolul 4 și Capitolul 5, în ambele configurații, curgerea prezintă similarități, cum ar fi zonele de recirculare în spatele corpului obturator, respectiv sub butuc în cazul aspiratorului turbinei hidraulice. În plus, în ambele scenarii, se observă prezența unor oscilații periodice sincronizate și autoîntreținute. Aceste oscilații autoîntreținute se dezvoltă în curgerea deschisă atunci când o perturbație externă infinitesimală intră în sistem și crește în spațiu și timp, ducând la un sistem instabil care se

saturează până la o stare de ciclu limită [94]. Prin urmare, câmpul de curgere devine instabil și se comportă ca un oscilator global, iar structura spațială a perturbației instabile principale se numește mod propriu global instabil.

Pentru a justifica simularea numerică efectuată atât în regim staționar, cât și în regim nestaționar, se aduce în discuție diferența dintre LGSA a soluției de curgere în regim staționar și a soluției de curgere mediată. După cum a remarcat Barkley [32], LGSA a soluției de curgere în regim staționar surprinde frecvența de desprindere a vârtejurilor în imediata vecinătate a numărului Reynolds critic în care apare bifurcația Hopf. Deoarece nu există încă un motiv acceptat la nivel global pentru scăderea bruscă a frecvenței relevate de LGSA care se observă atunci când ne îndepărtăm de acest punct critic, rata de creștere a instabilității este totuși corect captată. Pe de altă parte, LGSA a curgerii mediate oferă o mai bună examinare a efectelor neliniare și, în consecință, a mecanismului de saturație a oscilațiilor curgerii, ceea ce duce la un rezultat precis al frecvenței acestora. În același timp, se observă că, din cauza tensiunilor Reynolds care induc o distorsiune a curgerii mediate, rata de creștere a perturbației este captată în mod incorect și apare de obicei în jurul unor valori nule [36], [97], [98].

6.1. REZULTATE

Datele prezentate includ rezultatele obținute prin LGSA atât pentru soluțiile de curgere în regim staționar, cât și pentru soluțiile de curgere mediată. Este de remarcat faptul că partea imaginară calculată cu ajutorul software-ului FreeFEM++ corespunde unei frecvențe unghiulare. Pentru a obține frecvențele adimensionale ale instabilităților, așa cum sunt prezentate în această teză, părțile imaginare, adică frecvențele unghiulare, sunt împărțite la 2π . În plus, este important de menționat faptul că în teza de față este prezentată doar partea reală a modurilor proprii.

6.1.1. LGSA a soluției curgerii mediate

Figura 6.1. prezintă partea reală a modurilor proprii directe ale componentei de perturbație a vitezei axiale. Structurile spațiale ale modurilor proprii se dezvoltă în aval de corpul circular obturator și nu se modifică considerabil la creșterea numărului Reynolds. Se observă că vârfulurile de intensitate maximă apar în apropierea zonei de recirculare. Atunci când numărul Reynolds crește, se observă că vârfulurile de intensitate maximă se diminuează după o distanță mai mare de fiecare dată, aproape proporțional cu lungimile de recirculare L_x , în spatele corpului circular obturator.

Partea reală a modurilor proprii adjuncte ale componentei de perturbație a vitezei axiale prezintă un contrast puternic în structurile spațiale în comparație cu modurile proprii directe. În acest caz, se arată că receptivitatea maximă se află în imediata vecinătate a corpului obturator, în apropierea laturilor superioare și inferioare ale acestuia.

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL TURBINELOR HIDRAULICE

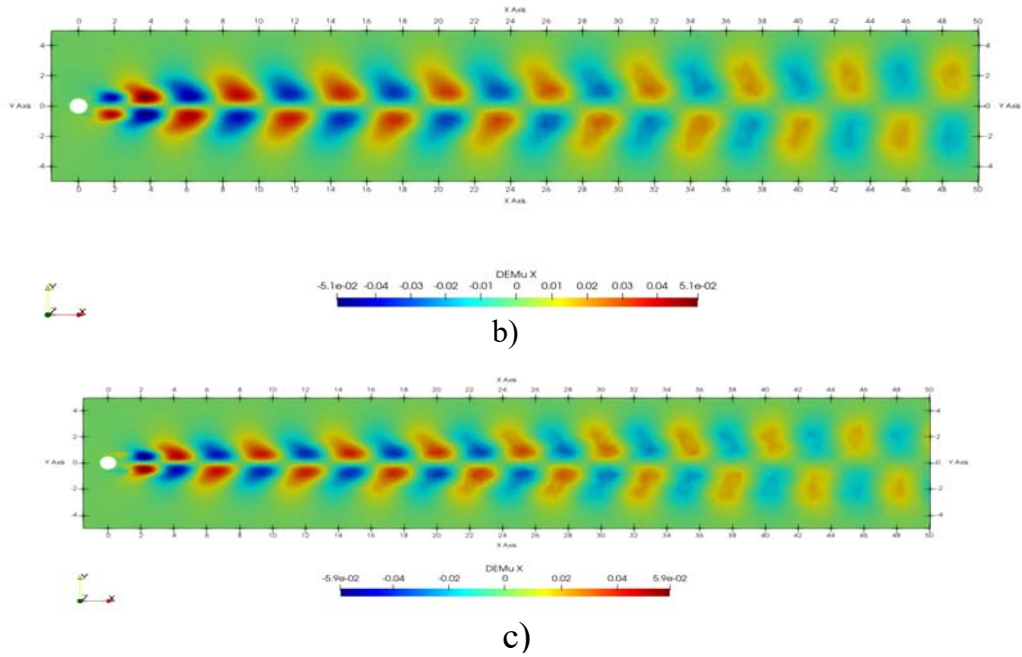


Figura 6.1. Partea reală a modurilor proprii directe ale componentei de perturbație a vitezei axiale, la diferite valori ale numărului Reynolds, în analiza de stabilitate a curgerii mediate: b) 80, c) 100.

Partea reală a modurilor proprii directe ale componentei de perturbație a vitezei axiale este prezentată Figura 6.2. Se observă imediat că modul propriu dispăre mult mai repede decât modurile proprii calculate cu ajutorul curgerii mediate. În Figura 6.3 sunt prezentate modurilor proprii adjuncte ale componentei de perturbație a vitezei axiale, pentru diferite valori ale numărului Reynolds.

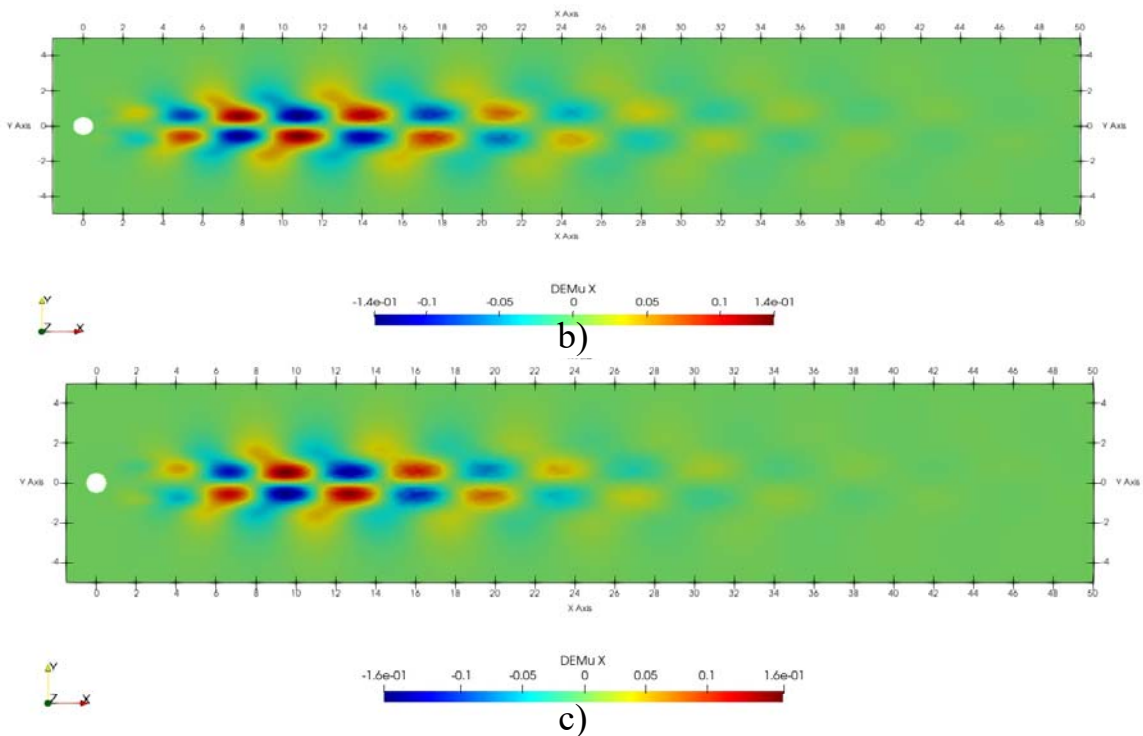


Figura 6.2. Partea reală a modurilor proprii directe ale componentei de perturbație a vitezei axiale la diferite valori ale numărului Reynolds în analiza stabilității curgerii în regim staționar: b) 80, c) 100.

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL TURBINELOR HIDRAULICE

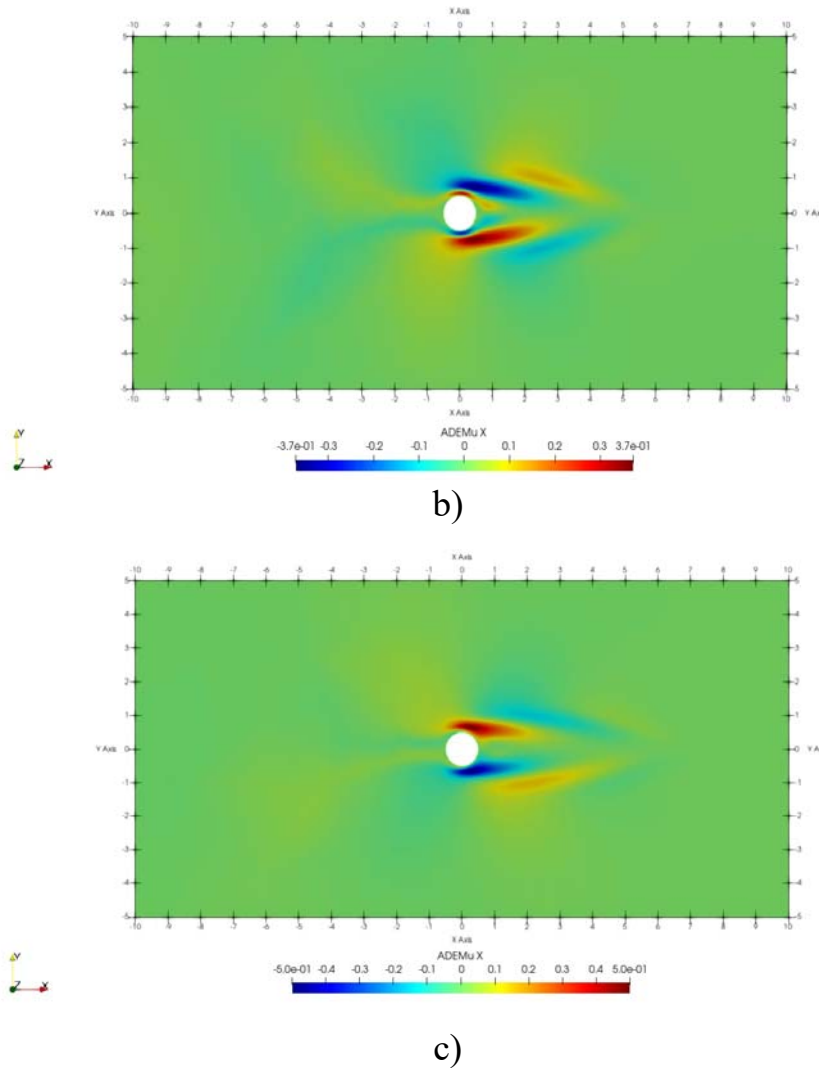


Figura 6.3. Componenta axială a vitezei, modurile proprii adjuncte la diferite valori ale numărului Reynolds în analiza stabilității curgerii în regim staționar: b) 80, c) 100.

6.2. SENSIBILITATEA STRUCTURALĂ A CURGERII ÎN REGIM STAȚIONAR

Diferențele spațiale semnificative între structurile spațiale directe și cele adjuncte sugerează că mecanismul de bază care declanșează apariția instabilităților nu poate fi identificat prin studierea funcțiilor proprii în cazuri separate. Valorile maxime ale tensorului de sensibilitate structurală determină generatorul de unde. Prin urmare, componentele de viteză ale perturbațiilor pot fi utilizate pentru a determina locațiile în care mecanismul de instabilitate are cea mai mare intensitate. Cu alte cuvinte, regiunea generatorului de unde este o locație spațială în care o modificare a structurii de curgere induce cea mai importantă derivă a valorii proprii. În astfel de circumstanțe, este justificat să se considere că această modificare trebuie plasată în centrul mecanismului de instabilitate. În teza de față, regiunea generatorului de unde este determinată pentru diferite valori ale numărului Reynolds în hărțile de sensibilitate structurală, așa cum este prezentat în Figura 6.4.

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL TURBINELOR HIDRAULICE

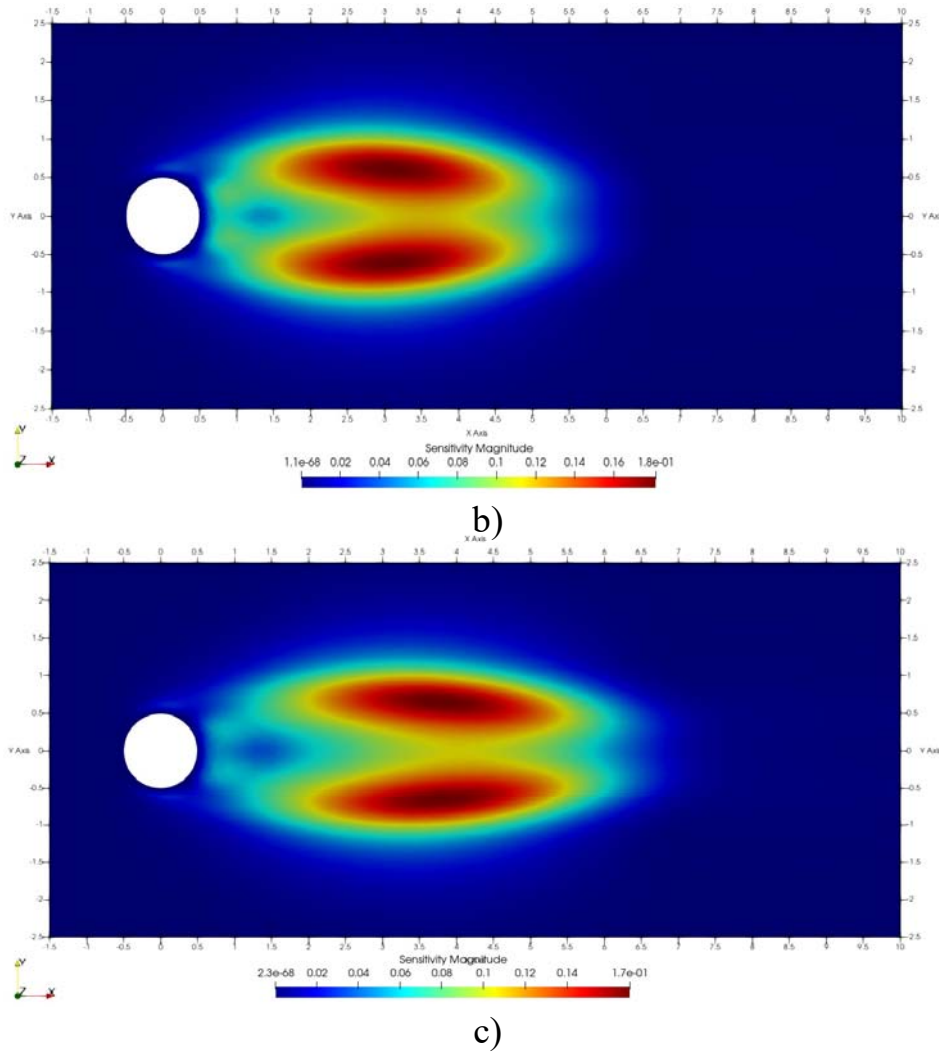


Figura 6.4. Hărți de sensibilitate structurală cu generatorul de undă la diferite valori ale numărului Reynolds b) 80, c) 100.

În Figura 6.4, se observă că atât în imediata vecinătate a corpului circular obturator, cât și la o distanță considerabilă de acesta, norma tensorului de sensibilitate structurală, S_w , calculată cu ecuația (2.7) care combină modurile proprii directe și adjuncte, este extrem de scăzută, apropiindu-se de zero. Această observație implică faptul că aceste regiuni particulare din cadrul curgerii nu au o importanță semnificativă atunci când se investighează dinamica instabilității. Merită subliniat faptul că structura spațială atât a modurilor proprii directe, cât și a celor adjuncte prezintă de obicei cea mai mare intensitate în aceste zone mai puțin semnificative. Acest lucru evidențiază necesitatea de a le studia în conjuncție una cu cealaltă.

Odată ce sunt determinate zonele cele mai receptive, în aceste zone se introduc mici corpuri de control de diferite forme și dimensiuni. În teza de față se va investiga modificarea curgerii în regim staționar la $Re = 80$ prin plasarea în regiunea deneratorului de unde a trei corpuri de control diferite: un cilindru mic cu un diametru de $d = 0.1D$ și o formă eliptică cu un raport de aspect al axei majore față de cea minoră de 3, unde axa majoră are o lungime de $3D$ și axa minoră are o lungime de $1D$. Aceste forme se regăsesc în ambii lobi ai regiunii generatorului de unde, după cum se arată în Figura 6.5.

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚĂIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL
TURBINELOR HIDRAULICE

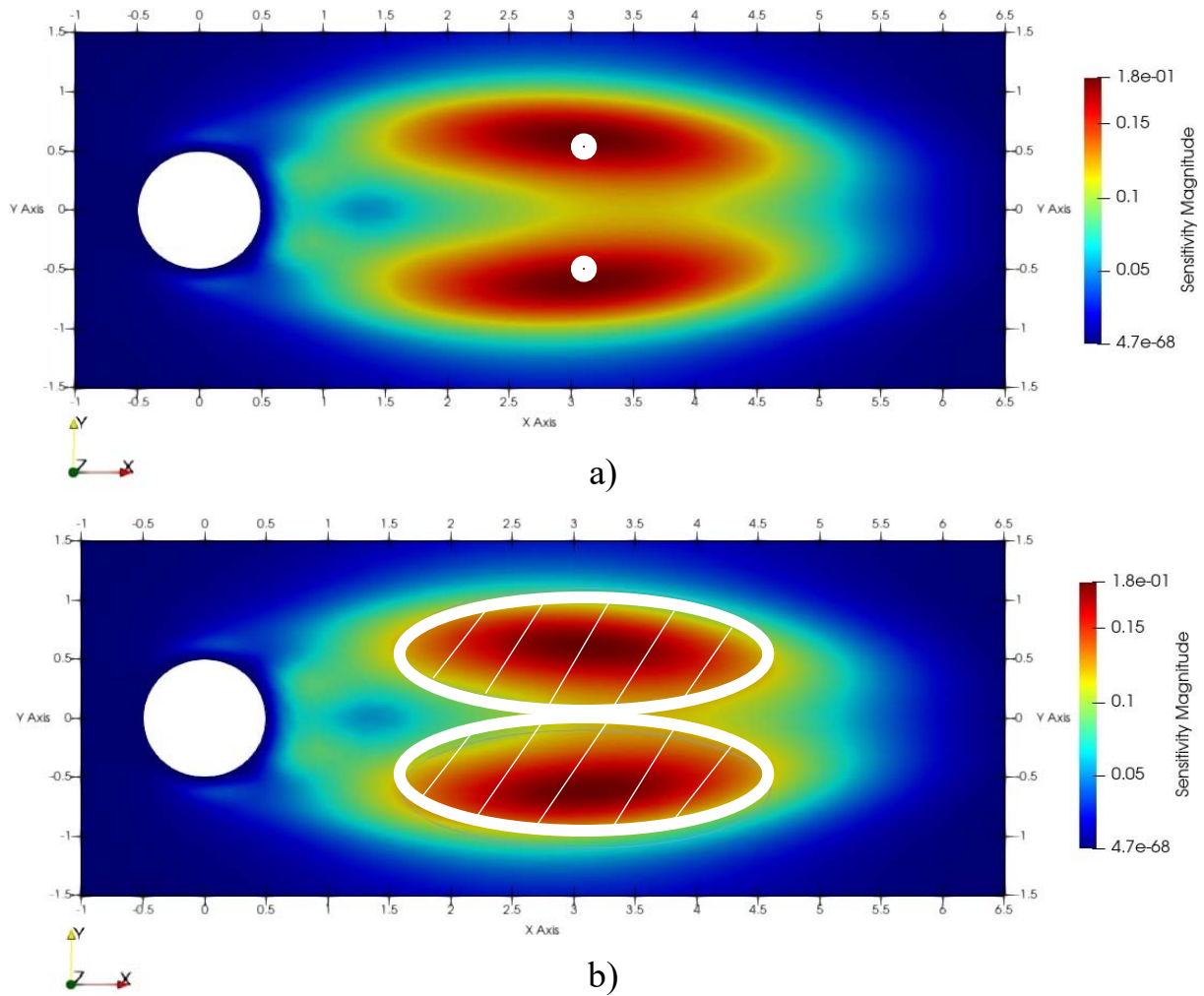


Figura 6.5. Amplasarea corpurilor de control a) doi cilindri mici de diametru $0.1D$, b) două forme eliptice cu un raport de mărime de $1D/3D$.

Calculul valorilor proprii arată că cele două mici corpuri circulare de control plasate în ambii lobi ai generatorului de unde nu sunt suficiente pentru a atenua apariția instabilităților, deoarece valoarea proprie principală are o valoare de $\omega_{cc} = 0.072 + i0.72$. Aceasta reprezintă totuși o diminuare cu $\sim 29.17\%$ a ratei de creștere în comparație cu cazul în care nu există corpuri de control.

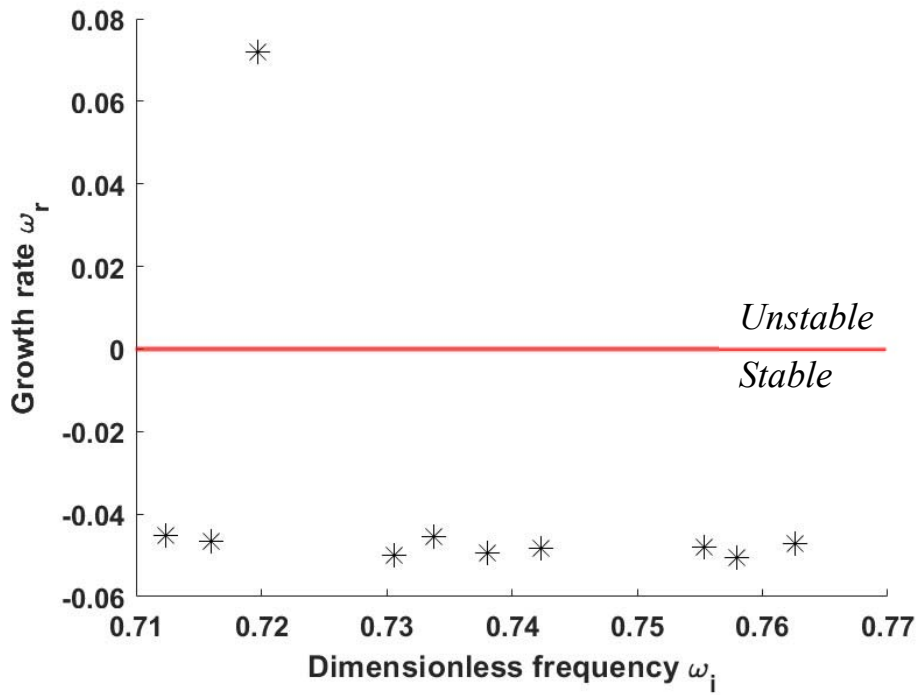
Primele zece valori propria, cele mai instabile, calculate pentru ambele cazuri sunt prezentate în Figura 6.6.

Cele două forme eliptice care acoperă în întregime ambii lobi ai regiunii de undă au atenuat cu succes instabilitatea prin reducerea ratelor de creștere la valori negative, ceea ce înseamnă că în acest caz curgerea devine liniar stabilă [32]. Ratele de creștere ale valorilor proprii principale sunt centralizate în **Tabelul 6.1**, unde C1 reprezintă cazul fără corpuri de control, C2 reprezintă cazul cu doi cilindri de control de $d = 0.1D$ și C3 reprezintă cazul cu două corpuri de control de formă eliptică.

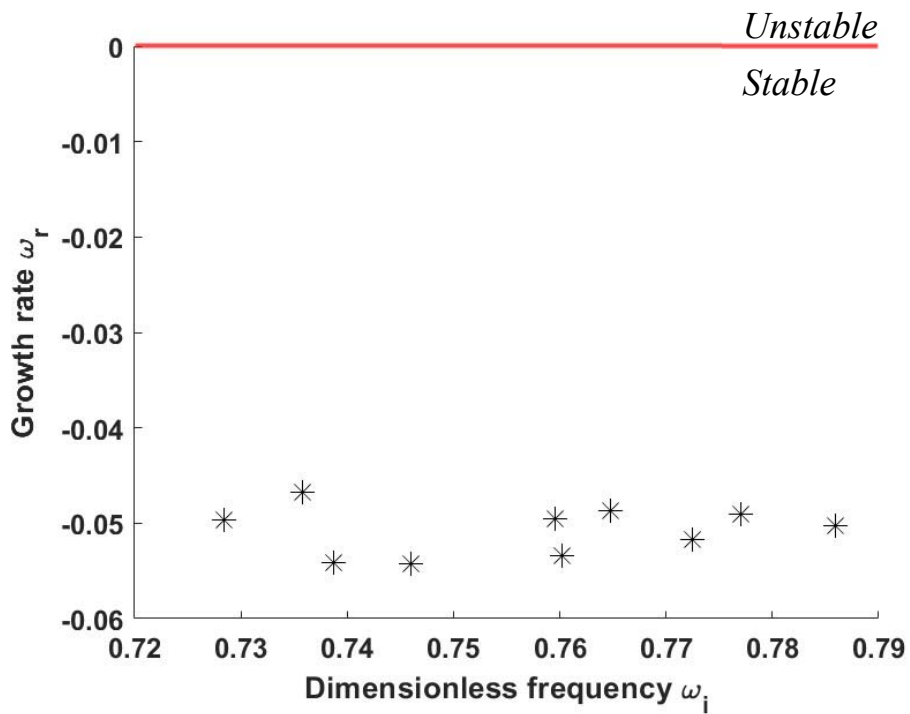
Tabelul 6.1 Ratele de creștere a valorilor proprii principale pentru $Re = 80$ fără și cu corpuri de control

Re = 80	C1	C2	C3
Rata de creștere	0.093	0.072	-0.049

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL
TURBINELOR HIDRAULICE



a)



b)

Figura 6.6. Valorile proprii calculate la $Re = 80$, a) doi cilindri mici de diametru $0.1D$, b) două forme eliptice cu un raport de mărime de $1D/3D$.

6.3. CONCLUZII

\ Pentru a testa teoria, cazul de testare pentru $Re = 80$ este ales în mod arbitrar pentru investigații suplimentare. În interiorul lobilor simetrici sunt plasate diferite corpuri obturatoare, fiecare cu forme și lungimi distincte. Ulterior, se efectuează o analiză de stabilitate globală liniară (LGSA) pentru a monitoriza evoluția ratelor de creștere. Se observă imediat că, prin plasarea unor mici corpuri de control în urma corpului principal, ratele de creștere sunt reduse. Prin plasarea a doi cilindri mici cu diametrul de 10 ori mai mic decât diametrul corpului principal, adică $d=0.1D$, rata de creștere se reduce cu aproximativ 29 %. Prin plasarea a două forme eliptice, fiecare acoperind în întregime lobi prezentăți în hărțile de sensibilitate, curgerea este stabilizată liniar, deoarece LGSA returnează doar valori negative ale ratei de creștere.

7. CONCLUZII ȘI DIRECȚII VIITOARE

Prin identificarea regiunii de apariție a acestor instabilități sau a locului exact în care poate fi aplicată o forță externă pentru a le atenua, ar putea fi dezvoltate metode practice pentru a preveni apariția vârtejului funie.

În primul rând, se efectuează studii numerice pentru curgerea turbulentă în aspiratorul unei turbine hidraulice care funcționează la punctul optim, la supra sarcină și la sarcină parțială. Analiza a fost efectuată pentru două geometrii: un aspirator complet al turbine, și o geometrie redusă a unui pasaj al rotorului turbinei hidraulice cuplată cu o parte a aspiratorului. În al doilea rând, sunt efectuate studii numerice pentru a studia dinamica curgerii în jurul unui corp obturator la diferite valori ale numărului Reynolds. În cele din urmă, se studiază amplasarea unor corpuri obturatoare suplimentare pentru a reduce sau chiar elimina instabilitatea curgerii în vecinătatea corpului principal.

Obiectivele suplimentare atinse în teza de față sunt:

- utilizarea software-ului CFD gratuit și open-source, Code_Saturne, pentru a efectua simulări numerice 3D ale curgerii într-o geometrie simplificată cu utilizarea condiției de periodicitate și într-o geometrie completă a unui aspirator de turbină hidraulică;
- efectuarea simulărilor numerice în regim staționar utilizând modelul Frozen Rotor din Code_Saturne pentru a simula rotația rotorului;
- realizarea de simulări numerice în regim nestaționar a curgerii în interiorul aspiratorului unei turbine hidraulice folosind RANS cu modelul de turbulență $k-\epsilon$;
- utilizarea software-ului CAD cu sursă deschisă, Salome, pentru a îmbunătăți calitatea rețelei de discretizare existente prin intermediul modulului său specializat, SMESH.;
- utilizarea software-ului CFD gratuit și cu sursă deschisă, FreeFEM++, pentru a efectua simulări numerice 2D ale curgerii în jurul unui corp obturator, realizarea analizei de stabilitate a curgerii 2D în jurul unui corp obturator și calcularea hărților de sensibilitate a curgerii 2D în jurul unui corp obturator. În plus, funcțiile sale sunt utilizate pentru a crea rețeaua de elemente finite pentru analiza numerică;

- validarea rezultatelor numerice cu datele experimentale disponibile în literatura de specialitate.

7.1. CONCLUZII GENERALE

Vârtejul care apare la sarcină parțială prezintă o mișcare de rotație puternică și se observă că se rotește în aceeași direcție ca și rotorul. Parametrii de curgere sunt mediați de timp, iar valorile medii rezultate sunt comparate cu valorile medii obținute din datele experimentale. În general, în toate cazurile, valorile numerice ale vitezelor urmează tendința vitezelor experimentale, cu mici abateri.

Utilizând presiunea monitorizată în timpul simulărilor numerice, se aplică o transformată Fourier rapidă (FFT) la presiune pentru a determina frecvența vârtejului funie care apare în timpul regimului de funcționare la sarcină parțială. Se constată că frecvența numerică a vârtejului funie este de 1,56 Hz, $f_{RVR} = 1.56$ Hz. Utilizând valorile experimentale furnizate în [81], frecvența experimentală a vârtejului funie este de 1,6 Hz, $f_{ExpRVR} = 1.6$ Hz. Prin urmare, eroarea dintre frecvența numerică și cea experimentală are o valoare acceptabilă de ~2,5 %.

O modalitate eficientă de a investiga dinamica vârtejului funie este de a utiliza configurații simplificate de curgere similar vârtejului funie. Curgerea în turbinele hidraulice face parte din categoria curgerilor deschise, la fel ca și curgerea în jurul corpurilor obturatoare. Prin urmare, se efectuează simulări numerice ale curgerii bidimensionale în jurul unui corp circular obturator considerând o curgere incompresibilă laminară, la diferite valori ale numărului Reynolds de 60, 80, 100, 120, 140 și 160, utilizând software-ul FreeFEM++. Acest software open-source se bazează pe metoda elementelor finite, astfel că, înainte de a efectua simulările numerice, ecuațiile de curgere trebuie să fie liniarizate în conformitate cu teoria. În plus, scopul acestor studii este de a înțelege fenomenul care duce la apariția vârtejului funie, astfel încât se efectuează o analiză de stabilitate globală liniară (LGSA) la fiecare număr Reynolds. Ecuațiile LGSA sunt determinate prin introducerea unei mici perturbații externe infinitezimale în curgere, iar evoluția sa spațio-temporală este studiată prin intermediul unei analize modale. Ecuațiile LGSA reprezintă, de fapt, o problemă de valori proprii.

Simulările numerice ale curgerii în regim staționar în jurul unui corp circular obturator arată prezența unor zone de recirculare în aval de corpurile obturatoare, similare zonelor de recirculare prezentate în cazul curgerii în interiorul aspiratorului. Se observă că aceste zone de recirculare cresc atunci când numărul Reynolds devine mai mare, datorită gradientului de presiune mai accentuat care intensifică desprinderea curgerii de suprafața sa. Lungimea zonei de recirculare este comparată cu datele disponibile în literatura de specialitate în scopul validării [35]. Rezultatele în regim staționar sunt utilizate ca inițializare pentru simulările numerice în regim nestaționar ale curgerii în jurul corpului circular obturator pentru a asigura o convergență rapidă. Se adaugă un punct de monitorizare în aval de corpul circular, chiar în afara axei, pentru a monitoriza evoluția în timp a presiunii și a vitezei axiale. Reprezentarea grafică a evoluției în timp a vitezei axiale permite observarea evoluției formării de vârtejuri. Odată ce se observă că formarea vârtejurilor devine periodică, viteza axială pe o perioadă de 50 de cicluri de formare a vârtejurilor complet dezvoltate este utilizată pentru a efectua analize FFT (Fast Fourier Transform). Frecvența vârtejului funie obținută din FFT este comparată cu datele disponibile în

literatura de specialitate în scopul validării [35]. În plus, se calculează media temporală a parametrilor de curgere pe aceeași perioadă aleasă pentru analiza FFT, obținându-se astfel curgerea mediată. În special, procesul de calcul al mediei în timp diminuează impactul gradientilor de presiune, ceea ce duce la lungimi de recirculare considerabil mai scurte în comparație cu cele observate în simulările în regim staționar. În schimb, în contextul analizei curgerii mediate, numerele Reynolds mai mari conduc la o atenuare mai pronunțată, ceea ce duce la o reducere a lungimii de recirculare în comparație cu curgerea în regim staționar.

Odată ce curgerea în regim staționar și curgerea mediată sunt obținute în urma simulărilor numerice anterioare, se efectuează LGSA pentru ambele. Se observă că LGSA pentru curgerea în regim staționar surprinde bine valorile ratei de creștere a instabilităților, dar predicția frecvenței instabilităților este departe de realitate, fapt confirmat și în literatura de specialitate [32]. Pe de altă parte, LGSA a curgerii mediate oferă o predicție foarte bună a frecvenței instabilităților, dar nu reușește să surprindă ratele de creștere. În acest caz, ratele de creștere se situează în jurul unei valori nule, ceea ce indică necesitatea utilizării unei analize extinse a curgerii mediate, deoarece curgerea prezintă caracteristici marginal stabile. Partea reală a modurilor proprii directe ale componentelor perturbațiilor de viteză axială este reprezentată grafic, luând în considerare scenariile directe și adjuncte ale LGSA pentru cazurile de regim staționar și de curgere mediată. În cadrul curgerii în regim staționar, se observă că modurile proprii directe ale componentei de perturbație a vitezei axiale apar inițial în apropierea corpului obturator la numere Reynolds mai mici și se deplasează pe o distanță relativ scurtă în aval. Pe măsură ce numărul Reynolds crește, aceste moduri proprii directe se dezvoltă mai mult în aval, departe de corpul obturator, și prezintă o traiectorie de dezvoltare mai scurtă. În schimb, în cazul modurilor proprii adjuncte ale componentei de perturbație a vitezei axiale în cadrul curgerii în regim staționar, acestea tind să se dezvolte atât în apropierea părților superioare și inferioare ale corpului obturator, cât și în amonte de acesta. În mod similar, se observă modele în modurile proprii adjuncte ale componentei de perturbație a vitezei axiale a curgerii mediate, diferențele fiind constatate în principal în ceea ce privește intensitatea acestora. Dimpotrivă, modurile proprii directe ale componentei de perturbare a vitezei axiale în curgerea mediate tind să se dezvolte imediat după corpul obturator, în urma acestuia, iar numărul Reynolds nu pare să afecteze semnificativ dezvoltarea modului propriu. În schimb, se observă o traiectorie mai lungă și mai intensă. O distincție între modurile proprii directe ale curgerii în regim staționar și ale curgerii mediate constă în structura lor spațială. În cel din urmă caz, structura spațială pare să se extindă până la capătul domeniului de calcul. Datorită diferenței semnificative dintre modurile proprii directe și cele adjuncte, este necesară o analiză de sensibilitate structurală care implică produsul scalar al acestora pentru a găsi zona cea mai receptivă a curgerii la o forță externă care poate modifica proprietățile de stabilitate ale acesteia. În teza de față se urmărește aducerea curgerii la o stare liniar stabilă, adică aducerea ratelor de creștere la valori negative. Având în vedere rezultatele LGSA a curgerii în regim staționar, care indică o predicție bună a ratei de creștere, analiza de sensibilitate nu este efectuată folosind și curgerea mediată.

Analiza de sensibilitate relevă, pentru toate cazurile studiate în funcție de numărul Reynolds, doi lobi axial simetrici cu intensitate maximă care apar în aval de corpul obturator. În alte zone, intensitatea tinde să se apropie de valorile minime. Această observație sugerează că bazarea pe o analiză individuală a proprietăților de stabilitate directă sau adjunctă poate să nu fie o strategie practică pentru controlul și atenuarea instabilităților. Odată cu creșterea

numărului Reynolds, în hărțile de sensibilitate, generatorul de unde tinde să provină de la distanțe mai mari față de corpul obturator și să prezinte lobi simetrici alungite.

Pentru a testa teoria, mai multe corpuri obturatoare de control suplimentare, de diferite forme și dimensiuni, sunt poziționate strategic în centrul lobilor indicați de analiza de sensibilitate generată de corpul obturator principal. Cazul test al curgerii în jurul corpului obturator circular la un număr Reynolds de 80 este ales în mod arbitrar pentru această parte. Ulterior, se efectuează LGSA pentru a monitoriza impactul poziționării acestor corpuri distincte de control în evoluția ratelor de creștere. Se observă că, prin plasarea a două mici corpuri de control circulare în ambii lobi, rata de creștere a valorii proprii principale este redusă cu 29%. În plus, prin plasarea a două forme eliptice, fiecare acoperind în întregime cei doi lobi, curgerea este stabilizată liniar, deoarece LGSA nu mai returnează decât rate de creștere negative.

7.2. CONTRIBUȚII PERSONALE

Contribuțiile originale ale autorului sunt sintetizate în următoarele puncte:

- Utilizarea de software open-source de tip CAD și CFD pentru analiza numerică, cu o bună validare a rezultatelor în raport cu datele experimentale disponibile în literatura de specialitate;
- Adaptarea rețelelor de discretizare originale ale geometriilor simplificate a rotorului și a aspiratorului pentru a fi conforme cu software-ul CFD gratuit cu sursă deschisă, Code_Saturne. Adaptările constau în îndepărtarea fețelor interne care sunt considerate pereți de Code_Saturne, îndepărtarea butucului de la intrarea în aspirator și definirea intrării ca o suprafață plană. Întreaga operațiune se realizează cu ajutorul unui software CAD gratuit cu sursă deschisă, și anume Salome prin modulul SMESH al acestuia;
- Extragerea profilurilor de viteză la intrarea în aspiratorul modelului de turbină Francis-99 pentru fiecare regim de funcționare și implementarea acestora ca și condiții la limită. Implementarea acestor profiluri necesită utilizarea funcțiilor interne ale Code_Saturne și sunt necesare cunoștințe de limbaj de programare Fortran90;
- Realizarea simulărilor numerice utilizând software-ul CFD gratuit cu sursă deschisă, Code_Saturne, numai în aspiratorul modelului de turbină Francis-99 și validarea rezultatelor cu datele experimentale cu o precizie bună (subestimarea cu 2,5% a frecvenței numerice a vârtejului funie în comparație cu frecvența experimentală);
- Crearea unei rețele bidimensionale cu elemente finite folosind FreeFEM++, un program gratuit cu sursă deschisă, adaptat la gradientul componentei de viteză axială a curgerii în vârtejul funie, în aval de un corp circular obturator;
- Implementarea *formulării slabe* a ecuațiilor Navier-Stokes liniarizate, analiza directă a stabilității globale liniare și ecuațiile de analiză a stabilității globale liniare adjuncte în FreeFEM++, un program gratuit cu sursă deschisă. Această implementare necesită cunoașterea limbajului C++;

- Prezentarea modurilor proprii directe și adjuncte ale unei soluții de curgere instabilă în regim staționar și nestaționar în jurul unui corp circular obturator pentru diferite numere Reynolds, în regim laminare, și anume 60, 80, 100, 120, 140 și 160, calculate cu ajutorul programului gratuit FreeFEM++ cu sursă deschisă;
- Prezentarea analizei de sensibilitate a unei soluții de curgere în regim staționar instabil în jurul unui corp circular obturator pentru diferite numere Reynolds laminare, și anume 60, 80, 100, 120, 140 și 160, calculate cu ajutorul programului gratuit FreeFEM++ cu sursă deschisă;
- Analizarea și prezentarea impactului mai multor corpuri de control de forme și dimensiuni distincte, amplasate strategic în regiunile determinate de analiza de sensibilitate a unei curgeri în regim staționar.

7.3. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

Această secțiune prezintă continuări posibile ale cercetărilor incluse în această teză, și anume:

- Analizarea impactului mai multor corpuri de control cu forme și dimensiuni distincte, amplasate strategic în regiunile determinate de analiza de sensibilitate a unei soluții de curgere mediate;
- Extinderea cercetărilor actuale în cazul curgerilor turbulente, adică la curgerea în jurul corpurilor obturatoare, la un număr Reynolds mai mare de 2300. Acest lucru implică liniarizarea și implementarea *formulării slabe* a ecuațiilor de turbulență;
- Efectuarea analizei de stabilitate globală liniară și implicit a analizei de sensibilitate a curgerilor laminare tridimensionale pentru a valida ecuațiile analizei de stabilitate globală liniară exprimate în coordonate cilindrice;
- Realizarea analizei de stabilitate globală liniară și implicit analiza de sensibilitate a curgerii în aspiratorul modelului de turbină Francis-99. Identificarea regiunii incipiente care conduce la apariția vârtejului funie;
- Testarea funcțiilor matematice și a metodelor fizice, cum ar fi injecțiile cu jet de apă, aerisirea sau introducerea de obiecte fizice pentru a atenua vârtejul funie și, prin urmare, pentru a extinde intervalul de funcționare a turbinei hidraulice.

BIBLIOGRAFIE

- [1]T. I. Williams, *The History of Invention*. New York: Facts on File Publications, 1987.
- [2]M. Gad-el-Hak, “Fluid mechanics from the beginning to the third millennium,” *International Journal of Engineering Education*, vol. 14, no. 3, pp. 177–185, Jan. 1998.
- [3]E. MacCurdy, *The Notebooks of Leonardo da Vinci*, vol. I and II. New York: Reynal & Hitchcock, 1938.
- [4]Wikipedia Contributors, “Osborne Reynolds,” *Wikipedia*, Sep. 17, 2019. https://en.wikipedia.org/wiki/Osborne_Reynolds
- [5]P. K. Kundu and I. M. Cohen, *Fluid mechanics*, Second Edition. United States of America: Academic Press, 1990.
- [6]Britannica, The Editors of Encyclopaedia, “Industrial Revolution | Definition, History, Dates, Summary, & Facts | Britannica Money,” *www.britannica.com*, Jun. 08, 2023. <https://www.britannica.com/money/topic/Industrial-Revolution>
- [7]European Environment Agency , “Global and European Temperatures,” *www.eea.europa.eu*, Jun. 23, 2023. <https://www.eea.europa.eu/ims/global-and-european-temperatures>
- [8]European Union, “EU measures against climate change | News | European Parliament,” *www.europarl.europa.eu*, Jul. 08, 2018. <https://www.europarl.europa.eu/news/en/headlines/society/20180703STO07129/eu-measures-against-climate-change>
- [9]European Council, “Infographic - How is EU electricity produced and sold?,” *European Consilium*, May 10, 2023. <https://www.consilium.europa.eu/en/infographics/how-is-eu-electricity-produced-and-sold/>
- [10]International Hydropower Association, “A brief history of hydropower,” *www.hydropower.org*, 2022. <https://www.hydropower.org/iha/discover-history-of-hydropower>
- [11]International Energy Agency, “Installed capacity in the European Union, 2000-2010, and projections up to 2040 in the Stated Policies Scenario – Charts – Data & Statistics,” *IEA*, Oct. 27, 2020. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/installed-capacity-in-the-european-union-2000-2010-and-projections-up-to-2040-in-the-stated-policies-scenario>
- [12]H. Foroutan, “Simulation, Analysis, and Mitigation of Vortex Rope Formation in the Draft Tube of Hydraulic Turbines,” PhD Thesis, 2015.
- [13]K Subramanya, *Hydraulic machines*. New Delhi: Mcgraw Hill Education (India) Private, 2015.
- [14]J.-P. Franc, F. Avellan, and B. Belahadji, *La cavitation: M'ecanismes physiques et aspects industriels*. Grenoble: Presses Universitaires de Grenoble, 1995.
- [15]C. Trivedi, M. Cervantes, and O. Dahlhaug, “Experimental and Numerical Studies of a High-Head Francis Turbine: A Review of the Francis-99 Test Case,” *Energies*, vol. 9, no. 2, p. 74, Jan. 2016, doi: <https://doi.org/10.3390/en9020074>.
- [16]Y. Jia, X. Wei, Q. Wang, J. Cui, and F. Li, “Experimental Study of the Effect of Splitter Blades on the Performance Characteristics of Francis Turbines,” *Energies*, vol. 12, no. 9, p. 1676, May 2019, doi: <https://doi.org/10.3390/en12091676>.
- [17]R. Goyal, “Flow Field in a High Head Francis Turbine Draft Tube During Transient Operations,” PhD Thesis, Luleå University of Technology, 2017.
- [18]S. Pasche, “Dynamics and Optimal Control of Self-Sustained Instabilities in Laminar and

- Turbulent Swirling Flows: Application to the Part Load Vortex Rope in Francis Turbines,” PhD Thesis, ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, 2018.
- [19]M. Nishi, S. Matsunaga, T. Kubota, and Y. Senoo, “Study on Swirl Flow and Surge in an Elbow Type Draft Tube,” in *IAHR 11th Symposium: Operating problems of pump stations and power plant*, Amsterdam, 1980.
- [20]A. Sébastien, “Forced and Self Oscillations of Hydraulic Systems Induced by Cavitation Vortex Rope of Francis Turbines,” PhD Thesis, ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, 2011.
- [21]D. H. Peckham and S. A. Atkinson, “Preliminary results of flow speed wind tunnel tests on a gothic wing of aspect ratio 1.0,” Aeronautical Research Council Current Paper No. 508, 1957.
- [22]T. Sarpkaya, “On stationary and travelling vortex breakdowns,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 45, no. 3, pp. 545–559, Feb. 1971, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112071000181>.
- [23]S. WANG and Z. RUSAK, “The dynamics of a swirling flow in a pipe and transition to axisymmetric vortex breakdown,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 340, pp. 177–223, Jun. 1997, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112097005272>.
- [24]M. Kurosaka, M. Kikuchi, K. Hirano, T. Yuge, and H. Inoue, “Interchangeability of vortex-breakdown types,” *Experiments in Fluids*, vol. 34, no. 1, pp. 77–86, Jan. 2003, doi: <https://doi.org/10.1007/s00348-002-0535-3>.
- [25]F. Bunea, G. D. Ciocan, D. M. Bucur, G. Dunca, and A. Nedelcu, “Hydraulic Turbine Performance Assessment with Implementation of an Innovative Aeration System,” *Water*, vol. 13, no. 18, pp. 2459–2459, Sep. 2021, doi: <https://doi.org/10.3390/w13182459>.
- [26]M. Nishi, X. M. Wang, K. Yoshida, T. Takahashi, and T. Tsukamoto, “An Experimental Study on Fins, Their Role in Control of the Draft Tube Surging,” in *Hydraulic Machinery and Cavitation*, Netherlands: Dordrecht: Springer, 1996, pp. 905–914.
- [27]R. Susan-Resiga, T. C. Vu, S. Muntean, G. D. Ciocan, and B. Nennemann, “Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge,” in *Proceedings of the 23th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Yokohama, Japan, 2006.
- [28]R. F. Susan-Resiga, S. Muntean, F. Avellan, and I. Anton, “Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range,” *Applied Mathematical Modelling*, vol. 35, no. 10, pp. 4759–4773, Oct. 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.03.052>.
- [29]O. Reynolds, “An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous and of the law of resistance in parallel channels,” in *Phil. Trans. Roy. Soc.*, 1883.
- [30]Milton Van Dyke, *An Album of Fluid Motion*. Parabolic Press, Incorporated, 1988.
- [31]Vassilios Theofilis, “Advances in global linear instability analysis of nonparallel and three-dimensional flows,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 39, no. 4, pp. 249–315, May 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/s0376-0421\(02\)00030-1](https://doi.org/10.1016/s0376-0421(02)00030-1).
- [32]D. Barkley, “Linear analysis of the cylinder wake mean flow,” *Europhysics Letters (EPL)*, vol. 75, no. 5, pp. 750–756, Sep. 2006, doi: <https://doi.org/10.1209/epl/i2006-10168-7>.
- [33]S. Pasche, François Gallaire, and F. Avellan, “Predictive control of spiral vortex breakdown,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 842, pp. 58–86, May 2018, doi: <https://doi.org/10.1017/jfm.2018.124>.
- [34]P. J. Strykowski and K. R. Sreenivasan, “On the formation and suppression of vortex ‘shedding’ at low Reynolds numbers,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 218, p. 71, Sep. 1990, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112090000933>.
- [35]F. Giannetti and P. Luchini, “Structural sensitivity of the first instability of the cylinder wake,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 581, pp. 167–197, Jun. 2007, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112007005654>.

- [36]O. Marquet, D. Sipp, and L. Jacquin, “Sensitivity analysis and passive control of cylinder flow,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 615, pp. 221–252, Nov. 2008, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112008003662>.
- [37]Z. Seifi, M. Raisee, and M. K. Cervantes, “Global linear stability analysis of flow inside an axial swirl generator with a rotating vortex rope,” *Journal of Hydraulic Research*, vol. 61, no. 1, pp. 34–50, 2022, doi: <https://doi.org/10.1080/00221686.2022.2106591>.
- [38]S. Pasche, F. Avellan, and François Gallaire, “Part Load Vortex Rope as a Global Unstable Mode,” *Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme*, vol. 139, no. 5, Mar. 2017, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4035640>.
- [39]J. S. Müller, F. Lückoff, T. L. Kaiser, and K. Oberleithner, “On the relevance of the runner crown for flow instabilities in a Francis turbine,” in *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, 2022.
- [40]R. Betchov and W. O. Criminale, *Stability of Parallel Flow*. New York: Academic Press, 1967.
- [41]R. Longobardi, “Fluid dynamic instabilities in complex flow systems,” PhD Thesis, 2019.
- [42]K. Taira *et al.*, “Correction: Modal Analysis of Fluid Flows: An Overview,” *AIAA Journal*, vol. 58, no. 11, pp. AU9–AU9, Nov. 2020, doi: <https://doi.org/10.2514/1.j056060.c1>.
- [43]P. Huerre and P. A. Monkewitz, “Absolute and convective instabilities in free shear layers,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 159, no. -1, pp. 151–151, Oct. 1985, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112085003147>.
- [44]François Charru, *Hydrodynamic Instabilities*. Cambridge University Press, 2011.
- [45]P. Luchini and A. Bottaro, “Adjoint Equations in Stability Analysis,” *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 46, no. 1, pp. 493–517, Jan. 2014, doi: <https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-010313-141253>.
- [46]J.-M. Chomaz, “GLOBAL INSTABILITIES IN SPATIALLY DEVELOPING FLOWS: Non-Normality and Nonlinearity,” *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 37, no. 1, pp. 357–392, Jan. 2005, doi: <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.37.061903.175810>.
- [47]P. J. Schmid, “Nonmodal Stability Theory,” *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 39, no. 1, pp. 129–162, Jan. 2007, doi: <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.38.050304.092139>.
- [48]E. L. Ince, *Edward L. Ince*. USA: Dover Publications, 1926.
- [49]F. Hecht, “New development in freefem++,” *Journal of Numerical Mathematics*, vol. 20, no. 3–4, Jan. 2012, doi: <https://doi.org/10.1515/jnum-2012-0013>.
- [50]“SALOME Geometry User’s Guide: Introduction to Geometry,” *docs.salome-platform.org*. <https://docs.salome-platform.org/latest/gui/GEOM/index.html> (accessed Sep. 15, 2023).
- [51]C. Geuzaine and J.-F. Remacle, “Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 79, no. 11, pp. 1309–1331, May 2009, doi: <https://doi.org/10.1002/nme.2579>.
- [52]Houman Borouchaki, P.-L. George, and S. H. Lo, “OPTIMAL DELAUNAY POINT INSERTION,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 39, no. 20, pp. 3407–3437, Oct. 1996, doi: [https://doi.org/10.1002/\(sici\)1097-0207\(19961030\)39:20%3C3407::aid-nme5%3E3.0.co;2-c](https://doi.org/10.1002/(sici)1097-0207(19961030)39:20%3C3407::aid-nme5%3E3.0.co;2-c).
- [53]F. Hecht, “BAMG: Bidimensional Anisotropic Mesh Generator,” INRIA Report, 1998.
- [54]D. Fabre *et al.*, “A Practical Review on Linear and Nonlinear Global Approaches to Flow Instabilities,” *Applied Mechanics Reviews*, vol. 70, no. 6, Nov. 2018, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4042737>.
- [55]R. A. Dwyer, “A simple divide-and-conquer algorithm for computing Delaunay triangulations in $O(n \log \log n)$ expected time,” *Proceedings of the second annual symposium on computational geometry*, Jan. 1986, doi: <https://doi.org/10.1145/10515.10545>.
- [56]P. L. George and P. Frey, “Mesh Generation: Application to Finite Elements,” Hermes, Lyon, 2000.

- [57]S. Rebay, “Efficient Unstructured Mesh Generation by Means of Delaunay Triangulation and Bowyer-Watson Algorithm,” *Journal of Computational Physics*, vol. 106, no. 1, pp. 125–138, May 1993, doi: <https://doi.org/10.1006/jcph.1993.1097>.
- [58]“Basic meshing algorithms — Mesh 9.11.0 documentation,” *docs.salome-platform.org*. https://docs.salome-platform.org/latest/gui/SMESH/basic_meshing_algos.html#basic-meshing-algos-page (accessed Sep. 15, 2023).
- [59]C. Canuto, *Spectral Methods in Fluid Dynamics*. 1988.
- [60]E. Akervik, “Global stability and feedback control of boundary layer flows,” PhD Thesis, Royal Institute of Technology, 2008.
- [61]C. CFD, “The Differences Between Laminar vs. Turbulent Flow,” *resources.system-analysis.cadence.com*. <https://resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2022-the-differences-between-laminar-vs-turbulent-flow>
- [62]L. Mascotelli, “Direct Numerical Simulations of a turbulent pipe flow at high Reynolds numbers,” PhD Thesis, POLITECNICO DI MILANO, 2016.
- [63]B. Mulu, “An experimental and numerical investigation of a Kaplan turbine model,” PhD Thesis, Luleå University of Technology, 2012.
- [64]S. B. Pope, *Turbulent flows*. Cambridge ; New York: Cambridge University Press, 2000.
- [65]J. Fröhlich and W. Rodi, “Introduction to large eddy simulation of turbulent flows,” 2002.
- [66]A. W. Leonard, “Energy Cascade in Large-Eddy Simulations of Turbulent Fluid Flows,” *Advances in Geophysics*, vol. 18A, pp. 237–248, Jan. 1975, doi: [https://doi.org/10.1016/s0065-2687\(08\)60464-1](https://doi.org/10.1016/s0065-2687(08)60464-1).
- [67]M. Germano, U. Piomelli, P. Moin, and W. H. Cabot, “A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model,” *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, vol. 3, no. 7, pp. 1760–1765, Jul. 1991, doi: <https://doi.org/10.1063/1.857955>.
- [68]I. S. Grecu, “Contributions on the boundary layer flow numerical modelling in turbulent regime,” PhD Thesis, University Politehnica of Bucharest, 2023.
- [69]M. Blakeslee, “Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) Simulations,” *2021.help.altair.com*. https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/acusolve/topics/acusolve/training_manual/rans_simulations_r.htm
- [70]B. Sun, “Revisiting the Reynolds-averaged Navier–Stokes equations,” *Open Physics*, vol. 19, no. 1, pp. 853–862, Jan. 2021, doi: <https://doi.org/10.1515/phys-2021-0102>.
- [71]Ansys Inc., *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*, Release 16.2, Help System, CFX Theory Manual.
- [72]Code_Saturne, *Code_Saturne Theory Guide 7.0*. Paris: EDF R&D, 2021.
- [73]D. C. Wilcox, *Turbulence modeling for CFD*. La Cañada, Calif. Dcw Industries, 2010.
- [74]D. C. Wilcox, “Multiscale model for turbulent flows,” *AIAA Journal*, vol. 26, no. 11, pp. 1311–1320, Nov. 1988, doi: <https://doi.org/10.2514/3.10042>.
- [75]N. A. Tonello, Y. Eude, B. de Laage de Meux, and M. Ferrand, “Frozen Rotor and Sliding Mesh Models Applied to the 3D Simulation of the Francis-99 Tokke Turbine with Code_Saturne,” *Journal of physics*, vol. 782, pp. 012009–012009, Jan. 2017, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/782/1/012009>.
- [76]Code_Saturne, *Code_Saturne Theory Guide 7.0*. Paris: EDF R&D, 2021.
- [77]N. Ottosen and H. Petterson, *Introduction to the Finite Element Method*, 1st ed. New York: Prentice Hall, 1992.
- [78]D. Boffi, Franco Brezzi, and M. Fortin, *Mixed Finite Element Methods and Applications*. Springer Science & Business Media, 2013.
- [79]T. Davis, “UMFPACK User Guide,” Dept. of Computer and Information Science and Engineering Univ. of Florida, Gainesville, FL, Jan. 2011.
- [80]R. B. Lehoucq, D. C. Sorensen, and C. Yang, *ARPACK Users’ Guide*. SIAM, 1998.
- [81]“Experimental study - NTNU,” *www.ntnu.edu*. <https://www.ntnu.edu/nvks/f99-test-case1>

(accessed Sep. 30, 2023).

- [82]C. Trivedi, “Experimental and numerical investigations on steady state and transient characteristics of a high head Francis turbine,” PhD Thesis, Mechanical and Industrial Engineering Department, Indian Institute of Technology, Roorkee, India, 2014.
- [83]R. Mitrut, Diana Maria Bucur, G. Dunca, and M. Cervantes, “Numerical Simulation of the Rotating Vortex Rope with Code_Saturne,” *2019 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Oct. 2019, doi: <https://doi.org/10.1109/ciem46456.2019.8937583>.
- [84]R. Iovanel, “Numerical simulation of the flow in a Kaplan turbine,” PhD Thesis, University Politehnica of Bucharest, 2018.
- [85]Gabriel Dan Ciocan, Monica Sanda Iliescu, T. Thu, Bernd Nennemann, and F. Avellan, “Experimental Study and Numerical Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex,” *Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme*, vol. 129, no. 2, pp. 146–158, Feb. 2007, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2409332>.
- [86]R. Mitruț, Diana Maria Bucur, G. Dunca, and M. J. Cervantes, “Global linear stability analysis of the flow inside a conical draft tube,” *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, vol. 1079, no. 1, pp. 012049–012049, Sep. 2022, doi: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1079/1/012049>.
- [87]A. Minakov, D. Platonov, A. Sentyabov, and A. Gavrilov, “Francis-99 turbine numerical flow simulation of steady state operation using RANS and RANS/LES turbulence model,” *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 782, p. 012005, Jan. 2017, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/782/1/012005>.
- [88]J. Ignacio Jimenez Gonzalez, “Study of the stability of jets and wakes. Application to the wake past slender bodies with blunt trailing edge,” PhD Thesis, UNIVERSIDAD DE JAEN, 2013.
- [89]B. R. Noack and Helmut Eckelmann, “A global stability analysis of the steady and periodic cylinder wake,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 270, pp. 297–330, Jul. 1994, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112094004283>.
- [90]M. Provansal, C. Mathis, and L. Boyer, “Bénard-von Kármán instability: transient and forced regimes,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 182, no. -1, pp. 1–1, Sep. 1987, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112087002222>.
- [91]R. Mitrut, Diana Maria Bucur, G. Dunca, and M. Cervantes, “Linear Global Stability Analysis of a Laminar Flow Around a Circular Body,” *12th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE)*, Mar. 2021, doi: <https://doi.org/10.1109/atee52255.2021.9425105>.
- [92]“MathWorks - Makers of MATLAB and Simulink,” *Mathworks.com*, 2019. <https://www.mathworks.com>
- [93]“ParaView,” *Paraview.org*, 2018. <https://www.paraview.org/>
- [94]O. Marquet and M. Carini, “Extended mean flow analysis of the circular cylinder flow,” *arXiv: Fluid Dynamics*, 2020, doi: <https://doi.org/10.48550/arXiv.2008.10002>.
- [95]C. H. K. Williamson, “Vortex Dynamics in the Cylinder Wake,” *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 28, no. 1, pp. 477–539, Jan. 1996, doi: <https://doi.org/10.1146/annurev.fl.28.010196.002401>.
- [96]Ján Dušek, Patrice Le Gal, and Philippe Fraunié, “A numerical and theoretical study of the first Hopf bifurcation in a cylinder wake,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 264, pp. 59–80, Apr. 1994, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112094000583>.
- [97]Willem, “Outline of a theory of turbulent shear flow,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 1, no. 5, pp. 521–539, Nov. 1956, doi: <https://doi.org/10.1017/s0022112056000342>.
- [98]J. T. Stuart, “Nonlinear Stability Theory,” *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 3, no. 1, pp. 347–370, Jan. 1971, doi: <https://doi.org/10.1146/annurev.fl.03.010171.002023>.
- [99]D. Sipp, O. Marquet, P. Meliga, and A. Barbagallo, “Dynamics and Control of Global Instabilities in Open-Flows: A Linearized Approach,” *Applied Mechanics Reviews*, vol. 63, no.

INVESTIGAȚII ASUPRA METODELOR DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A CURGERII ÎN ASPIRATORUL
TURBINELOR HIDRAULICE

3, Apr. 2010, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4001478>.

[100]R. Mitrut, Diana Maria Bucur, G. Dunca, and M. Cervantes, "Numerical Simulation of Vortex Breakdown with Code Saturne," *2021 10th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM)*, Oct. 2021, doi: <https://doi.org/10.1109/ciem52821.2021.9614834>.