

# **FLOW-FEEDBACK PENTRU REDUCEREA FLUCTUAȚIILOR DE PRESIUNE ÎN DIFUZORUL CONIC AL TURBINELOR HIDRAULICE**

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

**ing. Constantin TĂNASĂ**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Romeo SUȘAN-RESIGA  
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Corneliu BĂLAN  
CS1 dr.ing. Sebastian MUNTEAN  
prof.univ.dr.ing. Alexandru BAYA

Ziua susținerii tezei: 20.01.2012

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Ingineria Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Ingineria Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2012

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

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

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Facultății de Mecanică, Catedra de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice din Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

Sincere mulțumiri se cuvin Domnului Profesor Doctor Inginer Romeo SUSAN–RESIGA inițiatorul acestei teze, pentru observațiile și sprijinul necondiționat de-a lungul celor trei ani a stagiului doctoral. De asemenea doresc să mulțumesc colectivului Laboratorului de Simulare Numerică și Calcul Paralel din cadrul Centrului National pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe, din care fac parte prof. dr. ing. Romeo SUSAN-RESIGA, CS1 dr. ing. Sebastian MUNTEAN și CS2 dr. ing. Sandor BERNAD pentru cooptarea în echipa de cercetare după finalizarea lucrării de diplomă. De asemenea adresez sincere mulțumiri colegilor și prietenilor dr. ing. Alin Bosioc și asist. dr. ing. Adrian Stuparu pentru sprijinul acordat de-a lungul anilor de doctorat. Nu în ultimul rând mulțumiri se cuvin familiei pentru încurajările oferite.

Țin să amintesc sprijinul financiar pentru îndeplinirea tuturor obiectivelor din cadrul activității de cercetare. Suportul a fost oferit de bursa doctorală din grantul strategic POSDRU/6/1.5/S/13, ID6998, cofinanțat din Fondul Social European "Investește în oameni", în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltare Resurse Umane 2007-2013".

De asemenea țin să amintesc suportul legat de cheltuielile de logistică din cadrul proiectului de cercetare „Integrarea Tehnologiilor Magneto-Reologice Speciale și a Controlului Avansat al Curgerii în Aplicații Industriale (ISmart-Flow)” desfășurat în perioada 2006-2008, director de proiect CS1 dr. ing. Sebastian MUNTEAN.

Totodată sprijinul a venit și din cadrul proiectului de Cercetare Exploratorie PCE 799 „O Nouă Metodă de Control a Curgerii Decelerate cu Vârtej prin Injecție de Apă și Feedback Hidrodinamic” desfășurat în perioada 2009-2011, director de proiect CS1 dr. ing. Sebastian MUNTEAN. Datorită acestui proiect a fost posibilă achiziționarea unor echipamente de măsură performante și au făcut ca investigațiile experimentale efectuate să fie comparabile cu cele efectuate în marile centre de cercetare internaționale.

Timișoara, Ianuarie 2012

Autorul



Tănasă, Constantin

**Flow-feedback pentru reducerea fluctuațiilor de presiune în difuzorul conic al turbinelor hidraulice**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 107, Editura Politehnica, 2012, 175 pagini, 180 figuri, 7 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606554-422-2

Cuvinte cheie:

flow-feedback, turbine hidraulice, curgere cu vârtej funie, control injecție de apă, stand experimental, investigare experimentală, simulare numerică 2D axial simetrică, coeficient de recuperare al presiunii, pulsații de presiune.

Rezumat,

Lucrarea de față prezintă analiza experimentală și numerică a curgerii cu vârtej funie și a curgerii cu injecție de apă utilizând noua tehnică flow-feedback, din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice atunci când se funcționează la debite parțiale. În prima parte este descris standul experimental proiectat, dezvoltat și executat în Laboratorul de Pompe al Catedrei de Mașini Hidraulice. Pe baza măsurătorilor experimentale ale profilelor de viteze și a pulsațiilor de presiune s-a analizat câmpul de viteze din interiorul conului tubului de aspirație, coeficientul de recuperare al presiunii pe peretele conului, descompunerea semnalului de presiune înregistrat, amplitudinea și frecvența pulsațiilor de presiune. Ultima parte conține o comparare a valorilor mediate experimental cu simularea numerică 2D axial simetrică pentru cele două cazuri de curgere investigate: curgere cu vârtej funie și curgere cu flow-feedback.

Acknowledgments:

"Teza de doctorat a fost realizată cu sprijin parțial din grantul strategic POSDRU/6/1.5/S/13, ID6998, cofinanțat din Fondul Social European "Investește în oameni", în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltare Resurse Umane 2007-2013".

## CUPRINS

|   |     |
|---|-----|
| Prefață .....   | 7   |
| Nomenclator .....   | 14  |
| 1. Introducere .....  | 24  |
| 1.1. Probleme actuale ale turbinelor hidraulice .....   | 24  |
| 1.1.1. Scurt istoric asupra turbinelor hidraulice .....   | 24  |
| 1.1.2. Turbina Francis: construcție și funcționare .....  | 27  |
| 1.1.3. Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile .....   | 28  |
| 1.1.4. Efecte ale pulsațiilor de presiune asupra funcționării turbinei Francis la regimuri departe de cel optim ..... | 37  |
| 1.1.5. Metode de eliminare/reducere a fluctuațiilor de presiune în conul tubului de aspirație .....                   | 38  |
| 1.2. Controlul curgerii decelerate cu rotație prin injecție de apă de-a lungul axei difuzorului conic .....           | 40  |
| 1.3. Metoda flow-feedback pentru controlul curgerii cu rotație în difuzorul conic .....                               | 42  |
| 1.4. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat .....  | 44  |
| 2. Descrierea standului experimental și a echipamentelor de măsură .....  | 46  |
| 2.1. Circuitul hidraulic principal .....  | 47  |
| 2.2. Circuitul (sistemul) flow-feedback .....   | 48  |
| 2.3. Generatorul curgerii cu rotație de pe standul experimental .....   | 49  |
| 2.4. Secțiunea de testare pentru măsurarea profilelor de viteză concomitent cu măsurarea câmpului de presiune .....   | 51  |
| 2.5. Secțiunea de testare pentru măsurarea pulsațiilor de presiune .....  | 52  |
| 2.6. Echipamentele de măsură .....  | 54  |
| 2.6.1. Echipamente pentru determinarea caracteristicilor principale.....  | 54  |
| 2.6.1.1. Echipamente pentru măsurarea debitelor .....   | 54  |
| 2.6.1.2. Echipamente pentru măsurarea turației rotorului mobil .....  | 57  |
| 2.6.3. Echipamente pentru măsurarea vitezei .....   | 59  |
| 2.6.4. Echipamente pentru măsurarea presiunii nestaționare concomitent cu viteza.....                                 | 63  |
| 2.6.5. Echipament dedicat pentru măsurători de presiune nestaționară .....  | 67  |
| 2.6.6. Descrierea sistemului de achiziție a datelor experimentale .....   | 67  |
| 3. Soluția tehnică de implementare pe standul experimental a metodei flow-feedback .....                              | 71  |
| 3.1. Proiectarea camerei spirale cu ieșire dublă .....  | 71  |
| 3.2. Analiza numerică 3D a curgerii în camera spirală cu ieșire dublă .....   | 75  |
| 3.3. Execuția și instalarea sistemului flow-feedback pe standul experimental ..                                       | 82  |
| 3.4. Evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback .....  | 84  |
| 3.4.1. Analiza amplitudinii și frecvenței semnalului de presiune .....  | 85  |
| 3.4.2. Determinarea coeficientului de recuperare a presiunii .....  | 93  |
| 3.4.3. Determinarea tipului de pulsație din semnalul de presiune reconstruit  | 94  |
| 3.5. Concluzii .....  | 95  |
| 4. Flow-feedback cu aport suplimentar de energie (FFE) .....  | 97  |
| 4.1. Determinarea debitului recirculat .....  | 97  |
| 4.2. Evaluarea pierderilor hidraulice de pe traseul de retur .....  | 98  |
| 4.3. Implementarea pompei ejector pentru suplimentarea debitului dat de metoda flow-feedback .....                    | 100 |

|  |     |
|--|-----|
| 4.4. Evaluarea performanțelor metodei flow-feedback cu aport suplimentar de energie .....  | 105 |
| 4.5. Determinarea tipului de pulsație din semnalul de presiune reconstruit pentru regimul flow-feedback cu aport suplimentar de energie (FFE) .....  | 110 |
| 4.6. Concluzii .....   | 112 |
| 5. Evaluarea experimentală a influenței jetului generat de flow-feedback asupra profilelor de viteză mediate circumferențial și asupra fluctuațiilor de presiune utilizând traductorii piezoelectrice de presiune..... | 113 |
| 5.1. Măsurători ale profilelor de viteză după cele trei ferestre optice .....  | 113 |
| 5.2. Campania de măsurători .....  | 114 |
| 5.2.1. Adimensionalizarea datelor experimentale .....  | 114 |
| 5.2.2. Analiza datelor experimentale .....   | 115 |
| 5.2.3. Analiza fluctuațiilor de presiune cu cei doi traductori de presiune piezoelectrice .....  | 124 |
| 5.2.3.1. Reconstrucția semnalului de presiune.....   | 125 |
| 5.3. Concluzii .....   | 128 |
| 6. Analiza numerică în generatorul curgerii cu rotație și în secțiunea de testare .....  | 129 |
| 6.1. Motivația studiului numeric .....   | 129 |
| 6.2. Domeniul de calcul .....  | 134 |
| 6.2.1. Domeniul 3D al ogivei .....   | 135 |
| 6.2.2. Domeniul 3D al statorului .....   | 135 |
| 6.2.3. Domeniul 3D al rotorului .....  | 136 |
| 6.2.4. Domeniul de analiză 2D axial simetric al secțiunii de test cu și fără flow-feedback .....   | 137 |
| 6.3. Ecuațiile care guvernează simularea curgerilor și modelul de turbulență utilizat .....  | 138 |
| 6.3.1. Ecuațiile curgerii pentru domeniul de analiză 3D al generatorului de vârtej .....   | 138 |
| 6.3.2. Modelul de turbulență utilizat .....  | 139 |
| 6.3.3. Ecuațiile curgerii pentru domeniul de analiză 2D axial simetric .....   | 141 |
| 6.4. Rezultatele simulării numerice .....  | 142 |
| 6.4.1. Rezultatele simulării numerice pentru domeniul 3D al ogivei .....   | 143 |
| 6.4.2. Rezultatele simulării numerice pentru domeniul 3D al statorului .....   | 144 |
| 6.4.3. Rezultatele simulării numerice pentru domeniul 3D al rotorului .....  | 145 |
| 6.4.4. Rezultatele simulării numerice 2D axial simetrice a secțiunii de testare ..   | 146 |
| 6.5. Concluzii .....   | 149 |
| 7. Validarea datelor numerice cu cele experimentale .....  | 150 |
| 7.1. Compararea profilelor de viteză .....   | 150 |
| 7.2. Compararea coeficientului de recuperare a presiunii .....   | 155 |
| 7.3 Concluzii .....  | 156 |
| 8. Concluzii .....   | 157 |
| 8.1. Contribuții originale .....   | 160 |
| 8.2 Perspective ale cercetării .....   | 160 |
| Bibliografie .....   | 161 |

## Prefață

Turbinele hidraulice moderne sunt rezultatul dezvoltării și perfecționării tehnologice pe durata a aproape două secole. În 1849 James B. Francis brevetează turbina hidraulică ce îi poartă în prezent numele, turbină cu reacțiune, radial-axială, capabilă să convertească energia hidraulică în energie stereomecanică cu randament maxim de peste 90%, ajungând la randamente maxime de depășesc chiar 95% pentru turbinele moderne de puteri foarte mari (700 MW). Această turbină este utilizată în prezent pe scară largă în centralele hidroelectrice valorificând simplitatea constructivă, robustețea și siguranța în funcționare specifice rotorului cu palete ne-reglabile. Soluțiile constructive utilizate în prezent corespund hidroagregatelor cu ax vertical, ceea ce implică utilizarea tubului de aspirație cotit pentru conducerea apei de la ieșire din rotor spre lacul aval, cu conversia unei părți cât mai ridicate din excesul de energie cinetică în presiune. Dezvoltarea hidrodinamicii teoretice și a metodelor de soluționare numerică a curgerii lichidelor reale (curgeri vâscoase turbulente) a condus în ultima jumătate de secol la proiectarea unor turbine hidraulice din ce în ce mai performante, urmărindu-se atingerea unor valori cât mai ridicate ale randamentului maxim. Turbine cu randamente maxime de peste 95% sunt la ora actuală regula pentru unități cu putere mare, de ordinul sutelor de MW. În prezent se află în studiu turbine Francis cu puterea unitară de 1 GW pentru centrale hidroelectrice ce vor fi realizate în China. Turbine cu puterea unitară de 700 MW sunt utilizate în cele mai mari centrale hidroelectrice în funcțiune (Itaipu, la granița Brazilia-Paraguay) sau în fază de finalizare (Three Gorges, China).

Se poate aprecia că după mai bine de un secol și jumătate de perfecționări continue tehnologia turbinelor hidraulice a atins maturitatea și majoritatea problemelor întâlnite în exploatare și-au găsit soluții tehnice corespunzătoare. Totuși, în ultimele decenii evoluția sistemelor energetice impune cerințe noi de exploatare a turbinelor hidraulice, în particular utilizarea lor pe o plajă largă de regimuri de funcționare departe de punctul de randament maxim. Asemenea cerințe au apărut pe de o parte din necesitatea menținerii balanței între producție și consum în condițiile includerii unor surse puternic fluctuante de energie (de exemplu energia eoliană), și pe de altă parte de considerente economice legate de fluctuațiile de piață ale prețului energiei electrice. Astfel, deși turbinele Francis sunt concepute a funcționa la regimul de randament maxim sau în proximitatea acestuia ele ajung să fie exploatare la regimuri de debit parțial sau la căderi diferite de căderea nominală. Faptul că paletele rotorice nu sunt reglabile conduce la fenomene hidrodinamice nedorite precum creșterea rapidă a pierderilor hidraulice și scăderea rapidă a randamentului, respectiv apariția instabilităților hidrodinamice cu generarea unor fluctuații severe de presiune în tubul de aspirație. Aceste fenomene sunt binecunoscute de multă vreme, dar efectele lor sunt resimțite tot mai acut în prezent. Întreaga comunitate academică și inginerescă ce studiază, proiectează și exploatează turbine hidraulice recunoaște că problema exploatării turbinelor la regimuri mult depărtate de cel optim este încă deschisă și își așteaptă soluțiile tehnice eficiente și implementabile în centralele hidroelectrice care să îmbunătățească substanțial flexibilitatea în exploatare a hidroagregatelor.

Prezenta teză de doctorat continuă cercetările din ultimii 5 ani din cadrul Școlii Timișorene de Mașini Hidraulice, aducând contribuții originale, remarcabile din punct de vedere științific și al relevanței practice. Astfel, Drd.ing. C. Tănăsă aduce un pas mai aproape de implementarea practică o metodă nouă de eliminare a instabilității curgerilor decelerate cu rotație în difuzorul conic al turbinelor hidraulice.

Conform acestei metode, sursa instabilității poate fi practic eliminată prin injecția unui jet de apă de-a lungul axei de simetrie a conului (prin butucul rotorului). Principalul neajuns al metodei, rezultat în urma investigațiilor anterioare ale Dr.ing. A. Bosioc, îl constituie debitul relativ ridicat al jetului comparativ cu debitul de apă turbinat. Acest dezavantaj al metodei introduce pierderi volumice importante, sau necesită un consum energetic suplimentar, ceea ce a justificat reticenta constructorilor de turbine pentru implementarea acestei noi metode. Pornind de la aceste premise, Drd.ing. C. Tănăsă proiectează, realizează practice, investighează experimental și analizează numeric o nouă metodă de alimentare a jetului de control al curgerii, care elimină inconvenientele de mai sus, adică nu introduce pierderi volumice și nu necesită consum suplimentar de energie. Interesul manifestat de comunitatea academică dar mai ales industrială pentru această metodă, confirmat în repetate rânduri la conferințele sau simpoziunile internaționale, întărește concluzia că atât problema abordată în teză, cât și soluția dezvoltată de doctorand, răspund nemijlocit unor probleme actuale și acute ale turbinelor hidraulice moderne.

Teza este structurată pe 8 capitole, împreună cu o bogată bibliografie ce include 145 de titluri dintre care 102 (două treimi) sunt din ultimul deceniu. În cele ce urmează este prezentată analiza conținutului capitolelor tezei, împreună cu aprecieri asupra rezultatelor principale, respectiv asupra contribuțiilor personale ale doctorandului.

Capitolul 1, introductiv, este dedicat prezentării sintetice a evoluției turbinelor hidraulice, cu accent pe turbinele de tip Francis. Atenția doctorandului se îndreaptă de la bun început asupra funcționării turbinelor la regimuri variabile, pe o plajă largă în jurul punctului optim de funcționare. În particular, sunt sintetizate din literatura de specialitate problemele asociate regimurilor de funcționare cu debit parțial, unde în aval de rotorul turbinei se dezvoltă instabilități severe ale curgerii. Astfel, dintr-o mișcare axial-simetrică quasi-staționară în difuzorul conic al tubului de aspirație, curgere devine puternic nestaționară, cu dezvoltarea unui vârtej elicoidal cu mișcare de precesie și corespunzător pulsații de presiune. La aceste aspecte dinamice se adaugă și binecunoscutele aspecte energetice reflectate în creșterea rapidă a pierderilor din tubul de aspirație odată cu îndepărtarea de regimul optim, ajungând ca acestea să domine clar în bilanțul pierderilor energetice ale turbinei. Efectele pulsațiilor de presiune sunt clar documentate prin cazuri reale de smulgeri de ogivă și/sau ruperi de palete, rezultat al puternicelor vibrații și solicitări mecanice la oboseală induse de pulsațiile de presiune. Rezultă clar din §1.1 că problema abordată este nu numai acută dar și ne-soluționată corespunzător până în prezent. În continuarea capitolului introductiv este prezentată pe scurt metoda de diminuare/reducere a instabilităților mai sus menționate prin injecția unui jet de apă de-a lungul axei de simetrie a difuzorului conic, împreună cu principalele rezultate existente deja. Doctorandul identifică clar dezavantajul metodei, și anume debitul relativ necesar în jet pentru atingerea valorii de prag la care pulsațiile de presiune sunt diminuate brusc cu aproape un ordin de mărime. Apoi, în §1.3 este prezentată ideea de la care a pornit proiectul de cercetare concretizat în teza de doctorat, respectiv prelevarea unei fracții de debit din avalul difuzorului conic pentru alimentarea jetului de control, utilizând inovativ diferența favorabilă de presiune dintre peretele conului și ieșirea duzei de generare a jetului. Această soluție nu necesită în principiu nici un aport suplimentar de energie și nu consumă din debitul disponibil amonte de turbină pentru a fi procesat în rotor în vederea conversiei energiei hidraulice în energie stereomecanică la arborele turbinei. Urmare definirii problemei și a identificării metodei originale de soluționare, doctorandul prezintă în §1.4 obiectivele tezei. Acestea sunt clar definite și includ atât proiectarea,



implementarea și testarea pe standul experimental a sistemului de flow-feedback pentru alimentarea jetului de control, cât și investigații experimentale complexe ale câmpului de viteză și presiune, precum și o componentă de analiză numerică însoțită de validare cu datele experimentale.

Capitolul 2 prezintă detaliat standul experimental pentru studiul curgerilor decelerate cu rotație, stand la dezvoltarea căruia doctorandul a contribuit din fazele inițiale de montaj, punere în funcțiune, testare și evaluarea performanțelor. Sunt prezentate succesiv, cu detaliile necesare, circuitul închis principal, circuitul secundar pentru alimentarea jetului în sistem flow-feedback, generatorul de curgere cu rotație, secțiunea de testare de include difuzorul conic, cu cele două variante de echipare pentru măsurarea vitezei respectiv pentru măsurarea presiunii. Echipamentele de măsură sunt prezentate detaliat, cu curbele de calibrare ale debitmetrelor, calibrarea traductorului de turație al rotorului, sistemul Laser Doppler Velocimetry, și respectiv sistemul de măsurare a presiunii nestaționare la perete. Doctorandul și-a însușit corect și complet tehnicile de investigare experimentală, și a contribuit direct la implementarea sistemului de măsurare a turației rotorului, respectiv de achiziție simultană a vitezei (două componente măsurate cu LDV) și a presiunii (doi traductori piezoelectrice montați la perete) nestaționare. Apreciem că în urma stagiului doctoral, Dl. Tănasă a dobândit cunoștințele și abilitățile practice pentru a concepe și a derula o campanie complexă de investigații experimentale în hidrodinamică, utilizând cele mai moderne tehnici de măsurare ne-invazivă a câmpului de viteză și presiune nestaționare.

Capitolul 3 aduce primele contribuții originale ale Drd. Ing. C. Tănasă la implementarea practică a soluției cu flow-feedback de alimentare a jetului de control al curgerii cu rotație în difuzorul conic. Astfel, doctorandul proiectează o cameră spirală pentru preluarea unei fracțiuni de debit din vecinătatea peretelui la ieșirea din difuzorul conic. În §3.1 prezintă considerațiile teoretice pentru proiectarea camerei spirale, și dezvoltă o soluție proprie de cameră spirală dublă, compusă practic din două camere spirale identice, fiecare cu unghi de înfășurare de  $180^\circ$ . Această soluție permite reducerea semnificativă a gabariturii radială, condiție imperativă pentru posibilă implementare la turbine reale, precum și reducerea pierderilor hidraulice. Spre deosebire de camerele spirale obișnuite utilizate la construcția pompelor centrifuge, camera spirală proiectată de doctorand are la intrare o curgere meridiană în direcție axială și nu radială. Tocmai de aceea, secțiunea meridiană prezentată în Fig. 3.3 este diferită de construcția clasică a unei camere spirale colectoare dispusă la ieșirea rotorului de pompă centrifugă. Doctorandul realizează proiectarea utilizând programul expert CATIA care îi permite proiectarea directă a obiectului tridimensional. Remarcăm faptul că în cadrul programului doctoral Dl. Tănasă a participat la cursuri de proiectare asistată de calculator, însușindu-și la un bun nivel utilizarea unor astfel de programe expert. Evaluarea performanțelor hidraulice ale camerei spirale de construcție specială este efectuată de doctorand în §3.2 utilizând simularea numerică tridimensională turbulentă utilizând programul expert FLUENT. Condițiile de viteză în secțiunea de intrare, pentru componentele axială și tangențială ale vitezei, sunt extrase din simularea curgerii axial-simetrice cu rotație în difuzorul conic. Se pune în evidență clar, în Fig. 3.19, că viteza debitantă este practic constantă în diferite secțiuni meridiane prin camera spirală, cu concluzia că proiectarea acesteia este corectă. Domeniul de analiză din Fig. 3.6 are o secțiune de intrare, cu câmp de viteză impus, și trei secțiuni de ieșire. Pe secțiunea principală de ieșire se impune condiția de echilibru radial al presiunii, consistentă cu caracterul rotațional al curgerii. Pe cele două secțiuni de ieșire din camera spirală (spre conductele de retur) se impune

aceeași valoare constantă a presiunii. Doctorandul obține și caracteristica hidraulică a camerei spirale, determinând variația debitului prelevat (care alimentează jetul de control) funcție de contrapresiunea la ieșirea camerei spirale. Sunt calculate și pierderile hidraulice în camera spirala, și se arată că respecta variația parabolică funcție de debitul prelevat. În concluzie, analiza numerică a hidrodinamicii camerei spirale confirmă corectitudinea proiectului și prin urmare s-a trecut la execuția practică, așa cum este prezentat în §3.3. Modelul fizic este realizat prin rapid prototyping, pornind de la desenul 3D realizat de doctorand, și instalat în aval de secțiunea de testare, Fig. 3.23. Urmează în secțiunea §3.4 testarea soluției de alimentare a jetului cu sistemul flow-feedback, și evaluarea capacității acestui sistem de a atenua pulsațiile de presiune generate de vârtejul elicoidal cu mișcare de precesie. Din analiza măsurătorilor de presiune nestaționară la peretele difuzorului conic, în patru secțiuni transversale dispuse succesiv de la secțiunea minimă spre aval, se constată reducere sub așteptări a amplitudinii pulsațiilor de presiune, conform Fig. 3.27. Se obține totuși o reducere importantă, de 30% a amplitudinii pulsației. Pentru a explica acest rezultat experimental, doctorandul procedează la estimarea debitului în jet. Astfel, compară rezultatele obținute cu metoda flow-feedback cu rezultatele obținute prin injecția de jet cu pompă auxiliară, și concluzionează că sistemul de flow-feedback asigură un debit în jet aproximativ de 10% din debitul curgerii principale, sub pragul identificat de A. Bosioc la care are loc o scădere bruscă și substanțială a amplitudinii pulsațiilor de presiune. Aceste investigații însă demonstrează că metoda de flow-feedback are totuși capacitatea de a furniza o bună parte din debitul necesar pentru jetul de control, și realizează o scădere semnificativă a frecvenței pulsațiilor, adică încetinește mișcarea de precesie a vârtejurii elicoidal. Această primă etapă a investigațiilor experimentale l-a condus pe doctorand la concluzia că pierderile pe traseul hidraulic ce include camera spirală, conducte de retur, și conductele/canelele de alimentare a jetului au pierderi hidraulice prea mari pentru a putea fi compensate de diferența de presiune între intrarea în camera spirală și ieșirea din duza jetului. Prin urmare, în Capitolul 4 se propune o soluție tehnică simplă de suplimentare a debitului în jet. Mai întâi, comparând profilele de viteză meridională, determinate de Laser Doppler Velocimetry, în varianta cu jet alimentat cu debit recirculat, respectiv în varianta cu jet alimentat cu pompă auxiliară (unde debitul a fost măsurat precis cu debitmetru cu turbină), se confirmă concluzia anterioară că debitul în jet este de 10% din debitul total, în timp ce reducerea substanțială a pulsației de presiune ar necesita 12% debit în jet. Pentru a proiecta o soluție de creștere a debitului în jet doctorandul estimează mai întâi variația pierderilor hidraulice pe traseul de alimentare a jetului funcție de debitul în jet. Conform Fig. 4.5 este identificată înălțimea de pompare (creșterea de presiune totală) necesară creșterii debitului în jet, și se propune la finele §4.2 utilizarea unei perechi de pompe ejector montate pe conductele de retur ale camerei spirale. Soluția este simplă din punct de vedere constructiv, așa cum se prezintă în §4.3, și permite o instalare ușoară în gabaritul conductelor de retur. La fel ca și în cazul camerei spirale, doctorandul proiectează o pompă ejector pentru diametrul conductei de retur, cu caracteristicile funcționale identificate din analiza debitului jetului și a pierderilor hidraulice pe traseul de alimentare al acestuia. Soluția propusă în Fig. 4.8 este investigată numeric, constatându-se că pompa ejector poate realiza creșterea necesară de presiune totală, cu creșterea corespunzătoare a debitului. Deși pompa ejector necesită un aport suplimentar de energie pentru alimentarea jetului motor, acesta este mic în comparație cu consumul energetic asociat jetului de control al curgerii cu rotație. În practică este chiar acceptabilă alimentarea jetului motor cu apă sub presiune

prelevată din conducta forțată a turbinei, pentru ca pierderile volumice asociate sunt mici și comparabile cu pierderile volumetrice ale turbinei prin etanșările cu labirinți ale rotorului. Evaluarea performanțelor sistemului de flow feed-back cu aport suplimentar de energie este prezentată în §4.4, unde se poate observa clar că scopul propus – creșterea debitului jetului de control peste valoarea de prag necesară eliminării instabilității curgerii cu rotație – a fost atins. Este clar din Fig. 4.19 că debitul jetului are valoarea dorită, și prin urmare pulsațiile de presiune sunt aproape eliminate în toate secțiunile de măsură din difuzorul conic. Pulsațiile reziduale de presiune nu mai sunt de tip asincron (cauzate de precesia vârtejului elicoidal) ci sunt de tip sincron (piston), conform analizei din §4.5, datorate cel mai probabil oscilațiilor coloanei de lichid în circuitul hidraulic principal. Aceste concluzii sunt corect sintetizate în §4.6, oferind o imagine clară și completă asupra performanțelor sistemului de control al curgerii cu rotație proiectat, realizat, testat și investigat de doctorand.

Investigațiile experimentale asupra capacității sistemului cu flow-feedback de control al curgerilor cu rotație au fost inițial focalizate pe evaluarea diminuării amplitudinii pulsațiilor de presiune, în capitolele 3 și 4. Totuși, măsurătorile de presiune sunt efectuate doar la perete, și oferă doar informații indirecte asupra curgerii cu rotație în difuzorul conic. Prin urmare, în Capitolul 5 doctorandul se concentrează asupra măsurătorilor ne-invasive, cu Laser Doppler Velocimetry, a câmpului de viteză. Sunt prezentate cele trei axe de măsură corespunzătoare ferestrelor optice cu care este echipată secțiunea de măsură, §5.1, și detaliile campaniei de măsurători în §5.2. Sunt prezentate profilele de viteză mediate în timp, împreună cu media pătratului fluctuației de viteză, dar și spectrul Fourier al semnalului nestaționar de viteză pe axele de măsură din difuzorul conic. Este clar evidențiată diminuarea, până spre eliminare, a fluctuației câmpului de viteză, atât pentru componenta vitezei în plan meridian, cât și pentru componenta vitezei circumferențiale, odată cu utilizarea sistemului flow-feedback, respectiv a aportului suplimentar de energie cu pompa ejector. Concomitent cu măsurarea vitezei nestaționare este măsurată și presiunea nestaționară cu doi traductori piezoelectricsi, confirmându-se rezultatele prezentate anterior pentru măsurătorile de presiune cu traductorii capacitivi de presiune nestaționară. Rezultă clar că reducerea pulsațiilor de viteză în interiorul curgerii este direct corelată cu reducerea pulsațiilor de presiune la perete. Un rezultat care necesită probabil investigații suplimentare este prezentat în Fig. 5.31. Doctorandul arată aici că jetul alimentat de sistemul cu flow-feedback simplu reduce frecvența pulsațiilor de presiune, concomitent cu o moderată atenuare a amplitudinii, pentru ca apoi aportul suplimentar de energie cu pompa ejector să scadă practic la o treime amplitudinea mutând în același timp frecvența dominantă la valori mai ridicate. Este clar că natura nestaționarității curgerii este complet diferită în ultimul caz, pentru că locul unor pulsațiilor asincrone cu frecvență joasă este luat de pulsații sincrone cu frecvență practic dublă. O posibilă explicație pentru aceste fluctuații o reprezintă instabilitatea zonei de forfecare formată la frontiera dintre jetul de control și curentul principal. Concluzia generală a investigațiilor complexe asupra câmpului de viteză și presiune nestaționare este că sistemul de flow-feedback, cu un minim aport suplimentar de energie, realizat de doctorand, și-a dovedit din plin eficacitatea prin reducerea drastică a fluctuațiilor câmpului hidrodinamic urmare a eliminării cauzei principale a instabilității care o reprezintă vârtejul elicoidal cu mișcare de precesie. Investigațiile experimentale ample sunt completate de doctorand în Capitolul 6 de investigații numerice ale curgerii cu rotație în difuzorul conic. În §6.1 sunt trecute în revistă simulările numerice anterioare realizate pe geometria secțiunii de testare a standului

experimental. Menționăm că această geometrie, împreună cu condițiile de curgere aferente experimentelor fizice, constituie în prezent o problemă test pentru grupul internațional de lucru ce dezvoltă algoritmi numerici și programe de calcul al curgerilor în platforma software OpenFOAM. Această problemă test este definită pentru injecție de jet cu pompa auxiliară și nu include sistemul de alimentare a jetului prin recircularea unei fracții de debit din avalul difuzorului conic, studiat în prezenta teză de doctorat. Prin urmare, §6.2 este dedicată descrierii domeniului de calcul pentru generatorul de curgere cu rotație și a secțiunii de test, cu includerea cf. Fig. 6.11 a traseului de retur ce conectează zona de prelevare a lichidului de la perete în aval de difuzorul conic cu duza de injecție a jetului în amonte de difuzorul conic. Pentru analiza curgerii în secțiunea de test doctorandul utilizează un model simplificat de curgere turbulentă, axial simetrică, cu rotație, ale cărui ecuații sunt sumarizate în §6.3. Rezultatele numerice prezentate în §6.4 confirmă faptul că modelul simplificat axial-simetric surprinde corect regimul de funcționare cu flow-feedback, Fig. 6.20. Totuși, o limitare importantă a modelului este modalitatea de specificare a pierderilor hidraulice pe traseul de retur care asigură alimentarea jetului. Este clar că traseul hidraulic relativ complex de pe standul experimental (camera spirală, conducte de retur, coturi și canale) este modelat într-o variantă foarte simplificată în varianta axial-simetrică a cărei secțiune în semiplan meridian este prezentată în Fig. 6.20. Prin urmare, pierderile hidraulice reale trebuie introduse via condiții pe frontieră, pentru a obține în simularea numerică debite în jet similare cu valorile măsurate, fără și cu aport suplimentar de energie. Cu toate acestea, doctorandul reușește să evidențieze prin simulare numerică modul de funcționare și principalele caracteristici hidrodinamice, Fig. 6.21, ale sistemului de control al curgerii cu rotație pe care l-a investigat experimental.

În Capitolul 7 este aprofundată analiza rezultatelor numerice prin compararea lor cu măsurătorile experimentale de viteză pe cele trei axe de măsură. Pentru câmpul de viteză de la ieșirea din generatorul de curgere cu rotație, Fig. 7.1, se constată o foarte bună concordanță a profilelor de viteză meridiană și circumferențială cu măsurătorile LDV. De remarcat faptul că profilele calculate sunt rezultatul simulării curgerii tridimensionale în generatorul de curgere cu rotație cu simularea curgerii bidimensionale axial-simetrice în secțiunea de testare. Pentru cele două axe de măsură din difuzorul conic sunt prezentate rezultatele la cele trei regimuri de funcționare investigate: fără flow-feedback, Fig. 7.2, cu flow-feedback, Fig. 7.3, și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie, Fig. 7.4. Se constată în toate cazurile o concordanță surprinzător de bună a rezultatelor numerice cu datele experimentale, ținând cont de simplificările inerente modelului de curgere axial-simetrică. Apreciem că această validare reprezintă încă un rezultat remarcabil al doctorandului. Este examinată și repartiția presiunii la perete în §7.2, evidențiindu-se clar în Fig. 7.5 îmbunătățirea semnificativă a recuperării de presiune în difuzorul conic odată cu utilizarea sistemului flow-feedback de control al curgerii.

Concluziile generale și contribuțiile originale ale doctorandului sunt rezumate în Capitolul 8. În sinteză, doctorandul identifică neajunsul principal al controlului curgerii cu rotație în difuzoare conice prin injecție de jet de apă de-a lungul axei de simetrie, și își propune să realizeze un sistem de alimentare a jetului care să nu introducă pierderi volumice inacceptabile pentru turbina hidraulică în ansamblu. Constată că jetul poate fi alimentat prin recircularea unei fracțiuni din debitul turbinat prelevată din aval de difuzorul conic, fără să influențeze curgerea și transferul energetic din rotorul turbinei. Soluția tehnică propusă de doctorand parcurge etapele firești de proiectare, verificare prin simulare numerică, realizare practică, testare și evaluarea performanțelor, demersul fiind completat din punct de

vedere științific de investigații experimentale detaliate ale câmpului de presiune și viteză, respectiv de investigații numerice care oferă o imagine clară și completă a modului în care este eliminată cauza principală a instabilității curgerii.

Domnul ing. Constantin Tănasă a început programul doctoral în Oct. 2008, fiind admis doctorand cu frecvență, cu bursă la Universitatea „Politehnica” din Timișoara. Pe durata stagiului doctoral a parcurs cu succes programul de pregătire universitară avansată. A fost angrenat în două contracte de cercetare naționale, cinci contracte cu parteneri industriali, și a contribuit din plin la organizarea a două prestigioase manifestări internaționale.

Dezvoltarea și perfecționarea profesională a drd.ing. Constantin Tănasă este cu adevărat remarcabilă. Am avut plăcerea să lucrez cu Dl. Tănasă încă din perioada studenției sale, fiind coordonatorul proiectului de diplomă cu care a absolvit specializarea de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice la Universitatea „Politehnica” din Timișoara în anul 2006, și a lucrării de dizertație cu care a obținut Diploma de Master în anul 2008. Succesul său în derularea programului de pregătire doctorală și elaborarea tezei de doctorat poate fi atribuit mai multor factori. În primul rând este de remarcat ambiția de care a dat dovadă atât în anii de studenție cât și ca doctorand. Atenția la detalii, precum și dorința continuă de completare a cunoștințelor dublată de aplicarea lor în diversele etape ale programului de cercetare îl caracterizează și îl definesc pe Dl. Tănasă. Competențele dobândite în cadrul programului doctoral îl definesc acum ca un tânăr cercetător apt să definească și să ducă la bun sfârșit proiecte de cercetare în hidrodinamica turbomașinilor, și în general în problematici ce implică investigații experimentale, dar și numerice, ale curgerii fluidelor în mașini și echipamente. În al doilea rând, trebuie menționat mediul de cercetare extrem de favorabil în care și-a desfășurat activitatea drd.ing. Constantin Tănasă. Încă din studenție s-a integrat în colectivul Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe din cadrul Universității „Politehnica” din Timișoara, contribuind la construcția standului experimental pe care l-a utilizat apoi în cercetările doctorale. Lucrul alături de cercetători cu experiență precum Dr.ing. Sebastian Muntean, antrenarea cu entuziasm ne-condiționat în proiectele și contractele derulate în cadrul colectivului, lucrul în echipă cu alți doctoranzi sau cercetători post-doctorali, reprezintă în opinia subsemnatului cheia succesului unui program doctoral comprimat practic în trei ani.

Rezultatele obținute de drd.ing. Constantin Tănasă au fost supuse atenției comunității științifice internaționale prin includerea în 2 articole revistă cotate ISI (prim autor, respectiv co-autor), 3 articole indexate în BDI (2 prim autor și 1 co-autor), 2 articole în Bul. Șt. UPT (prim autor), 6 articole la prestigioase conferințe internaționale (1 ca prim autor). La acestea se adaugă un articol la care Dl. Tănasă este co-autor, aflat în proces de recenzie la Journal of Fluids Engineering. Drd.ing. Constantin Tănasă este un bun cunoscător al limbii engleze, având capacitatea de a susține la nivel corespunzător comunicări științifice la conferințe internaționale.

Dl. Tănasă a contribuit semnificativ la organizarea și desfășurarea „25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems”, Timișoara, Septembrie 2010, cea mai prestigioasă manifestare științifică internațională din domeniul turbinelor hidraulice, unde a prezentat rezultate preliminare din teză. Interesul suscitât de rezultatele sale s-a manifestat atât prin discuțiile în secțiunea conferinței, cât și prin vizita participanților la conferință la standul experimental, unde sistemul de flow-feedback realizat de Dl. Tănasă a fost apreciat pentru originalitate și pentru potențialul de aplicare practică.

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

## Nomenclator

## Notații și abrevieri

|                                |   |
|--------------------------------|---|
| BEP                            | Punctul optim de funcționare al unei turbine  |
| BSA                            | Softul de achiziție a măsurătorilor experimentale   |
| CSED                           | Cameră spirală cu ieșire dublă  |
| Circuit principal              | Circuitul închis de pe standul experimental prin care se face alimentarea cu apă  |
| Circuit secundar               | Circuitul de pe standul experimental prin care se face alimentarea jetului  |
| Diuza                          | Diuza de injecție a jetului de pe standul experimental  |
| Flow-feedback                  | Metoda de alimentare a jetului prin care se preia o fracțiune din debit din avalul conului tubului de aspirație și se reintroduce în capătul coroanei rotorului de turbină  |
| FF                             | Curgere cu injecție de jet prin metoda flow-feedback = "curgere inversă", - prelevarea unei fracții de debit din avalul difuzorului conic pentru alimentarea jetului de control, utilizând diferența de presiune dintre peretele conului și ieșirea din duză. Această soluție nu necesită în principiu nici un aport suplimentar de energie și nu consumă din debitul disponibil amonte de turbină pentru a fi procesat în rotor în vederea conversiei energiei hidraulice în energie stereomecanică la arborele turbinei |
| FFE                            | Flow-Feedback cu aport suplimentar de energie, dată de ejector  |
| Generatorul curgerii cu vârtej | Aparatul care generează curgerea cu vârtej pe standul experimental format din: ogiva cu 4 spițe profilate, paletaj fix, paletaj rotitor și diuza  |
| Jet_10%                        | Curgere cu injecție de jet cu alimentare din amonte   |
| LDA1                           | Profilul vitezei circumferențiale   |
| LDA2                           | Profilul vitezei meridionale  |
| LDV                            | Laser Doppler Velocimetry   |
| NFF                            | Curgere fără flow-feedback  |
| Ogiva cu 4 spițe profilate     | Organul care susține generatorul curgerii cu vârtej și prin intermediul căreia se face injecția de apă și permite direcționarea curentului la paletajele fix și rotitor   |
| Paletaj fix                    | Paletajul fix de pe standul experimental cu rolul de a imprima componenta tangențială paletajului rotitor   |
| Paletaj rotitor                | Paletajul care se rotește liber de pe standul experimental și produce o curgere cu rotație asemănătoare cu cea din avalul unei turbine Francis care funcționează la 70% din debitul optim   |
| RMS                            | Abaterea medie pătratică  |
| Secțiune de testare            | Secțiunea care permite investigarea experimentală a câmpului de presiuni și de viteză   |
| TP1                            | Traductorul de presiune piezorezistiv de pe secțiunea de testare cu ferestre optice, situat la intrare în zona divergentă   |

|     |  |
|-----|--|
| TP2 | Traductorul de presiune piezorezistiv de pe secțiunea de testare cu ferestre optice, situat la ieșire în zona divergentă |
| W0  | Fereastra din zona convergentă   |
| W1  | Fereastra de la intrarea în zona divergentă  |
| W2  | Fereastra de la ieșirea din zona divergentă  |

### Mărimi dimensionale

|                   |                      |  |
|-------------------|----------------------|--|
| $A_{echiv}$       | [kPa]                | Amplitudinea echivalentă după care se face reconstrucția semnalului de presiune      |
| AT                | [ms]                 | Timpul de început și de final al achiziției într-un anumit punct de pe axa de măsură |
| $f_{rotor}$       | [Hz]                 | Frecvența rotorului liber  |
| g                 | [m <sup>2</sup> /s]  | Accelerația gravitațională   |
| $L_{axa\ măsură}$ | [m]                  | Lungimea axei de măsură a LDV  |
| $n_{rotor}$       | [rpm]                | Turația rotorului liber  |
| Q                 | [m <sup>3</sup> /s]  | Debitul de pe circuitul hidraulic principal  |
| $Q_{nomial}$      | [l/s]                | Debitul de funcționare principal   |
| $Q_{jet}$         | [m <sup>3</sup> /s]  | Debitul de pe circuitul hidraulic secundar necesar injectiei de apă                  |
| $p_{RMS}$         | [kPa]                | Abaterea medie pătratică a semnalului de presiune                                    |
| $R_{gat}$         | [m]                  | Raza din zona de intrare a secțiunii divergente                                      |
| $R_{min}$         | [m]                  | Raza minimă a CSED   |
| $R_{max}$         | [m]                  | Raza maximă a CSED   |
| T                 | [s]                  | Timp de achiziție  |
| TT                | [μs]                 | Timpul de tranzit (timpul prin care o particulă trece prin volumul de probă)         |
| $t_0$             | [s]                  | Timpul inițial   |
| $V_{RMS}$         | [m/s]                | Abaterea medie pătratică a semnalelor de viteză                                      |
| U                 | [V]                  | Tensiune   |
| $V_{gat}$         | [m/s]                | Viteza din zona de intrare a secțiunii divergente                                    |
| $V_m, V_u$        | [m/s]                | Viteza meridională și circumferențială măsurată                                      |
| $\bar{v}_\theta$  | [m/s]                | Viteza tangențială medie   |
| $L_i$             | [mm]                 | Lungimea axei de măsură  |
| X, Y, Z           | [m]                  | Coordonatele axelor de ghidare a traverselor sistemului LDV                          |
| $\Delta p$        | [kPa]                | Căderea de presiune  |
| $\Delta t$        | [s]                  | Timpul de eșantionare  |
| $\rho$            | [kg/m <sup>3</sup> ] | Densitatea apei  |
| $\omega$          | [rad/s]              | Viteza unghiulară  |
| $\eta$            | [%]                  | Randament  |
| E                 | [W]                  | Fluxul de energie mecanică   |
| K                 | [W]                  | Fluxul de energie cinetică   |
| $\Pi$             | [W]                  | Fluxul de energie potențială   |

## Mărimi adimensionale

|               |   |
|---------------|---|
| a, b, c       | Coeficienți ai transformatei Fourier                              |
| $A_{adim}$    | Amplitudinea adimensionalizată                                    |
| $C_p$         | Coeficientul de recuperare a presiunii la perete                  |
| $K_{EM}$      | Constanta debitmetrului electromagnetic                           |
| $K_{tg}$      | Constanta debitmetrului cu turbină                                |
| M             | Modul transformatei Fourier                                       |
| N             | Numărul de probe măsurate pentru un semnal                        |
| $N_t$         | Numărul total de eșantioane măsurate pentru un set de date        |
| $N_s$         | Numărul de seturi măsurate  |
| Sh            | Numarul Strouhal  |
| $V_{RMSadim}$ | Abaterea medie pătratică a semnalelor de viteză adimensionalizată |
| $V_{adim}$    | Viteza adimensionalizată cu viteza din gât                        |
| S             | Swirl number  |

## Indici

|                    |                   |
|--------------------|-------------------|
| * <sub>0</sub>     | Inițial           |
| * <sub>1</sub>     | Prim              |
| * <sub>2</sub>     | Al doilea         |
| * <sub>adim</sub>  | Adimensionalizat  |
| * <sub>echiv</sub> | Echivalent        |
| * <sub>m</sub>     | Meridional        |
| * <sub>u</sub>     | Circumferențial   |
| * <sub>EM</sub>    | Electromagnetic   |
| * <sub>tg</sub>    | Turboquant        |
| * <sub>t</sub>     | total             |
| * <sub>s</sub>     | set               |
| * <sub>min</sub>   | minim             |
| * <sub>max</sub>   | maxim             |
| * <sub>x</sub>     | Coordonata axială |

## Listă de Figuri

## Capitolul 1

|             |  |
|-------------|--|
| Fig. 1.1    | Estimări pentru următorii 40 de ani asupra energiei hidroelectrice   |
| Fig. 1.2    | Puterea instalată (albastru) și aflată în construcție (roșu) la începutul anului 2008                      |
| Fig. 1.3    | Turbina Fourneyron   |
| Fig. 1.4    | Rotoare de turbine hidroelectrice, de la stânga la dreapta: Pelton, Francis, Kaplan                        |
| Fig. 1.5 a) | Diagrama Q vs. H în care se prezintă domeniile de funcționare ale diferitelor tipuri de turbine hidraulice |
| Fig. 1.5 b) | Curbele de randament pentru trei tipuri de turbine: Pelton, Francis și Kaplan                              |
| Fig. 1.6    | Componentele unei turbine Francis  |
| Fig. 1.7    | Diagrama colinară 2D și 3D a unei turbine Francis  |



|           |   |
|-----------|---|
| Fig. 1.8  | „Swirl number” S vs. coeficientul de debit  |
| Fig. 1.9  | Formarea vârtejului funie în jurul zonei de stagnare  |
| Fig. 1.10 | Curba de randament și curgerea cu rotație corespunzătoare celor șapte regimuri investigate de Skotak și alții   |
| Fig. 1.11 | Obținerea vârtejului funie prin simulare numerică 3D  |
| Fig. 1.12 | Vârtej funie obținut prin simulare 3D de Zobeiri  |
| Fig. 1.13 | Linii de curent ale vârtejului funie obținute de Fuchs  |
| Fig. 1.14 | Variația presiunii relative în tubul de aspirație al turbinei Francis obținută de Bauer   |
| Fig. 1.15 | Vârtej funie în tubul de aspirație al turbinei Francis, obținut de Menter și alții  |
| Fig. 1.16 | Schema tubului de aspirație din avalul turbinei Francis   |
| Fig. 1.17 | Variația pierderilor funcție de debit pentru fiecare componentă a unei turbine hidraulice de tip Francis  |
| Fig. 1.18 | Vârtej funie cavitațional la diferite valori ale coeficientului de cavitație  |
| Fig. 1.19 | Vârtejul funie obținut de Kirschner și alții [62] la diferite valori ale unghiului de deschidere a paletajelor  |
| Fig. 1.20 | Recuperarea ogivei după ce a fost îndepărtată de pe coroana rotorului – stânga; rupere de paletă – dreapta  |
| Fig. 1.21 | Uzura cavitațională con aspirator în zona dispozitivului de aerisire  |
| Fig. 1.22 | Fisuri palete rotor turbină   |
| Fig. 1.23 | Injecția de jeturi tangențiale de apă în tubul de aspirație   |
| Fig. 1.24 | Tipuri de soluții practice pentru injecția de aer   |
| Fig. 1.25 | Schema standului experimental cu jeturi pulsatorii  |
| Fig. 1.26 | Injecția de jet de-a lungul axei difuzorului conic, prin capătul coroanei rotorului   |
| Fig. 1.27 | Soluția tehnică de injecție de apă în tubul de aspirație  |
| Fig. 1.28 | Distribuția câmpului de viteză obținută din simularea numerică 3D, fără jet – stânga și cu jet – dreapta  |
| Fig. 1.29 | Determinarea debitului critic de injecție pentru înlăturarea fluctuațiilor de presiune cu până la 70% față de varianta fără injecție de jet (cazul cu vârtej funie) |
| Fig. 1.30 | Linii de curent pentru curgerea axial simetrică fără jet (planul de sus), respectiv cu flow-feedback (planul de jos)  |
| Fig. 1.31 | Presiunea totală pentru curgerea axial simetrică fără jet (planul de sus), respectiv cu flow-feedback (planul de jos)   |
| Fig. 1.32 | Evoluția presiunii statice, dinamice și totale în conul tubului de aspirație. Cu linii solide s-a notat fără control, iar cu linii întrerupte cu flow-feedback      |
| Fig. 1.33 | Reprezentare schematică a vârtejului funie (stânga) și injecția de apă prin flow-feedback (dreapta), în tubul de aspirație al unei turbine Francis                  |

## Capitolul 2

|           |  |
|-----------|--|
| Fig. 2. 1 | Schița standului experimental – stânga și respectiv vedere din Laboratorul de Pompe, catedra de Mașini Hidraulice, Universitatea „Politehnica” Timișoara |
| Fig. 2. 2 | Schiță ale elementelor componente importante din traseul hidraulic principal cu cotele de gabarit (dreapta) și exemplificarea lor pe                     |

## 18 Nomenclator

|            |  |
|------------|--|
|            | standul experimental (stânga)  |
| Fig. 2. 3  | Sistemul flow-feedback implementat pe standul experimental   |
| Fig. 2. 4  | Generatorul curgerii cu rotație împreună cu secțiunea de testare convergent-divergentă                                       |
| Fig. 2. 5  | Ogiva  |
| Fig. 2. 6  | Bucșa de legătură  |
| Fig. 2. 7  | Paletajul fix  |
| Fig. 2. 8  | Paletajul mobil  |
| Fig. 2. 9  | Duza de injecție   |
| Fig. 2. 10 | Secțiunea de testare cu cei doi traductori de presiune și ferestre optice pentru măsurători cu LDV                           |
| Fig. 2. 11 | Secțiunea de testare împreună cu secțiunea cilindrică, varianta proiectată (stânga) și varianta executată (dreapta)          |
| Fig. 2. 12 | Secțiunea de testare pentru măsurarea presiunii  |
| Fig. 2. 13 | Secțiunea de testare după montarea traductorilor de presiune   |
| Fig. 2. 14 | Vârtejul funie obținut cu noul generator de curgere cu rotație fără injecție de apă (stânga) și cu injecție de apă (dreapta) |
| Fig. 2. 15 | Punctele de măsură și curba de regresie pentru calibrarea debitmetrului electromagnetic                                      |
| Fig. 2. 16 | Curba de calibrare a debitmetrului cu turbină  |
| Fig. 2. 17 | Debitmetru tip apometru de pe traseul sistemului flow-feedback cu energie suplimentară                                       |
| Fig. 2. 18 | Montarea pe standul experimental a senzorului magnetic   |
| Fig. 2. 19 | Magneții care s-au montat pe rotor pentru determinarea turației rotorului  |
| Fig. 2. 20 | Turația rotorului $n = n(Q)$   |
| Fig. 2. 21 | Schema de funcționare al unui LDV  |
| Fig. 2. 22 | Intersecția a două fascicule de lumină (zona cu franje)  |
| Fig. 2. 23 | Schița LDV de funcționare și prelucrare a datelor  |
| Fig. 2. 24 | Sistemul de generare al razei laser  |
| Fig. 2. 25 | Sistemul LDV cu sonda de măsură în timpul măsurătorilor profilelor de viteză   |
| Fig. 2. 26 | Volumul de intersecție a două fascicule  |
| Fig. 2. 27 | Sistemul de traverse   |
| Fig. 2. 28 | Traductor de presiune piezorezistiv absolut tip 4043A2   |
| Fig. 2. 29 | Curba de calibrare a traductorului   |
| Fig. 2. 30 | Diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv tip 4043A2   |
| Fig. 2. 31 | Amplificatorul piezorezistiv de presiune   |
| Fig. 2. 32 | Traductorul de presiune pentru măsurarea pulsațiilor de presiune și evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback        |
| Fig. 2. 33 | Procesorul datelor experimentale   |
| Fig. 2. 34 | Tehnica de reeșantionare Sample and Hold   |

## Capitolul 3

|           |   |
|-----------|---|
| Fig. 3. 1 | Cameră spirală de secțiune circulară cu paletele statorice și directe |
| Fig. 3. 2 | Dependența dintre unghiul $\theta$ și raza fiecărei secțiuni          |
| Fig. 3. 3 | Secțiune radială a camerei spirale (detaliu)                          |

|                 |   |
|-----------------|---|
| a)              |   |
| Fig. 3. 4<br>b) | Secțiune longitudinală prin ansamblul format din secțiunea de testare și camera spirală   |
| Fig. 3. 5       | Camera spirală realizată în CATIA v5R16   |
| Fig. 3. 6       | Secțiune prin camera spirală  |
| Fig. 3. 7       | Domeniul de analiză și condițiile pe frontieră  |
| Fig. 3. 8       | Profilele de viteză din amonte (stânga) și aval (dreapta) de camera spirală   |
| Fig. 3. 9       | Liniile de curent în camera spirală   |
| Fig. 3. 10      | Creșterea pierderilor hidraulice în camera spirală funcție de debitul din camera spirală (stânga) și scăderea debitului din camera spirală funcție de supra-presiunea impusă pe conductele de refulare (dreapta)                                  |
| Fig. 3. 11      | Camera spirală cu secțiuni radiale  |
| Fig. 3. 12      | Secțiunea S1  |
| Fig. 3. 13      | Secțiunea S2  |
| Fig. 3. 14      | Secțiunea S3  |
| Fig. 3. 15      | Secțiunea S4  |
| Fig. 3. 16      | Secțiunea S5  |
| Fig. 3. 17      | Secțiunea S6  |
| Fig. 3. 18      | Secțiunea S7  |
| Fig. 3. 19      | Ieșire  |
| Fig. 3. 20      | Dependența vitezei tangențiale medii funcție de unghiul $\theta$  |
| Fig. 3. 21      | Realizarea camerei spirale prin metoda de rapid-prototyping   |
| Fig. 3. 22      | Camera spirală în urma realizării prin rapid-prototyping și asamblarea cu secțiunea de măsură   |
| Fig. 3. 23      | Ansamblul sistemului flow-feedback cu secțiunea de măsură realizat în CATIA v.5R16  |
| Fig. 3. 24      | Implementare pe stand a sistemului flow-feedback  |
| Fig. 3. 25      | Pulsațiile de presiune fără și cu flow-feedback   |
| Fig. 3. 26      | Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru varianta fără injecție de jet   |
| Fig. 3. 27      | Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru varianta cu flow-feedback   |
| Fig. 3. 28      | Amplitudinea adimensionalizată funcție de numărul Strouhal pentru cele patru nivele ale secțiunii de testare  |
| Fig. 3. 29      | Coeficientul de recuperare al presiunii pe con la cele două regimuri de funcționare $Q_{\text{funct}} = 30$ [l/s] și $Q_{\text{funct}} = 35$ [l/s] pentru varinata fără injecție de apă (stânga) și cu injecție de apă cu flow-feedback (dreapta) |
| Fig. 3. 30      | Descompunerea semnalului reconstruit de-a lungul secțiunii de testare pentru cele două regimuri de curgere  |

## Capitolul 4

|           |   |
|-----------|---|
| Fig. 4. 1 | Profilele de viteză meridionale pentru fereastra W1 la debitul nominal $Q = 30$ [l/s]                           |
| Fig. 4. 2 | Profilele de viteză circumferențiale pentru fereastra W1 la debitul nominal $Q = 30$ [l/s]                      |
| Fig. 4. 3 | Liniile de curent în secțiunea de testare cu o cădere de presiune de 3 kPa de-a lungul sistemului flow-feedback |

|            |  |
|------------|--|
| Fig. 4. 4  | Presiunea statică în secțiunea de testare cu o cădere de presiune de 3 kPa de-a lungul sistemului flow-feedback  |
| Fig. 4. 5  | Graficul căderii de presiune funcție de debitul jetului  |
| Fig. 4. 6  | Model ejector  |
| Fig. 4. 7  | Secțiune prin ejector  |
| Fig. 4. 8  | Secțiune prin ejectorul proiectat cu dimensiunile aferente în [mm]   |
| Fig. 4. 9  | Domeniul de analiză 2D axial simetric  |
| Fig. 4. 10 | Valorile diferențelor de presiune de la intrare la ieșire, la diferite poziții ale injectorului de-a lungul coordonatei axiale   |
| Fig. 4. 11 | Randamentul ejectorului dat de poziționarea injectorului de-a lungul coordonatei axiale  |
| Fig. 4. 12 | Presiunea totală (Pa) pe domeniul de analiză 2D axial simetric al ejectorului  |
| Fig. 4. 13 | Presiunea statică (Pa) pe domeniul de analiză 2D axial simetric al ejectorului   |
| Fig. 4. 14 | Viteza axială (m/s) pe domeniul 2D axial simetric al ejectorului   |
| Fig. 4. 15 | Liniile de curent pe domeniul 2D axial simetric al ejectorului   |
| Fig. 4. 16 | Presiunea totală de la intrare la ieșire din ejector   |
| Fig. 4. 17 | Traseul de alimentare suplimentar a sistemului flow-feedback pe standul experimental   |
| Fig. 4. 18 | Ansamblu flow-feedback cu ejector și secțiune de testare   |
| Fig. 4. 19 | Profilele de viteză meridionale pentru fereastra W1 la debitul nominal $Q = 30$ [l/s]  |
| Fig. 4. 20 | Profilele de viteză circumferențiale pentru fereastra W1 la debitul nominal $Q = 30$ [l/s]   |
| Fig. 4. 21 | Pulsațiile de presiune aferente celor trei regimuri de curgere fără/cu flow-feedback/cu flow-feedback și ejector   |
| Fig. 4. 22 | Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru varianta cu flow-feedback cu aport suplimentar de energie  |
| Fig. 4. 23 | Transformata Fourier a semnalului inițial vs. amplitudinea de referință pentru regimurile fără injecție de jet (vârtej funie) și cu injecție de jet cu sistemul flow-feedback și aport suplimentar de energie (ejector - FFE)  |
| Fig. 4. 24 | Coefficientul de recuperare al presiunii pe con la cele două regimuri de funcționare $Q_{\text{funct}} = 30$ [l/s] și $Q_{\text{funct}} = 35$ [l/s] pentru varianta fără injecție de apă (vârtej funie - stânga) și cu injecție de apă cu flow-feedback și ejector (dreapta) |
| Fig. 4. 25 | Semnalele de presiune reconstruite pentru regimul de curgere flow-feedback cu aport suplimentar de energie pe cele patru nivele  |
| Fig. 4. 26 | Descompunerea semnalului reconstruit de-a lungul secțiunii de testare pentru regimul flow-feedback cu aport suplimentar de energie   |

## Capitolul 5

|           |   |
|-----------|---|
| Fig. 5. 1 | Secțiunea de testare cu cele trei ferestre și axele de măsură corespunzătoare                                       |
| Fig. 5. 1 | Profilele de viteză meridională și circumferențială pe fereastra W0 la două debite de funcționare de 25.5 și 30 l/s |
| Fig. 5. 2 | Profilele de viteză mediate pe fereastra W1 pentru cele trei  |

|            |  |
|------------|--|
|            | regimuri de curgere fără FF a)/cu FF b)/cu FFE c), la debitele de funcționare de 25.5 și 30 l/s  |
| Fig. 5. 3  | Profilele de viteză mediate pe fereastra W2 pentru cele trei regimuri de curgere fără FF a)/cu FF b)/cu FFE c), la debitele de funcționare de 25.5 și 30 l/s                                       |
| Fig. 5. 4  | Analiza Fourier a vitezei meridionale la 10 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie       |
| Fig. 5. 5  | Analiza Fourier a vitezei meridionale la 55 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie       |
| Fig. 5. 6  | Analiza Fourier a vitezei meridionale la 100 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie      |
| Fig. 5. 7  | Analiza Fourier a vitezei circumferențiale la 10 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie  |
| Fig. 5. 8  | Analiza Fourier a vitezei circumferențiale la 55 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie  |
| Fig. 5. 9  | Analiza Fourier a vitezei circumferențiale la 100 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie |
| Fig. 5. 10 | Semnalul de presiune care surprinde amplitudinea de frecvența joasă  |
| Fig. 5. 11 | Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere fără flow-feedback  |
| Fig. 5. 12 | Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere fără flow-feedback   |
| Fig. 5. 13 | Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback  |
| Fig. 5. 14 | Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback   |
| Fig. 5. 15 | Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie  |
| Fig. 5. 16 | Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie   |
| Fig. 5. 17 | Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere fără flow-feedback  |
| Fig. 5. 18 | Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere fără flow-feedback   |
| Fig. 5. 19 | Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere cu flow-feedback  |
| Fig. 5. 20 | Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere cu flow-feedback   |
| Fig. 5. 21 | Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W2 la regimul  |

|            |  |
|------------|--|
|            | de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie  |
| Fig. 5. 22 | Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie   |
| Fig. 5. 23 | Secțiunea de testare cu cei doi traductori de presiune și ferestre optice  |
| Fig. 5. 24 | Fluctuația de presiune pe cei doi traductori pentru cele trei regimuri de curgere: fără FF, cu FF și FF cu debit suplimentar   |
| Fig. 5. 25 | Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP1 în cazul curgerii fără FF, la debitul nominal $Q = 30 \text{ l/s}$                   |
| Fig. 5. 26 | Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP1 în cazul curgerii cu FF la debitul nominal $Q = 30 \text{ l/s}$                      |
| Fig. 5. 27 | Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP1 în cazul curgerii cu FF și debit suplimentar la debitul nominal $Q = 30 \text{ l/s}$ |
| Fig. 5. 28 | Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP2 în cazul curgerii fără FF la debitul nominal $Q = 30 \text{ l/s}$                    |
| Fig. 5. 29 | Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP2 în cazul curgerii cu FF la debitul nominal $Q = 30 \text{ l/s}$                      |
| Fig. 5. 30 | Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP2 în cazul curgerii cu FF și debit suplimentar la debitul nominal $Q = 30 \text{ l/s}$ |
| Fig. 5. 31 | Amplitudinea echivalentă adimensionalizată vs. numărul Strouhal  |

## Capitolul 6

|            |  |
|------------|--|
| Fig. 6. 1  | Vârtejul funie în tubul de aspirație   |
| Fig. 6. 2  | Vârtejul funie obținut de Muntean și alții pentru secțiunea de test 3D convergent-divergentă   |
| Fig. 6. 3  | Vârtejul funie și zona de quasi-stagnare din calculul 3D, cu trei regimuri de curgere, de la stânga la dreapta: fără injecție de jet, cu 4.7% jet și 10.6% jet   |
| Fig. 6. 4  | Vârtejul funie obținut pe standul experimental de la UPT, câmpul de viteză și forma vârtejurii funie obținut de Petit și alții   |
| Fig. 6. 5  | Compararea profilelor de viteză axială și circumferențială din cele două programe de calcul: Fluent și UzuCruise 3D utilizat de Ojima și alții   |
| Fig. 6. 6  | Câmpul de presiune obținut de Ojima et Kamemoto [94] pentru secțiunea de test convergent divergentă la cele două regimuri de curgere: cu vârtej funie (sus) și curgere cu injecție de apă cu debitul de 10% din cel de funcționare (jos) |
| Fig. 6. 7  | Domeniul de calcul format din ogivă, stator, rotor, și secțiunea de testare  |
| Fig. 6. 8  | Domeniul de analiză al ogivei împreună cu condițiile la limită   |
| Fig. 6. 9  | Domeniul de analiză 3D al statorului împreună cu condițiile la limită  |
| Fig. 6. 10 | Rotorul și domeniul de analiză 3D împreună cu condițiile la limită impuse  |

|            |   |
|------------|---|
| Fig. 6. 11 | Domeniul de analiză 2D axial simetric al secțiunii de testare împreună cu axele de măsură (planul de sus domeniul fără flow-feedback, planul de jos domeniul cu flow-feedback)                                      |
| Fig. 6. 12 | Secțiune prin generatorul de vârtej împreună cu axele de măsură a profilelor de viteză din simularea numerică: S1 – aval de stator, S2 – aval de rotor, S3 – în gât, S4 – amonte de difuzor                         |
| Fig. 6. 13 | Repartiția de presiune statică și viteză axială pe domeniul de analiză 3D al ogivei   |
| Fig. 6. 14 | Profilele de viteză de la ieșirea din ogivă, viteza axială (stânga) și viteza tangențială (dreapta)   |
| Fig. 6. 15 | Liniile de curent de-alungul domeniului 3D al statorului  |
| Fig. 6. 16 | Distribuția presiunii statice pe intradosul a) și extradadosul b) domeniului statorului   |
| Fig. 6. 17 | Profilele de viteză axială și circumferențială în aval de stator – secțiunea S1   |
| Fig. 6. 18 | Distribuția presiunii statice pe intradosul a) și extradadosul b) domeniului rotorului  |
| Fig. 6. 19 | Profilele de viteză axială și circumferențială în aval de rotor – secțiunea S2  |
| Fig. 6. 20 | Distribuția liniilor de curent a) și a presiunii statice b) și totale c), pentru cazul fără flow-feedback (planul de sus, $Q = 30\text{l/s}$ ) și cu flow-feedback (planul de jos, $Q_{\text{jet}} = 3\text{l/s}$ ) |
| Fig. 6. 21 | Compararea fluxurilor de energie pentru cele două regimuri de curgere investigate numeric   |

## Capitolul 7

|           |   |
|-----------|---|
| Fig. 7. 1 | Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru fereastra din zona convergentă (W0), roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională  |
| Fig. 7. 2 | Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru cele două ferestre (W1 – stânga și W2 - dreapta), pentru regimul de curgere fără flow-feedback (roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională, $Q = 30\text{l/s}$ )   |
| Fig. 7. 3 | Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru cele două ferestre (W1 – stânga și W2 - dreapta), pentru regimul de curgere cu flow-feedback (roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională $Q_{\text{FF}} \approx 3\text{l/s}$ )                                       |
| Fig. 7. 4 | Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru cele două ferestre (W1 – stânga și W2 - dreapta), pentru regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie (roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională, $Q_{\text{FFE}} = \approx 3.6\text{l/s}$ ) |
| Fig. 7. 5 | Compararea coeficientului de recuperare al presiunii pentru curgerea fără flow-feedback și cu flow-feedback   |

# 1. Introducere

## 1.1. Probleme actuale ale turbinelor hidraulice

### 1.1.1. Scurt istoric asupra turbinelor hidraulice

Energia hidroelectrică este pe departe cea mai mare sursă de energie regenerabilă: 2,999 TWh în 2007. Astăzi reprezintă 16% din producția totală de electricitate la nivel global și 86% din producția de energie regenerabilă. China este cel mai mare producător de energie hidroelectrică (14.3%), urmată de Brazilia (12.3%), USA (8.3%) și Rusia (5.8%), (datele sunt conform anului 2009). Conform estimărilor Consiliului Mondial al Energiei (World Energy Council - WEC), producția de energie hidroelectrică va crește în următorii 40 de ani, Fig. 1.1, [141]. În momentul de față energia hidroelectrică este folosită în peste 160 de țări. La sfârșitul anului 2008 capacitatea energiei hidroelectrice instalată la nivel global era de aproximativ 874 GW, [140].

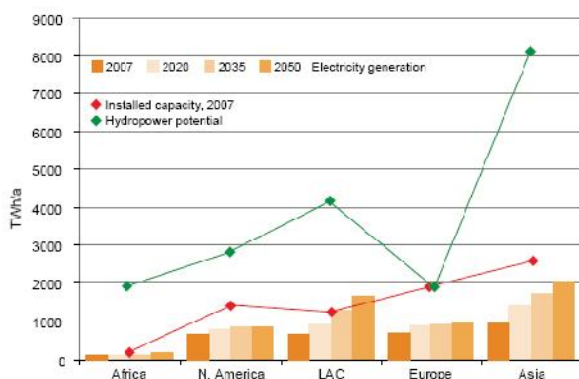


Fig. 1.1 Estimări pentru următorii 40 de ani asupra energiei hidroelectrice, [140].

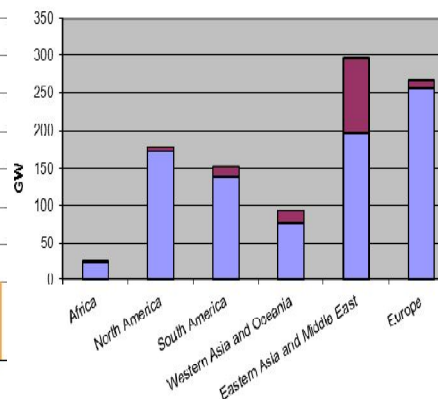


Fig. 1.2 Puterea instalată (albastru) și aflată în construcție (roșu) la începutul anului 2008, [141].

România se află în zona de mijloc a țărilor Europene în cea ce privește resursele hidroenergetice. Conform WEC [140] capacitatea tehnică de exploatare este de aproximativ 70 TWh/an, dintre care 32.2 TWh/an sunt exploatabili din punct de vedere tehnic și 20.9 TWh/an se exploatează din punct de vedere economic. La sfârșitul anului 2008 puterea totală instalată era de 6375 MW, producându-se 17 TWh/an.

Energia hidroelectrică utilizează energia râurilor și a fluviilor pentru a produce energie electrică. Barajele, canalele și conductele forțate asigură stocarea și transportul apei până la *turbina hidraulică*, care realizează conversia energiei apei în energie electrică.

Turbina hidraulică prezintă o tehnologie simplă și sigură, cu randament ridicat, cu o durată de funcționare îndelungată. Astfel, în funcție de construcția turbinei și a rotorului, precum și de poziția acestuia față de curentul de apă, se



disting două tipuri de turbine hidraulice: turbine hidraulice cu acțiune (ex: turbina Pelton) și turbine hidraulice cu reacțiune (ex: turbina Francis, Kaplan).

Benoit Fourneyron a dezvoltat pentru prima dată (în jurul anului 1830), cu succes o turbină hidraulică comercială. Mai târziu, Fourneyron a construit turbine industriale ce aveau o viteză de 2300 rot/min, cu o putere de 50 kW și un randament de 80%.

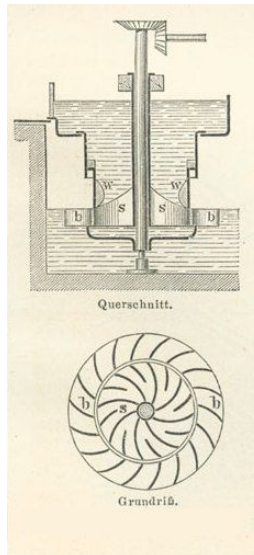


Fig. 1.3 Turbina Fourneyron.

James B. Francis a dezvoltat prima turbină hidraulică radial-axială, care a devenit repede foarte răspândită datorită performanțelor excelente pentru acele vremuri. În forma sa originală, turbina care îi poartă numele, se folosea la căderi între 10 și 100 m. Turbina Pelton numită după inventatorul ei Lester A. Pelton, a fost dată în folosință în a doua parte al sec. XIX. Este o turbină cu acțiune, în care apa este împinsă la presiune mare printr-una sau mai multe diuze, iar jeturile produse de acestea lovesc cupele turbinei, realizându-se astfel turația și puterea necesară. Cererea de energie de-a lungul anilor a dus la inventarea în sec. XX a turbinelor de cădere joasă (3-9 m). O astfel de turbină, este cea inventată de V. Kaplan, a căror palete sunt reglabile, iar curgerea de-a lungul ei este axială.



Fig. 1.4 Rotoare de turbine hidroelectrice, de la stânga la dreapta: Pelton, Francis, Kaplan [31].

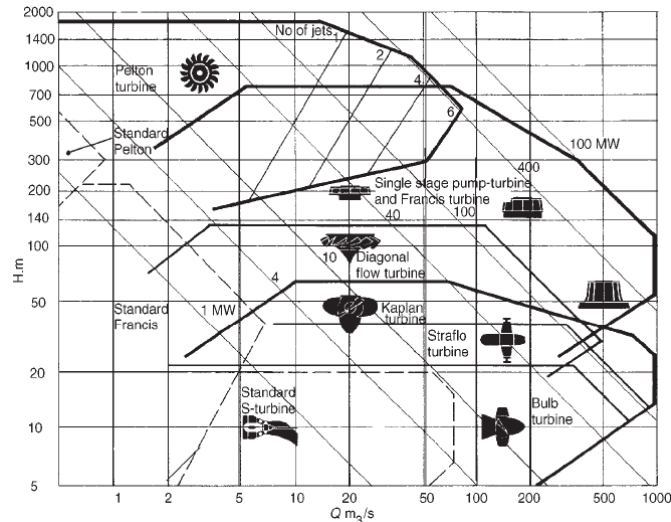


Fig. 1.5 a) Diagrama Q vs. H în care se prezintă domeniile de funcționare ale diferitelor tipuri de turbine hidraulice [40].

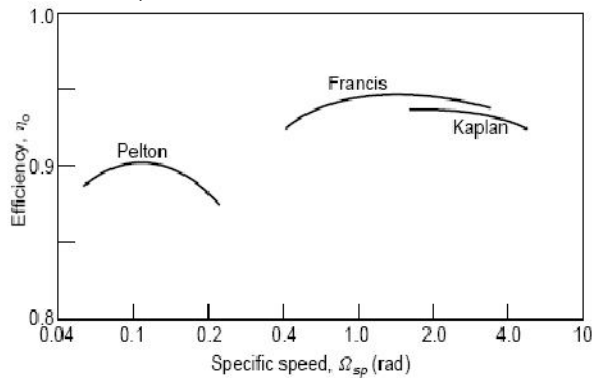


Fig. 1.5 b) Curbele de randament pentru trei tipuri de turbine: Pelton, Francis și Kaplan [40].

Parametrii fundamentali ai turbinelor hidraulice sunt: debitul  $Q[m^3/s]$ , căderea  $H[m.col. H_2O]$ , puterea  $P[kW]$ , turația  $n[rot/min]$ , randamentul  $\eta[-]$ , înălțimea geometrică de aspirație  $h_s [m.col. H_2O]$ , coeficientul de cavitație  $\sigma$ . Fig. 1.5 a), b) și Tabel 1.1 prezintă domeniile de funcționare a trei tipuri de turbine hidraulice cât și curbele de randament.

Tabel 1.1 Domeniile de funcționare ale tipurilor de turbine hidraulice amintite mai sus [40].

| Turbina   | Pelton   | Francis | Kaplan |
|---|----------|---------|--------|
| Viteza specifică (rad)<br>$\Omega_{sp} = \frac{\Omega \sqrt{P/\rho}}{(gH_E)^{5/4}}$ | 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 ecuația vitezei specifice  $P$  – este puterea dată de arborele turbinei,  $H_E$  – căderea și  $\Omega$  este viteza de rotație în rad/s. În general turbinele hidraulice cu viteză specifică mică corespund debitelor cu valori mici și căderi mari, iar mașinile cu viteze specifice mari corespund valorilor de debit mari și căderi mici, (Fig. 1.5 a).

### 1.1.2. Turbina Francis: construcție și funcționare

Turbinele Francis se găsesc în clasa turbinelor hidraulice cu reacțiune la care alimentarea se face pe toată periferia rotorului. La aceste turbine, curentul de apă intră pe direcție radială și iese din rotor pe direcție axială, [9]. Scopul turbinelor hidraulice Francis este de a extrage energia de la fluid și aceasta se realizează cu ajutorul rotorului. Transmiterea energiei de la apă la rotor are loc prin interacțiunea dintre curent și suprafețele paletelor rotorice. Datorită acestei interacțiuni, apare o forță ce se exercită pe paletele rotorului. Cuplul creat de această forță în raport cu axa mașinii pune în mișcare rotorul, realizându-se lucrul mecanic respectiv putere la generatorul electric, [82]. Majoritatea turbinelor Francis de mare putere sunt realizate cu ax vertical în timp ce turbinele Francis de mica putere (> 2-3 MW) au o construcție cu ax orizontal. Fig. 1.6 prezintă o secțiune printr-o turbină hidraulică Francis împreună cu elementele componente.

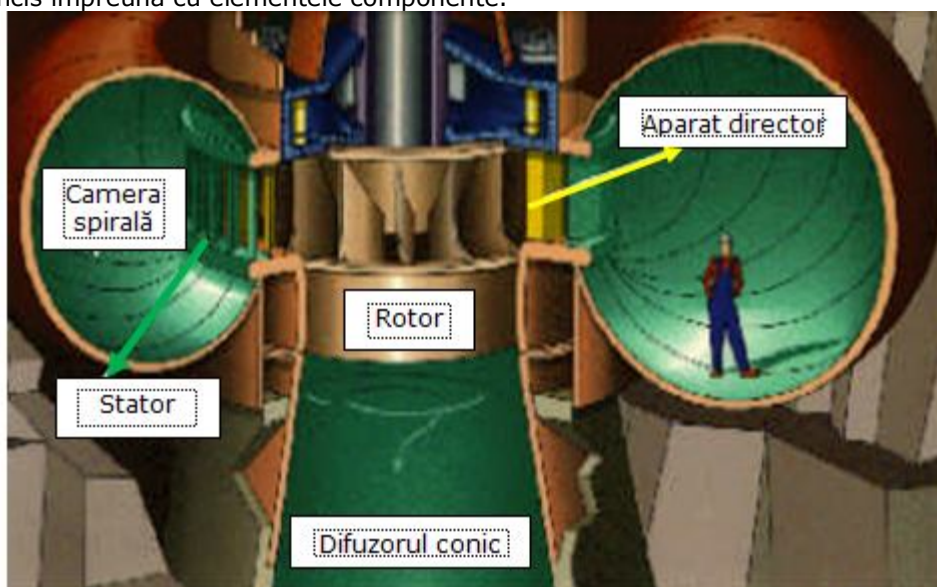


Fig. 1.6 Componentele unei turbine Francis, [10].

Apa intră prin camera spirală, care înconjoară rotorul. Mai departe apa intră în rotor prin intermediul statorului și al aparatului director. În condițiile funcționării la parametrii normali (vezi tabel 1.1), curgerea la ieșire din rotor este axială, fiind condusă în aval prin tubul de aspirație (difuzor conic). Difuzorul conic are un rol important pentru că aici are loc recuperarea de energie. Fluidul iese din rotor cu un exces de energie cinetică reziduală după care această energie este transformată în energie potențială de presiune [40]. Turbinele Francis se caracterizează printr-un domeniu de funcționare cu randamente ridicate (92-95%), în funcție de forma acestuia. Domeniul debitului de funcționare poate varia între 2-1000 m<sup>3</sup>/s, iar căderea poate varia între 20-700m. În ultima perioadă, studiile realizate au condus

la utilizarea unor astfel de turbine pe un domeniu din ce în ce mai extins. Calitățile principale ale acestor turbine constau în: randament bun, construcție simplă și robustă, și o stabilitate mare în funcționare.

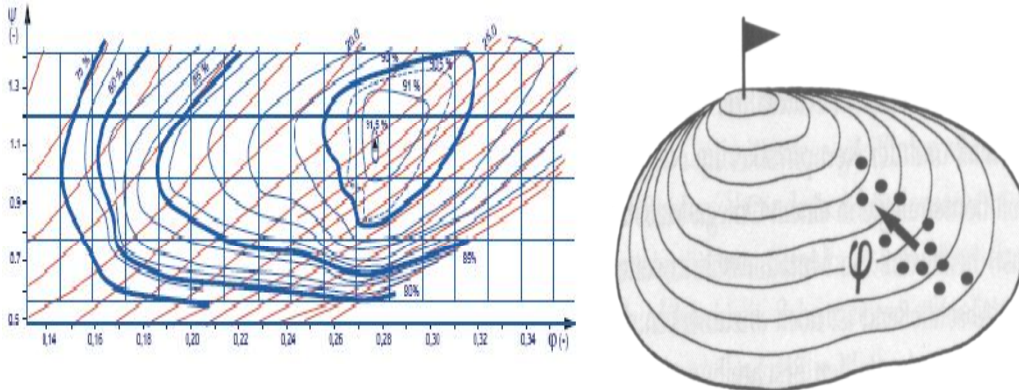


Fig. 1.7 Diagrama colinară 2D și 3D a unei turbine Francis [13].

Diagrama colinară (Fig. 1.7) arată punctul de funcționare optimă din punct de vedere energetic, adică cu randament maxim și de asemenea și calitățile anticavitazionale ale rotorului prin curbele de egal coeficient de cavitație  $\sigma_T = \text{const.}$

### 1.1.3. Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile

La ora actuală există o cerere tot mai mare a statelor industrializate de energie regenerabilă. Numai că acest tip de energie prezintă valori fluctuante de-a lungul unui an și ca să se compenseze sistemul energetic, mașinile hidraulice trebuie să funcționeze într-un domeniu mult mai larg, departe de punctul de randament maxim (best efficiency point – BEP).

Astfel, turbinele cu palete fixe, de tip Francis, care funcționează la debite parțiale, prezintă o valoare mare a nivelului curgerii cu rotație la intrarea în tubul de aspirație datorită nepotrivirii dintre curgerea cu rotație generată de aparatul director și impulsul unghiular extras de la rotorul turbinei [42]. Atunci când această curgere cu rotație din tubul de aspirație se decelerează, aceasta devine instabilă ducând la apariția vârtejului elicoidal (sau *vârtejul funie*). Vârtejul funie este principala cauză pentru apariția fluctuațiilor de presiune în tubul de aspirație la turbinele hidraulice care funcționează la sarcină parțială [11].

Parametrul care descrie global curgerea cu rotație este dată de valoarea lui „swirl number”  $S$ , ca fiind raportul dintre fluxul axial a impulsului unghiular și fluxul axial a impulsului axial [49].

$$S = \frac{\int r w \bar{v} \times d\bar{A}}{R \int u \bar{v} \times d\bar{A}} \quad (1.1)$$

unde  $\bar{R}$  este raza hidraulică.

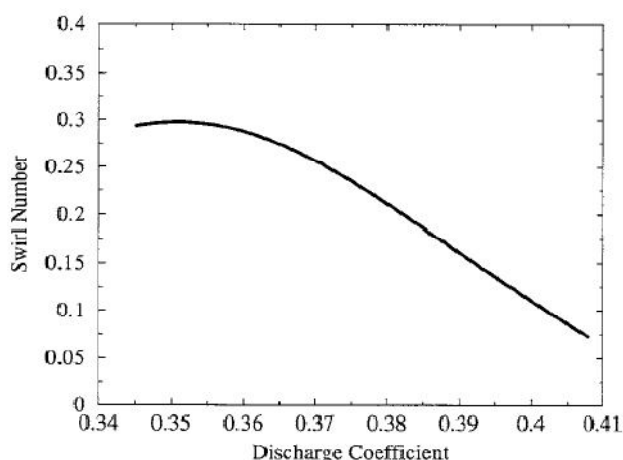


Fig. 1.8 „Swirl number”  $S$  vs. coeficientul de debit [114].

Susan-Resiga și alții [114] arată în cadrul analizei axial simetrice pe tubul de aspirație FLINDT (Flow Investigation in Draft Tubes [12], că valoarea de „swirl number” scade odată cu creșterea coeficientului de debit (Fig. 1.8). De asemenea se arată că intensitatea curgerii cu rotație atinge o stare critică la o valoare a coeficientului de debit egală cu 0.365. La valori de debit mai mari, curgerea în tubul de aspirație devine supercritică, iar la valori mici de debit, curgerea este subcritică. Starea critică apare la o valoare a coeficientului de debit egală cu 0.370, unde are loc o cădere bruscă a recuperării de presiune în tubul de aspirație, cât și a randamentului turbinei investigate.

Nishi și alții [90] au investigat curgerea cu rotație într-un difuzor conic cu un unghi de  $9.5^\circ$ . Se arată că fluctuațiile de presiune adimensionale și frecvența corespunzătoare adimensională sunt constante la valori mari ale parametrului de cavitație, având o scădere monotonă odată cu dezvoltarea vârtejului cavitant. În plus Nishi și alții [90], sugerează că profilele de viteză circumferențiale mediate, în con pot fi reprezentate satisfăcător de un model care cuprinde o zonă „moartă” (quasi-stagnare) a curgerii, în jurul căreia are loc curgerea cu rotație (Fig. 1.9). De asemenea acest model este susținut și de măsurătorile de presiune mediate, care rămân constante de-a lungul regiunii de quasi-stagnare.

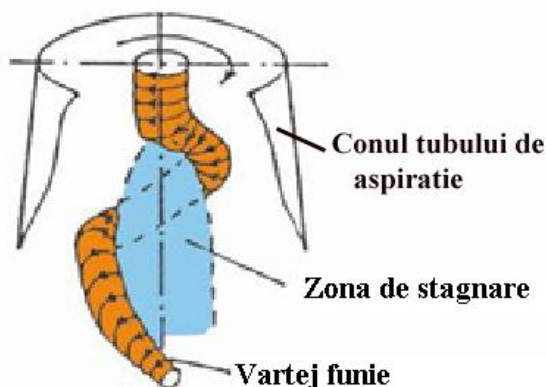


Fig. 1.9 Formarea vârtejului funie în jurul zonei de stagnare [89].

Jacob [57] prezintă în cadrul tezei de doctorat investigații experimentale pe un model de turbină Francis pentru a identifica regimurile de operare asociate instabilităților curgerii decelerate cu rotație în conul tubului de aspirație. În cazul regimurilor de funcționare cu debite mai mari decât cel nominal vârtejul funie are o formă cilindrică cu pulsații de presiune la valori mici pe con. La 70% din debitul nominal de funcționare pulsațiile de presiune datorate curgerii cu vârtej funie sunt cele mai ridicate. La debite de funcționare sub 50% din cel nominal, se formează două sau trei vârtejuri funie. Skotak și alții [108] a investigat funcționarea la mai multe regimuri a unui model de turbină Francis, unde funcție de deschiderea aparatului director apar zone cu diferite tipuri de curgere cu rotație. Fig. 1.10 prezintă curba de randament funcție de turația specifică și zonele corespunzătoare curgerii cu rotație. Astfel se disting șapte zone de curgere cu rotație cu unul, două sau trei vârtejuri elicoidale. Vârtejul funie cavitant a fost vizualizat introducându-se aer.

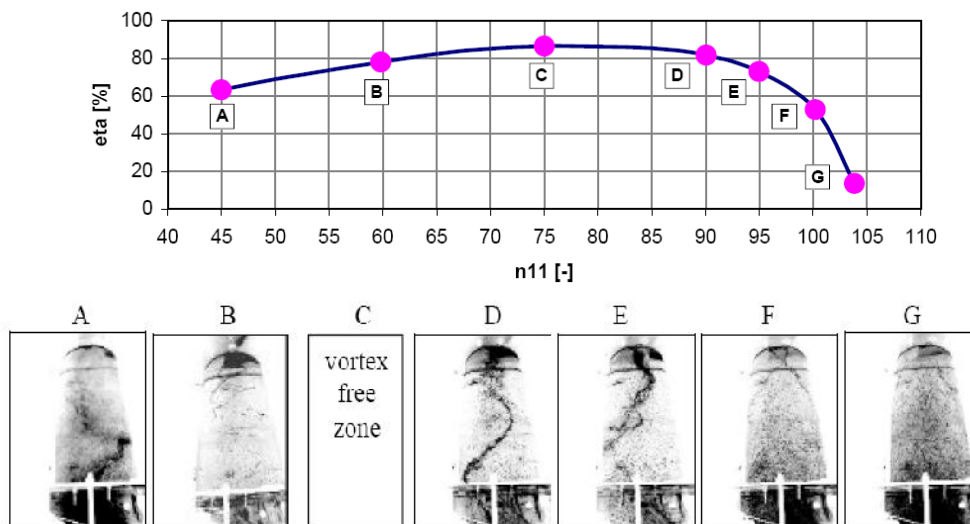


Fig. 1.10 Curba de randament și curgerea cu rotație corespunzătoare celor șapte regimuri investigate de Skotak și alții [108].

Mai departe se prezintă cele șapte regimuri ale curgerii cu rotație:

**Zona A:** Curgere cu un singur vârtej: În cazul unei turbine cu viteză specifică mică curgerea aval de rotor este inversă sensului de rotație a rotorului, dezvoltându-se un singur vârtej elicoidal cu mișcare de precesie. Direcția de precesie a vârtejului este inversă celei de rotație a rotorului (rotația inversă acelor de ceas).

**Zona B:** Curgere cu două vârtejuri elicoidale: Când viteza specifică a unei turbine crește aproape de punctul de randament maxim, curgerea cu un singur vârtej se transformă într-una cu două vârtejuri elicoidale. Sensul de precesie a vârtejului este din nou inversă sensului de rotație a rotorului.

**Zona C:** Curgere fără vârtej: La punctul de randament maxim, la toate deschiderile aparatului director curgerea în tubul de aspirație este una axial simetrică, iar componenta vitezei tangențiale la acest regim este foarte mică.

**Zona D:** Curgere cu un singur vârtej: dacă viteza specifică a turbinei crește curgerea axial simetrică își pierde din componenta axială. La acest regim curgerea este una cu vârtej funie cu mișcare de precesie. Mișcarea de precesie a vârtejului elicoidal este nestaționară dar periodică.

**Zona E:** Curgere cu un singur vârtej: comparativ cu zona D, acest tip de vârtej prezintă o frecvență mai mare.

**Zona F:** Curgere cu două vârtejuri: în cazul unei viteze specifice mare, curgerea în aval de rotor este una cu componentă tangențială mare. Curgerea cu un singur vârtej la acest regim se transpune într-una cu două vârtejuri. Frecvența pulsațiilor de presiune măsurate la peretele tubului de aspirație se dublează.

**Zona G:** Curgere cu trei vârtejuri: Când crește viteza specifică aproape de viteza de ambalare, în conul tubului de aspirație se dezvoltă vârtejul triplu. Aceasta este starea când vârtejul dublu își pierde stabilitatea și se transpune într-un vârtej triplu.

Simulările numerice tridimensionale nestaționare în geometrii simplificate ale tubului de aspirație au dus la investigarea acestui fenomen dinamic, pentru prima oară de către Rupprecht și alții [104]. Gyllenram [50] arată în teza lui de doctorat cum apare vârtejul funie în tubul de aspirație prin simulare numerică 3D nestaționară.

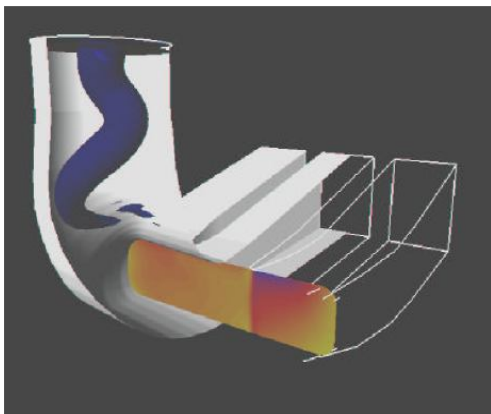


Fig. 1.11 Obținerea vârtejurilor prin simulare numerică 3D [104].

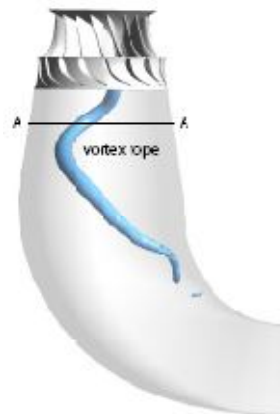


Fig. 1.12 Vârtej funie obținut prin simulare 3D de Zobeiri [145].

Zobeiri [145], dezvoltă o metodologie computațională care descrie fenomenul de vârtej funie cu mișcare de precesie. De asemenea prezintă o analiză a fluctuațiilor de presiune generate de vârtejul funie în conul tubului de aspirație, printr-o simulare 3D (Fig. 1.12). Domeniul de analiză cuprinde atât rotorul cât și tubul de aspirație al unei turbine Francis. Rezultatele numerice sunt comparate cu cele experimentale, având o validare bună între ele. Fluctuațiile de presiune care apar în prezența vârtejurilor se compun din două componente de oscilații: una sincronă și una asincronă. Concluzia pe care o trage Zobeiri este că originea perturbației sincrone apare datorită interacțiunii dintre câmpurile de presiune neomogene care apar în cotul tubului de aspirație și componenta de rotație de-a lungul vârtejurilor funie cu mișcare de precesie.

Bauer [15], Fuchs [47] și Roth [101] prezintă metode de aplicare în analiza numerică nestaționară, de extragere și vizualizare a liniilor de curent asociate fenomenului de vârtej elicoidal. Aceste metode sunt necesare de exemplu proiectanților de mașini hidraulice, aceștia fiind interesați de fenomenul curgerii cu vârtej datorită efectelor negative pe care acestea le au asupra mașinii. Menter și alții [80] propun câteva modele pentru simularea cu CFD (Computational Fluid Dynamics), care oferă un compromis optim între putere de calcul, costuri și acuratețe, astfel că inginerul proiectant trebuie să aleagă cel mai bun model pentru aplicare.

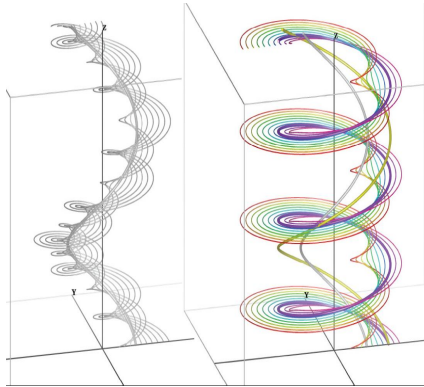


Fig. 1.13 Linii de curent ale vârtejului funie obținute de Fuchs [47].

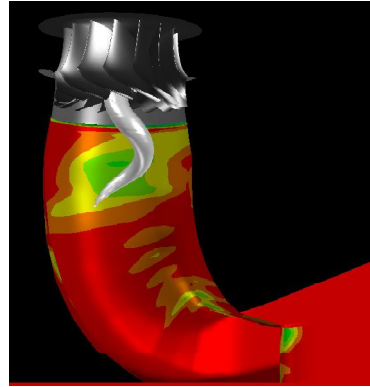


Fig. 1.14 Variația presiunii relative în tubul de aspirație al turbinei Francis obținută de Bauer [15].



Fig. 1.15 Vârtej funie în tubul de aspirație al turbinei Francis, obținut de Menter și alții [80].

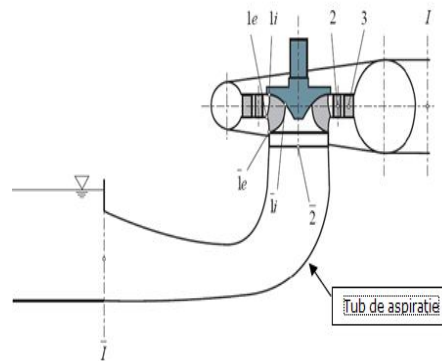


Fig. 1.16 Schema tubului de aspirație din avalul turbinei Francis [145].

Una din componentele principale ale unei turbine hidraulice o reprezintă tubul de aspirație sau difuzorul conic Fig. 1.16 [78]. Principiul care stă la baza curgerii în tubul de aspirație se poate exprima cu ajutorul ecuației Bernoulli între secțiunea de la intrare, respectiv secțiunea de la ieșire.

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} - z_2 + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_f \quad (1.2)$$

unde  $p$  este presiunea absolută,  $z$  înălțimea geometrică de aspirație,  $\alpha$  factor de corecție a energiei cinetice,  $V$  viteza și  $h_f$  pierderile hidraulice în tubul de aspirație. Presiunea absolută  $p$  în secțiunea de ieșire se poate exprima ca  $p_2/\rho g = z_2 + p_{atm}/\rho g$ , unde  $p_{atm}$  este presiunea atmosferică. Dacă se presupune că înălțimea de instalare a turbinei  $H_s$  este aproximativ egală cu  $z_1$  atunci ecuația (1.2) se reduce la:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \left( H_s + \left( \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - h_f \right) \right) \quad (1.3)$$

Eficiența tubului de aspirație (sau a difuzorului) este în general descrisă de patru coeficienți: coeficientul de recuperare a presiunii  $C_p$ , coeficientul ideal de



recuperare a presiunii  $C_{pi}$ , randamentul tubului de aspirație  $\eta_{ta}$  și coeficientul de pierderi  $\zeta$ .

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\rho \frac{\alpha_1 V_1^2}{2}} \quad (1.4)$$

$$C_{pi} = 1 - \frac{\alpha_2 \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^2}{\alpha_1} = 1 - \frac{\alpha_2 \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2}{\alpha_1} \quad (1.5)$$

$$\eta_{ta} = \frac{C_p}{C_{pi}} \quad (1.6)$$

$$\zeta = C_{pi} - C_p = 1 - C_p - \frac{\alpha_2 \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2}{\alpha_1} \quad (1.7)$$

unde A este aria.

De fapt tubul de aspirație are rol de a recupera o parte din energia cinetică de la ieșire din rotor și de a o transforma în energie potențială cu pierderi hidraulice cât mai mici.

Eficiența turbinelor hidraulice este semnificativ afectată de performanța tubului de aspirație. Pentru a investiga coeficientul de pierdere pentru fiecare componentă a traseului hidraulic unei turbine Francis, funcție de debitul de funcționare,  $V_u$  și alții [132] efectuează o analiză numerică 3D la o turație specifică constantă. Pentru rotor, aparat director și camera spirală se observă că acest coeficient de pierdere are o valoare aproximativ constantă la toate debitele de funcționare, variind cu maximum 10% (Fig. 1.17). Pentru tubul de aspirație se observă că valorile coeficientului de pierdere funcție de debit variază cel mai mult cu aproximativ 90%. Variația acestui coeficient se datorează geometriei dar și curgerii cu rotație de la intrarea în conul tubului de aspirație. Prin urmare este important atât proiectarea cât mai bună a rotorului și tubului de aspirație, cât și urmărirea unei modalități de scădere a coeficientului de pierdere pe con.

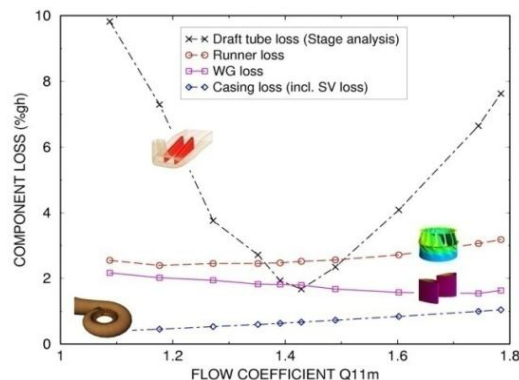


Fig. 1.17 Variația pierderilor funcție de debit pentru fiecare componentă a unei turbine hidraulice de tip Francis, [132].

Astfel așa cum se arată mai sus curgerea decelerată cu rotație, de cele mai multe ori, duce la formarea vârtejului central (vârtejului funie), aceasta fiind în prezent cunoscută ca și cauza principală a fluctuațiilor severe de presiune determinate experimental, la turbinele hidraulice la sarcină parțială. Fluctuațiile de presiune sunt cauzate de transformarea unei curgeri axial-simetrice cu rotație, într-una sau mai multe vârtejuri funie [42], [108], [137], atunci când se funcționează la sarcină parțială. Această auto-inducere a instabilității curgerii și formarea vârtejului funie, conduce la generarea fluctuațiilor de presiune în orice punct de pe conul tubului de aspirație.

Kuibin și alții [69], [70], au dezvoltat o reprezentare analitică pentru câmpul de viteză indus de vârtejul elicoidal într-un tub cilindric. Această teorie a fost mai departe dezvoltată de Alekseenko și alții [6], care obține un model matematic complet pentru vârtejurile elicoidale. Cel mai relevant rezultat în cazul modelului matematic obținut de Alekseenko și alții [6], pentru curgerile din conul tubului de aspirație, este că pentru un vârtej elicoidal dat, se poate determina viteza de precesie a acestuia.

Zhang și alții [143], [144], au analizat numeric curgerea cu rotație în cele trei segmente ale tubului de aspirație: con, cot și ieșirea din tubul de aspirație pentru o turbină Francis. S-a observat că la sarcină parțială, în con, curgerea este instabilă datorită vârtejului funie. Vârtejul funie reprezintă totodată principala sursă a fluctuațiilor de frecvență joasă. Odată cu funcționarea la sarcină parțială apariția componentei tangențiale este inevitabilă, iar cheia eliminării vârtejului funie este de a suprima zona de recirculare. În cot se continuă zona de recirculare de la intrarea în con, care evoluează într-o mișcare haotică.

Vekve și alții [130] prezintă un studiu în investigarea curgerii din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice la sarcina parțială. Au fost măsurate presiunile dinamice de pe perete precum și distribuția profilelor de viteze în con cu ajutorul Laser Doppler Velocimetry. Pentru măsurători s-au folosit extensii sub forma de conuri de diferite lungimi atașate în prelungirea rotorului. Din măsurători a reieșit că aceste configurații de ogivă, au un efect de scădere a fluctuațiilor de presiune. Totuși fiecărui punct de funcționare îi corespunde un anumit con de o anumită lungime a extensiei și grosime. Aplicarea practică este imposibilă deoarece ar însemna o extensie a conului cu lungime și grosime variabilă în timpul funcționării turbinei. Totodată apar vibrații care se transmit în lagăre.

Avellan [12] prezintă pentru prima dată investigații numerice cât și experimentale asupra curgerii în cotul tubului de aspirație în cadrul proiectului FLINDT. Principalul obiectiv al acestui proiect este de a investiga curgerea în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice la mai multe regimuri de funcționare, pentru o mai bună înțelegere a curgerii 3D cu rotație. Simularea 3D nestaționară validată cu datele experimentale din FLINDT l-a condus pe Mauri și alții [79] să concluzioneze că scăderea bruscă a coeficientului de recuperare a presiunii în tubul de aspirație în apropierea punctului de randament maxim, poate fi asociată cu separarea Werlé-Legendre. Susan-Resiga și alții [116] propune o nouă reprezentare analitică în avalul rotorului Francis din FLINDT, care se află într-o bună corelare cu datele experimentale ale profilelor de viteză axială și tangențială. Modelul lor este parametrizat doar cu coeficientul de debit cu o valoare între  $\pm 10\%$  din debitul de la punctul de randament maxim.

Ciocan și alții [37], [39] și Iliescu și alții [54], au investigat atât numeric cât și experimental, curgerea cu rotație pe modelul de turbină în cadrul proiectului FLINDT. Pe acest model au fost efectuate măsurători ale profilelor de viteze cu LDV, măsurători ale câmpului de viteză cu PIV și măsurători ale pulsațiilor de presiune pe

peretele conului tubului de aspirație. Paralel cu investigarea experimentală au fost realizate simulări 3D nestaționare, pentru a le putea compara cu datele experimentale. Pentru investigarea câmpului de viteză cu PIV, s-au folosit două camere de o rezoluție ridicată. Folosind cele două camere s-a determinat simultan atât câmpul de viteză meridional cât și cel tangențial. În măsurarea profilelor de viteză de-a lungul unei axe s-a utilizat un LDV 2D. Cele două profile de viteze au fost măsurate la intrarea și la ieșirea din tubul de aspirație. Analiza pulsațiilor de presiune s-a realizat cu ajutorul a opt traductori de presiune nestaționari. Pentru fiecare achiziție au fost măsurate 16384 probe într-un timp prestabilit astfel încât să nu influențeze timpul de răspuns al traductorului. Simularea numerică 3D nestaționară a fost efectuată cu programul de calcul ANSYS-CFX cu un model de turbulență *k-epsilon*. Astfel condițiile la limită, au presupus ca profilele de la ieșire din camera spirală să fie impuse la intrare în stator, iar profilele de la ieșire din stator se vor utiliza ca și condiție de intrare în aparatul director.

Din compararea frecvenței de rotație a vârtejului funie dintre calcul și experiment s-a ajuns la concluzia că frecvența rezultată din calcul este cu aproximativ 13% mai mare decât cea măsurată. Din analiza pulsațiilor de presiune pe con calculat și măsurat rezultă o mare asemănare atât la intrare în con cât și pe generatoarea conului unde au fost montați traductorii. Aceste comparații dintre partea experimentală și cea de calcul a fost realizată pentru prima dată, iar erorile obținute de 13% în frecvența vârtejului și 3% în amplitudinile pulsațiilor de presiune pot fi considerate foarte bune. O altă comparare între rezultatele experimentale și numerice din FLINDT au fost făcute de Vu și alții [133], [134], [135]. Câmpul de viteză mediat circumferențial arată regiunea de quasi-stagnare centrală în conul tubului de aspirație, în jurul căreia se rotește vârtejul funie. Calitatea rezultatelor numerice este atent evaluată de Arpe [11], în ceea ce privește frecvența de precesie a vârtejului funie și a fluctuațiilor de presiune măsurate la perete. Din investigarea experimentală realizată de Iliescu și alții [54], [55] a mai multor puncte de funcționare cu valori ale numărului de cavitație Thomma între  $\sigma=0,038$  și  $1,18$  s-a ajuns la concluzia că diametrul vârtejului funie este mai mare la  $\sigma$  de funcționare cel mai mic. Când numărul Thomma începe să crească diametrul vârtejului funie începe să scadă, ajungând ca la valoarea cea mai mare, vârtejul funie cavitant să nu mai existe (Fig. 1. 18).



Fig. 1.18 Vârtej funie cavitațional la diferite valori ale coeficientului de cavitație [54].

Kirschner și alții [62], [63], [64], [65] au dezvoltat un stand experimental, pentru investigarea curgerilor cu vârtej în difuzorul conic. Generatorul de vârtej prezintă paletaje reglabile, iar vizualizarea vârtejului funie se face introducându-se aer (Fig. 1.19). S-au realizat măsurători atât experimentale asupra câmpului presiune și de viteză cu PIV, cât și analiză numerică 3D nestaționară, obținându-se prin compararea rezultatelor, o asemănare bună între ele [105].

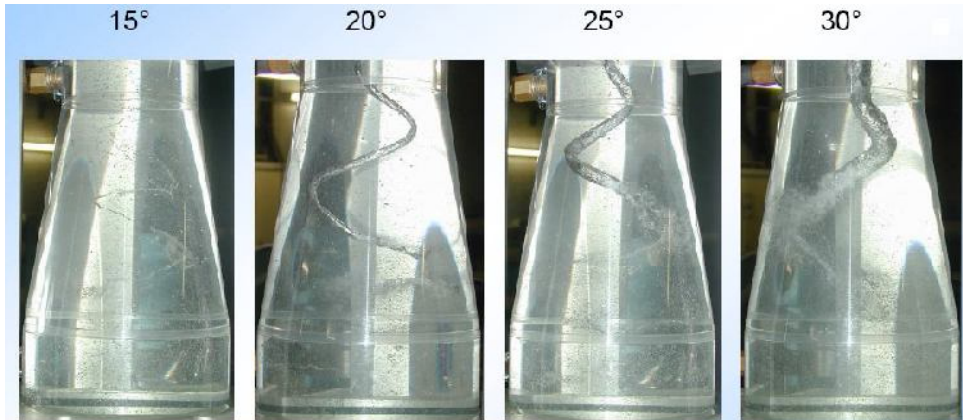


Fig. 1.19 Vârtejul funie obținut de Kirschner și alții [62] la diferite valori ale unghiului de deschidere a paletajelor.

Xiao și alții [142], investighează experimental și numeric pulsațiile de presiune și curgerea nestaționară pe cazul unei turbine Francis care funcționează la sarcină parțială. Măsurătorile de presiune nestaționare au fost realizate la perete pe camera spirală, rotor și tubul de aspirație. Condițiile la limită impuse modelului de analiză, care au inclus întreg ansamblul unei turbine Francis, a presupus introducerea ecuațiilor Navier-Stokes cu model de turbulență  $k-\omega$ . Astfel rezultatele numerice cu cele experimentale sunt comparabile atât în ceea ce privește frecvența, cât și amplitudinea.

Wang și alții [138], [139] au efectuat o investigație experimentală în comparație cu o simulare numerică 3D pe o turbină prototip de 700 MW. Investigațiile experimentale din centrală au arătat că atunci când se funcționează la sarcină parțială valorile pulsațiilor de presiune cresc considerabil. Astfel la un debit de aproximativ 50% din cel de funcționare, pulsațiile de presiune au valorile cele mai mari. Odată cu analiza pulsațiilor de presiune s-a descoperit că frecvența de rotație a vârtejului funie când se operează la sarcină parțială este între  $\frac{1}{4}$  și  $\frac{1}{3}$  din frecvența de rotație a rotorului. În studiul efectuat de Wang, oscilațiile pulsațiilor de presiune au fost înregistrate în 26 de puncte montate pe 8 secțiuni de pe conul și cotul tubului de aspirație la 6 regimuri de funcționare.

Rezultatele au arătat că pulsațiile de presiune variază funcție de regimul de operare al turbinei. La condițiile de funcționare parțială a unei turbine (deschideri ale aparatului director cuprinse între 40-70% sau debite de 30-80% din cel nominal) apare vârtejul funie însoțit de pulsații mari de presiune. Câțiva factori sunt strâns legați de fenomenul de mai sus amintit: căderea, numărul Thomma și tipul de turbină utilizat. Din analiza pulsațiilor de presiune pe toate secțiunile în care au fost instalați senzori de presiune se poate observa că pe conul, respectiv pe cotul tubului de aspirație avem pulsații mult mai mari, cu amplitudinea predominantă la intrarea în conul tubului de aspirație.

Lipej și alții [74], au efectuat o analiză numerică pentru a determina corelarea dintre deschiderea aparatului director (din care se reglează debitul de funcționare) și amplitudinea pulsațiilor de presiune. Datele extrase din analiza numerică 3D au fost comparate și validate cu rezultatele experimentale. Astfel s-a descoperit că simularea numerică nestaționară turbulentă aproximează foarte bine frecvențele din conul tubului de aspirație, dar în cazul analizei amplitudinilor pulsațiilor de presiune diferențele sunt mari.

Liu și alții [75] au efectuat o simulare numerică 3D pe un model de turbină Francis, iar rezultatele au fost comparate cu măsurători experimentale. Simularea numerică a fost efectuată cu un model de amestec bifazic lichid-vapori. După validarea cu datele experimentale s-a ajuns la concluzia că o simulare a curgerii cu cavitație cu un model de amestec bifazic se apropie bine de curgerea într-o turbină Francis reală. Fluctuațiile de presiune cauzate de vârtejul cavitațional se aproximează bine cu modelul din simularea numerică.

#### *1.1.4. Efecte ale pulsațiilor de presiune asupra funcționării turbinei Francis la regimuri departe de cel optim*

Vârtejul elicoidal cu mișcare de precesie produce pulsații de presiune periodice care induc vibrații puternice în sistem, ducând în timp la uzura componentelor hidraulice, mecanice și a întregului sistem electric al centralei (exemple de probleme ce pot să apară în urma funcționării turbinelor cu vârtej elicoidal: uzura lagărelor, ruperi de palete și smulgeri de ogive [53]).

Smulgerea/îndepărtarea ogivei apare datorită faptului că vârtejul funie se formează la intrarea în conul tubului de aspirație. Prin urmare fluctuațiile de presiune induse de vârtejul funie solicită și acest element (ogiva). De obicei pentru atenuarea fluctuațiilor de presiune și a vibrațiilor induse de vârtejul funie poate conduce până la limitarea domeniului de funcționare al turbinei (aceasta soluție este ultima în luarea deciziei. Scopul este de a nu distruge organele de mașină care sunt direct afectate). Astfel de-a lungul anilor au fost dezvoltate diferite metode prin care domeniul de funcționare să nu fie restricționat de apariția și dezvoltarea vârtejului funie și efectele induse de acesta să nu afecteze timpul de viață al agregatului.

Chiorean și alții [35] prezintă într-un mod sintetic principalele probleme tehnice apărute în cadrul procesului de exploatare a turbinelor de la SH Cluj: uzuri cavitaționale la partea superioară și la sistemul de aerisire pe conul aspirator, uzuri cavitaționale și fisuri palete, desprinderi ale ogivelor și uzura cavitațională a acestora, uzuri labirinți (Fig. 1.21, Fig. 1.22).



Fig. 1.20 Recuperarea ogivei după ce a fost îndepărtată de pe coroana rotorului – stânga; rupere de paletă – dreapta [46].



Fig. 1.21 Uzura cavitațională con aspirator în zona dispozitivului de aerisire [35].



Fig. 1.22 Fisuri palete rotor turbină [35].

Brekke [32] prezintă accidentul care s-a produs la centrala Shushenskaya din Rusia unde datorită funcționării la sarcină parțială a turbinei și a fluctuațiilor mari de presiune a apărut ruperi de palete, cavitație la rotor și ruperea bolțurilor de legătură între flanșe. Lais și alții [73] prezintă măsurători experimentale și simulări numerice a unor rotoare de turbină Francis, care permit o mai bună prezicere a ciclului de viață a acestora.

#### 1.1.5. Metode de eliminare/reducere a fluctuațiilor de presiune în conul tubului de aspirație

Pentru a fi competitivi industria caută permanent produse mai bune prin cicluri reduse de proiectare și costuri mici. Noile cerințe pe piața energiei face atractivă impunerea de turbine care să funcționeze peste condițiile lor optime de funcționare. De asemenea multe dintre centralele hidraulice dispun de turbine vechi și au nevoie de reabilitări și modificări. Soluțiile implementate până în prezent în centralele hidroelectrice au condus la dezvoltarea de metodologii, care să ducă la diminuarea sau chiar eliminarea vârtejului funie.



Fig. 1.23 Injecția de jeturi tangențiale de apă în tubul de aspirație [66].

Qian și alții [97] analizează numeric și face comparații cu măsurători experimentale în întreg ansamblul turbinei Francis: camera spirală, aparat director, rotor, și tub de aspirație, utilizând admisia de aer pentru înlăturarea pulsațiilor de presiune din tubul de aspirație. Rezultatele numerice arată că admisia de aer ajută la scăderea pulsațiilor de presiune în tubul de aspirație cât și a frecvenței. Kjeldsen și alții [66] introduc o tehnologie de reducere a pulsațiilor de presiune în tubul de aspirație al turbinelor hidraulice Francis cu injecție tangențială de apă cu viteze mari prin diferite părți ale pereților tubului de aspirație (Fig. 1.23). Tehnologia este folosită pe un prototip de la centrala Skarsfjord, la sarcină parțială cu putere de 50% din puterea nominală.

Metoda J-groove folosită de Kurokawa și alții [72], constă în amplasarea pe con a unor canale de-a lungul generatoarei tubului de aspirație. Astfel din teste efectuate a rezultat că această metodă reduce considerabil curgerea cu rotație cu aproximativ 85%. Dezavantajul acestei metode o reprezintă faptul că pentru fiecare regim de funcționare trebuie montate alte canale de dimensiuni diferite pentru a nu afecta randamentul turbinei.

Nishi și alții [92] examinează aplicabilitatea metodei Vortex Generator Jets, pentru controlul curgerii cu desprindere de pe pereții conului tubului de aspirație. Această metodă presupune introducerea de jeturi tangențiale de aer în conul tubului de aspirație cu o înclinare de  $14^\circ$  a acestuia. Funcție de mărimea găurii de introducere a jetului și funcție de numărul de jeturi introduse, s-a evaluat coeficientul de recuperare a presiunii și coeficientul de pierderi totale. Se arată faptul că mărimea vitezei jetului, VR este mai importantă în înțelegerea controlului desprinderii în tubul de aspirație față de mărimea debitului jetului, deoarece cei doi coeficienți amintiți mai sus tind să fie reduși în acest mod.

Thike [129] prezintă câteva soluții practice pentru înlăturarea instabilităților din tubul de aspirație, printre care și cea de utilizare a unor aripioare fixe aflate în tubul de aspirație. Aceste aripioare sunt folosite pentru înlăturarea efectelor rezonanței, care apare datorită frecvenței tubului de aspirație și generatorul electric. Dar de multe ori cauzau scăderi de randament deoarece poziționarea lor era foarte aproape de rotor. Astfel, ca să se obțină un procent maxim de energie din fiecare metru cub de apă cu o unitate care să funcționeze stabil, este necesar nu numai să se determine configurația optimă a paletelor rotorului, dar și forma optimă a tubului de aspirație, iar aripioarele pot fi privite ca ultimul resort, atunci când celelalte soluții au eșuat. Falvey [43], [44] propune câteva modificări structurale a tubului de aspirație. Cele mai cunoscute modificări structurale care se pot aduce, este adăugarea dispozitivelor care să elimine vârtejul funie. Soluția cu aripioare s-a dovedit a fi eficientă în multe cazuri, dar produce scăderea randamentului, și favorizează apariția cavitației și a vibrațiilor. Introducerea de cilindri concențrici în interiorul tubului de aspirație a fost analizată de Vekve [130]. Această soluție, nu produce scăderea randamentului, dar montajul este dificil și apar probleme legate de cavitație și vibrații.

O altă soluție este de a injecta aer în zona de recirculare înconjurată de vârtejul funie, până se produce o curgere stabilă axial simetrică. Papillon și alții [95] prezintă câteva soluții practice pentru aerarea naturală a turbinelor hidraulice (Fig. 1.24): prin ogiva rotorului (punctul A), pe la periferia rotorului (aproape de inel – punctul B) sau pe la bordul de fugă al aparatului director – punctul C. S-a dovedit că injecția unui volum mic de aer nu influențează randamentul turbinei, în schimb se reduc considerabil oscilațiile presiunii la sarcină parțială. O tehnică de control activă pentru eliminarea pulsațiilor de presiune în conul tubului de aspirație a fost dezvoltată și studiată de Blommaert [22], [23]. Metoda presupune injectarea unei

mici cantități de apă (1...2 % din debitul turbinei), modelată de o supapă de rotație, în peretele conului tubului de aspirație, creând o undă de presiune în opoziție de fază cu fluctuațiile de presiune generate de vârtejul funie la sarcină parțială pentru atenuarea acestora (Fig. 1.25). Încă odată, aceste metode urmăresc efectele vârtejului funie, în loc să se adreseze sursei principale de excitație.

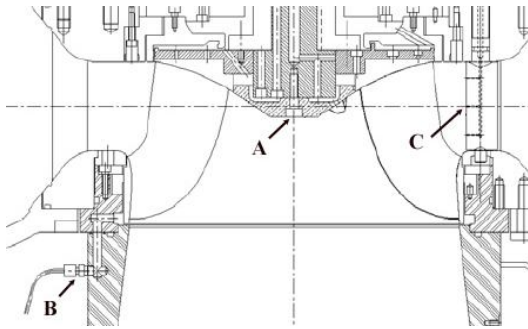


Fig. 1.24 Tipuri de soluții practice pentru injecția de aer [95].

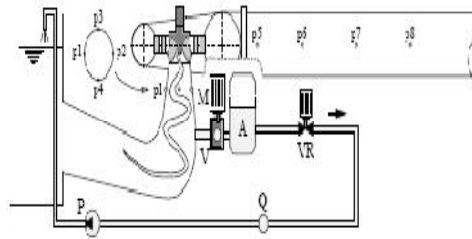


Fig. 1.25 Schema standului experimental cu jeturi pulsatorii [23].

## 1.2. Controlul curgerii decelerate cu rotație prin injecție de apă de-a lungul axei difuzorului conic

În subcapitolul anterior se arată că în literatura de specialitate există metode care au fost testate și implementate pe standuri experimentale pentru a diminua și chiar înlătura efectele pulsațiilor de presiune și zona de stagnare asociată vârtejului funie, dar care induc dezavantaje majore.

Prin examinarea curgerii cu vârtej, care are loc în conul tubului de aspirație a turbinelor hidraulice de tip Francis, când funcționează la sarcină parțială Susan-Resiga, [115], Ciocan, [38], Vu, [134], propun o nouă tehnică de control a curgerii cu rotație în difuzorul conic. Această tehnică presupune introducerea, unui jet de apă de-a lungul axei difuzorului conic. Injecția apei se face prin coroana rotorului (Fig. 1.26...Fig. 1.28). Avantajele acestei soluții față de cele prezentate anterior sunt: i) se adresează direct și cu succes cauzei problemei; ii) nu sunt necesare modificări geometrice ale rotorului și nici instalarea de alte dispozitive în tubul de aspirație; iii) poate fi ajustată conform punctului de operare și se poate închide când nu este necesară; iv) metoda de implementare este simplă și robustă.



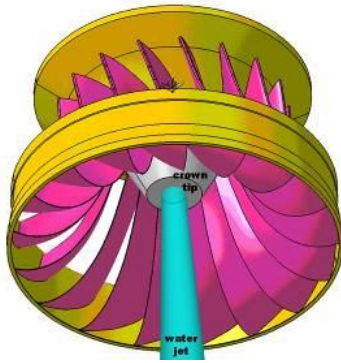


Fig. 1.26 Injecția de jet de-a lungul axei difuzorului conic, prin capătul coroanei rotorului [115].

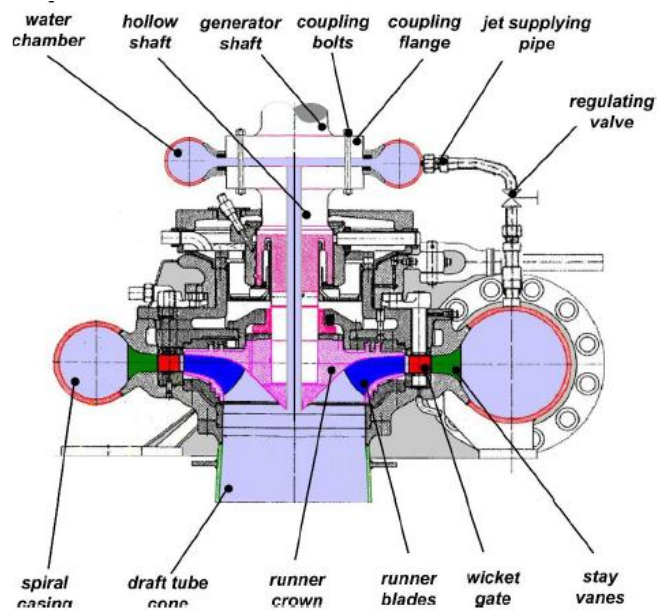


Fig. 1.27 Soluția tehnică de injecție de apă în tubul de aspirație [115].

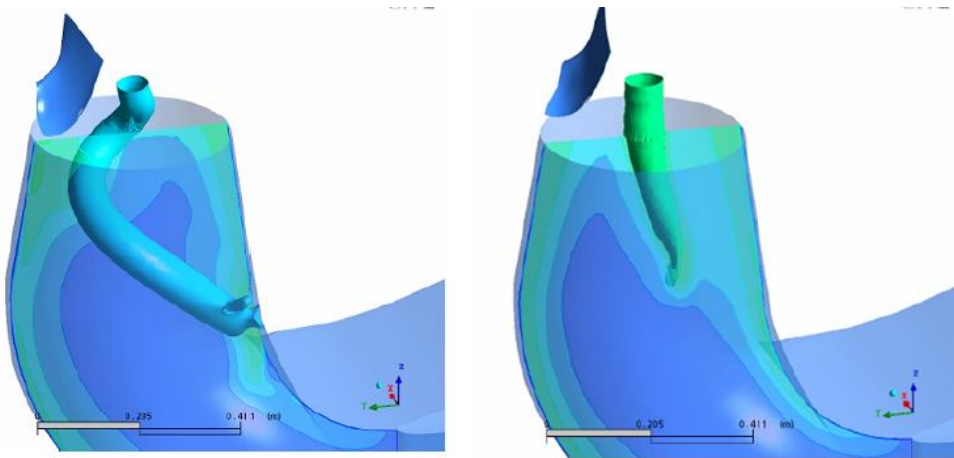


Fig. 1.28 Distribuția câmpului de viteză obținută din simularea numerică 3D, fără jet – stânga și cu jet – dreapta [115].

Metoda injecției axiale de apă prin coroana rotorului este o metodă activă de control, care elimină pulsațiile de presiune asociate fenomenului de vârtej funie prin eliminarea zonei de stagnare în jurul căreia se formează vârtejul funie [89]. Apa injectată împinge zona de stagnare afară din con conducând la eliminarea pulsațiilor de presiune și la o curgere stabilă.

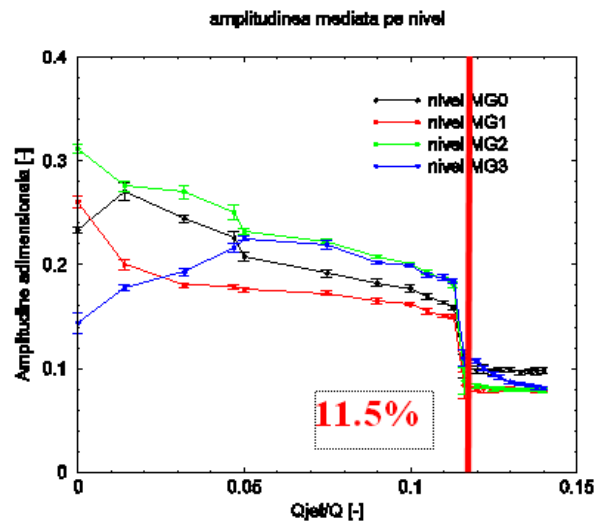


Fig. 1.29 Determinarea debitului critic de injecție pentru înlăturarea fluctuațiilor de presiune cu până la 70% față de varianta fără injecție de jet (cazul cu vârtej funie), [29].

Această metodă a fost analizată din punct de vedere numeric de către Susan-Resiga și alții [115]. Pe baza rezultatelor numerice s-a estimat ca debitul jetului de control trebuie să fie de aproximativ 10% din debitul nominal pentru eliminarea fluctuațiilor de presiune asociate vârtejurii funiei. Bosioc prezintă în teza de doctorat [29], în detaliu implementarea acestei noi metode pe standul experimental de la Universitatea "Politehnica" Timișoara și măsurători experimentale ale câmpurilor nestaționare de presiune și viteză cu Laser Doppler Velocimetry. De asemenea se mai arată că debitul necesar pentru eliminarea fluctuațiilor de presiune asociate vârtejurii funiei trebuie să fie mai mare de 11.5% (Fig. 1.29).

### 1.3. Metoda flow-feedback pentru controlul curgerii cu rotație în difuzorul conic

Conform rezultatelor obținute de Bosioc și alții [27], [28], [29] debitul de injecție necesar pentru eliminarea fluctuațiilor de presiune asociate vârtejurii funiei, trebuie să fie mai mare decât 11.5%. În cazul soluției investigate de Bosioc și alții [28], [29] debitul injectat este preluat din amonte. Ca urmare, volumul de apă utilizat pentru alimentarea jetului este considerat pierdere volumică, ducând la scăderea randamentului turbinei.

Răspunsul la întrebarea cum se poate alimenta jetul fără să se introducă pierderi volumice și astfel fără să se reducă randamentul turbinei, conduce la o primă concluzie. Astfel se observă prin examinarea curgerii cu vârtej în conul tubului de aspirație a turbinelor Francis care operează la sarcină parțială, că există un exces semnificativ a presiunii statice și totale la peretele conului. Această observație l-a condus pe Susan-Resiga, [117], să introducă o nouă tehnică de control a curgerii cu rotație din difuzorul conic, denumită *flow-feedback*. Cu ajutorul acestei noi metode o parte din debit este colectat de pe peretele conului în aval de rotor și transportat în amonte, pentru a elimina vârtejul funiei, prin injectarea acestuia în capătul coroanei.

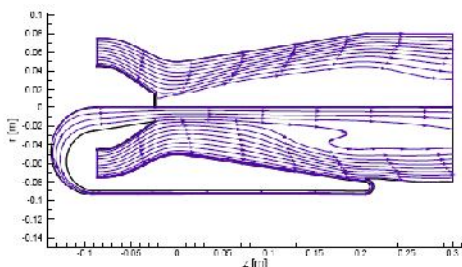


Fig. 1. 30 Liniile de curent pentru curgerea axial simetrică fără jet (planul de sus), respectiv cu flow-feedback (planul de jos) [118].

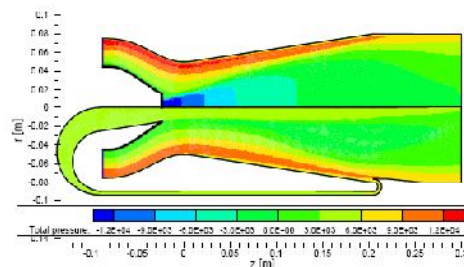


Fig. 1. 31 Presiunea totală pentru curgerea axial simetrică fără jet (planul de sus), respectiv cu flow-feedback (planul de jos) [118].

Fig. 1. 30 și Fig. 1. 31 prezintă o comparație a liniilor de curent, respectiv a câmpului de presiune totală, pe un domeniu de analiză axial simetric utilizat de Susan-Resiga, [118], cu și fără control a curgerii cu metoda flow-feedback. Este evident că mecanismul flow-feedback generează un control prin jet, care elimină cu succes regiunea de stagnare, stabilizând curgerea. Fig. 1. 31 scoate în evidență excesul presiunii totale în apropierea peretelui conului (planul de sus) și scăderea presiunii totale în apropierea axei când se implementează injecția de jet prin flow-feedback (planul de jos).

De asemenea în [117] și [118] se mai prezintă și o evoluție a presiunii statice, dinamice și totale în conul tubului de aspirație atunci când se folosește sau nu, injecția prin flow-feedback (Fig. 1. 32). Se observă că presiunea statică mediată crește aproape până la o valoare constantă, de-a lungul tubului de aspirație, corespunzător scade presiunea dinamică. Presiunea totală scade aproape constant, datorită pierderilor vâscoase. Pe de altă parte, după cum se observă (cu linii întrerupte) în Fig. 1. 32, recuperarea presiunii statice este semnificativă prin reducerea pierderilor datorate presiunii totale, când este implementat sistemul de flow-feedback. Mai mult cu metoda de control a curgerii flow-feedback, conversia dintre presiunea dinamică în presiune statică, are loc în prima parte a tubului de aspirație, cu o lungime egală cu diametrul gâtului, cea ce permite utilizarea unor tuburi de aspirație mai compacte. Se mai observă că pierderile sunt reduse cu 70%, când recuperarea de presiune crește cu 120%. Pentru toată lungimea difuzorului se obține o reducere de 63 % a pierderilor hidraulice, și o creștere a recuperării de presiune cu 43 %. Se poate spune că utilizarea acestui sistem de control a curgerii permite folosirea pentru turbinele hidraulice a unor conuri ale tubului de aspirație mai compacte, cu performanțe mai bune într-un domeniu larg de regimuri de funcționare. Debitul jetului pentru acest sistem este de 11% din debitul punctului de funcționare. Marele avantaj al metodei de control prin flow-feedback provine din faptul că elimină pierderile volumice asociate debitului jetului precum și energia suplimentară consumată pentru alimentarea jetului. Când se apropie de regimul optim de funcționare, intensitatea vârtejului scade și diferența de presiune între peretele conului și axă scade, reducându-se astfel debitul jetului.

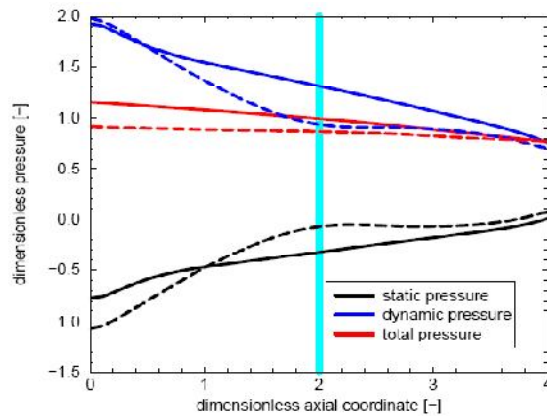


Fig. 1.32 Evoluția presiunii statice, dinamice și totale în conul tubului de aspirație. Cu linii solide s-a notat fără control, iar cu linii întrerupte cu flow-feedback [118].

Pentru a controla diminuarea/eliminarea efectelor vârtejului funie cu această metodă se recomandă utilizarea unei fracțiuni de 2-3% din debitul jetului care să fie alimentată din exterior.

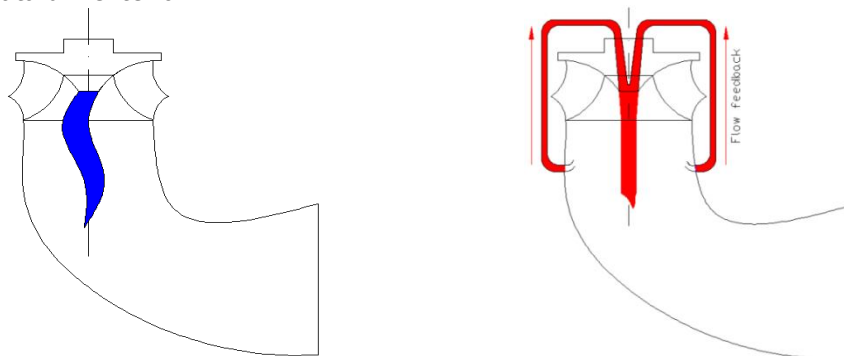


Fig. 1.33 Reprezentare schematică a vârtejului funie (stânga) și injecția de apă prin flow-feedback (dreapta), în tubul de aspirație al unei turbine Francis.

*Avantajele* acestei metode constau în faptul că nu necesită o sursă suplimentară de energie pentru alimentarea jetului, apa necesară alimentării jetului este preluată din avalul conului tubului de aspirație (de pe pereții conului), astfel nu se introduc pierderi volumice în sistem și nu scade randamentul turbinei (Fig. 1.33).

#### 1.4 Obiectivele și conținutul tezei de doctorat

Scopul activității de cercetare din cadrul tezei de doctorat, este de a proiecta, implementa, și analiza din punct de vedere experimental și numeric o nouă tehnică de eliminare a fluctuațiilor de presiune față de cea descrisă de Bosioc [29] (tehnica de injecție de apă preluată din amonte pentru eliminarea vârtejului funie din conul tubului de aspirație) și anume tehnica *flow-feedback*. Această tehnică presupune alimentarea jetului pentru eliminarea fluctuațiilor de presiune asociate vârtejului funie, prin preluarea unei fracțiuni din debit de pe pereții conului tubului de aspirație și reintroducerea lui de-a lungul axei difuzorului. Pentru îndeplinirea acestui scop s-au propus următoarele obiective:

1. Proiectarea, implementarea și testarea sistemului flow-feedback. Sistemul flow-feedback presupune în primul rând proiectarea unei camere spirale cu ieșire dublă, care este montată în avalul secțiunii de testare de pe standul experimental de la Universitatea "Politehnica" Timișoara. Aceasta va alimenta jetul prin legarea ei la un sistem de retur ce face legătura între aval și amonte (schema din Fig. 1.33 – dreapta).
2. Analiza experimentală a câmpului nestaționat de presiune concomitent cu cel de viteză utilizând Laser Doppler Velocimetry.
3. Analiza numerică a curgerii în secțiunea de testare cu și fără utilizarea injecției de apă dată de sistemul flow-feedback.
4. Compararea rezultatelor numerice cu cele experimentale. Acest din urmă obiectiv permite evaluarea eficacității sistemului flow-feedback. Ținând cont de obiectivele propuse, conținutul tezei a fost structurat după cum urmează:
  - Capitolul 1 - studierea stadiului actual al cercetărilor din domeniul mașinilor hidraulice, identificarea problemelor din funcționare și evaluarea metodelor de diminuare a pulsațiilor de presiune din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, dar și propunerea unei metode de control a curgerii cu rotație mai eficiente.
  - Capitolul 2 - descrierea instalației experimentale a curgerii cu vârtej funie și a echipamentelor de măsură; descrierea celor două secțiuni de testare – una pentru măsurarea câmpului de viteză și una pentru măsurarea câmpului de presiune, precum și descrierea softului de achiziție a datelor experimentale;
  - Capitolul 3 - Soluția tehnică de implementare pe standul experimental a metodei flow-feedback, cu proiectarea camerei spirale cu ieșire dublă, implementare, testare și evaluarea performanțelor acestui sistem;
  - Capitolul 4 – Flow-feedback cu aport suplimentar de energie. Acest capitol descrie o metodă de îmbunătățire a performanțelor sistemului flow-feedback, prin introducerea de energie suplimentară. Această energie suplimentară care se adaugă, va asigura înlăturarea fluctuațiilor de presiune asociate vârtejului funie, la fel ca în cazul alimentării jetului cu un debit de 11.5-12% din debitul nominal, preluat din amonte (conform rezultatelor obținute de Bosioc [29]).
  - Capitolul 5 – Evaluarea experimentală a influenței jetului generat de flow-feedback asupra profilelor de viteză mediate. Acest capitol va prezenta măsurători ale profilelor de viteză meridionale și circumferențiale mediate în timp cu ajutorul sistemului Laser Doppler Velocimetry (LDV), unde se va observa influența jetului dat de flow-feedback asupra zonei de quasi-stagnare asociată vârtejului funie.
  - Capitolul 6 - Analiza numerică a curgerii în generatorul de vârtej și secțiunea de testare. Se prezintă analiza numerică tri-dimensională (3D) a curgerii în generatorul de vârtej și bi-dimensională (2D) în secțiunea de testare.
  - Capitolul 7 – Validarea datelor numerice cu cele experimentale
  - Capitolul 8 – Concluzii, contribuții originale și perspective.

## 2. DESCRIEREA STANDULUI EXPERIMENTAL ȘI A ECHIPAMENTELOR DE MĂSURĂ

Pentru investigarea experimentală a curgerii cu vârtej funie dar și pentru controlul cu jet de apă în cadrul laboratorului de Pompe a Catedrei de Mașini Hidraulice a fost proiectat, dezvoltat și realizat un stand experimental, al cărui scop este de a reproduce la scară redusă fenomenul hidrodinamic dintr-o centrală hidroelectrică, specific curgerii cu rotație în avalul rotorului turbinei la debit parțial.

Acest capitol descrie standul experimental pentru investigarea curgerii cu rotație și a metodei de control cu injecție de apă prin metoda flow-feedback și jet cu apă preluată din amonte, dar și echipamentele de măsură pentru achiziția datelor experimentale. Standul experimental cuprinde trei circuite hidraulice: unul principal, unul secundar și unul prin care se face injecția de apă prin flow-feedback. Circuitul hidraulic principal cuprinde ca și componentă principală generatorul de vârtej împreună cu secțiunea de testare, care produce curgerea cu rotație. (Fig. 2. 1).

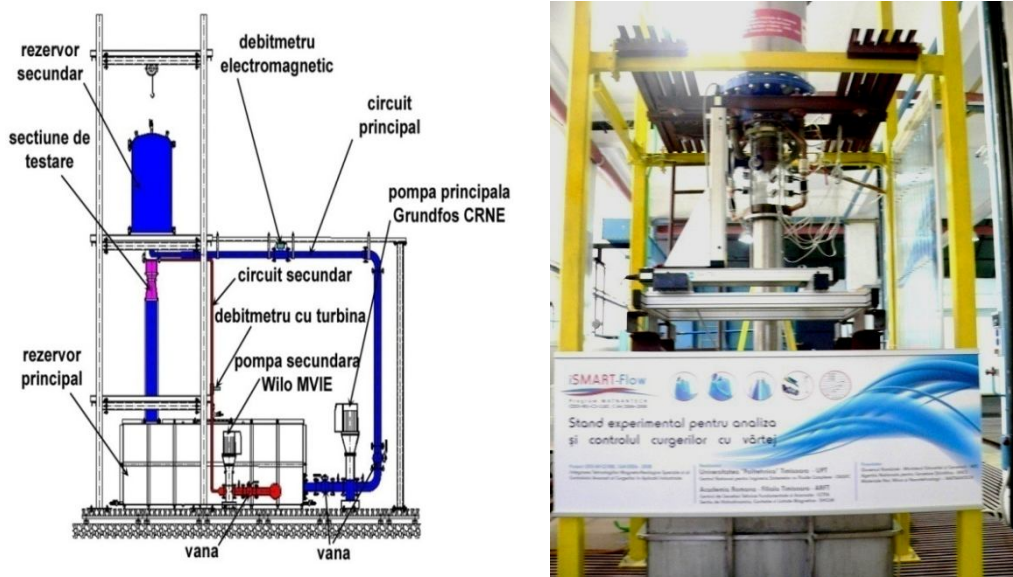


Fig. 2. 1 Schița standului experimental – stânga și respectiv vedere din Laboratorul de Pompe, catedra de Mașini Hidraulice, Universitatea "Politehnica" Timișoara.

Echipamentele de măsură se împart în : echipamente pentru determinarea caracteristicilor de funcționare a standului experimental (echipamente pentru măsurarea debitelor și echipamente pentru măsurarea turației) și echipamente pentru analiza curgerii din difuzorul conic (echipamente de măsură a profilelor de viteze, echipamente de măsură a pulsațiilor de presiune). Măsurarea profilelor de viteze se realizează cu sistemul optic Laser Doppler Velocimetry, iar măsurarea pulsațiilor de presiune de pe peretele secțiunii de testare se realizează cu ajutorul

traductorilor de presiune nestaționari. Ambele metode de măsurare sunt metode neinvazive, astfel nu se perturbă fenomenul curgerii din conul secțiunii de testare.

Din măsurarea profilelor de viteze se poate analiza curgerea din secțiunea de test împreună cu zona de stagnare ce apare în cazul curgerii cu vârtej funie, iar din măsurarea pulsațiilor de presiune se poate analiza recuperarea de presiune pe peretele secțiunii de test dar și analiza spectrală a semnalului.

Fig. 2. 1 prezintă schema standului experimental, cu albastru traseul hidraulic principal cu rol de generare a vârtejului funie, iar cu roșu traseul hidraulic secundar necesar controlului injecției de apă. Între rezervorul principal și cel secundar, se află secțiunea de test ce conține și generatorul care produce curgerea cu rotație.

## 2.1. Circuitul hidraulic principal

Are rol de a oferi un debit stabil secțiunii de testare. Prezintă posibilitatea reglării presiunii și menținerea valorii dorite pe tot parcursul unei măsurători.

Elementele principale ale acestuia sunt prezentate de Bosioc în [29] Fig. 2. 2:

- Rezervorul principal: confecționat din oțel inoxidabil cu o capacitate de 4 m<sup>3</sup>, cu un diametru nominal al secțiunii de ieșire spre pompa principală de ø100. Permite funcționarea standului experimental atât în suprapresiune dar și în depresiune deoarece are prevăzute nervuri sudate pentru protecție la diferențele de presiune. În interiorul rezervorului sunt prevăzute site metalice cu rol de uniformizare a apei.
- Pompa principală cu turație variabilă: de tip Grundfos CRNE poate furniza un debit cuprins între 0...35 l/s, o înălțime maximă de pompare de 65.5 m cu o putere maximă absorbită de 15 kW.
- Circuitul principal: cu un diametru de ø 100 mm, este prevăzut cu vane pentru reglarea parametrilor instalației;
- Rezervorul secundar: situat la al doilea etaj al standului experimental are rol de uniformizare a curgerii înainte de a intra în secțiunea de măsură. Este confecționat din oțel inoxidabil și rezistă la o presiune maximă de 30 bar. Pentru uniformizarea curgerii înainte de intrare în secțiunea de test, în interiorul acestuia sunt prevăzute site metalice de tip fagure. Un alt rol funcțional este acela de aerisire, fiind componenta situată la cel mai ridicat nivel.
- Debitmetrul electromagnetic amplasat pe circuitul principal măsoară debite cuprinse între 5-50 l/s cu o precizie de 0.3% din debitul măsurat. Oferă o bună precizie și induce pierderi hidraulice minime în traseul hidraulic datorită faptului că nu are nici o piesă în mișcare;
- Secțiunea de testare al cărui rol principal este de a produce o curgere similară cu cea de la ieșirea dintr-o turbină hidraulică reală, cuprinde și generatorul curgerii cu rotație (cu vârtej). Acestea vor fi detaliate în următoarele subcapitole.

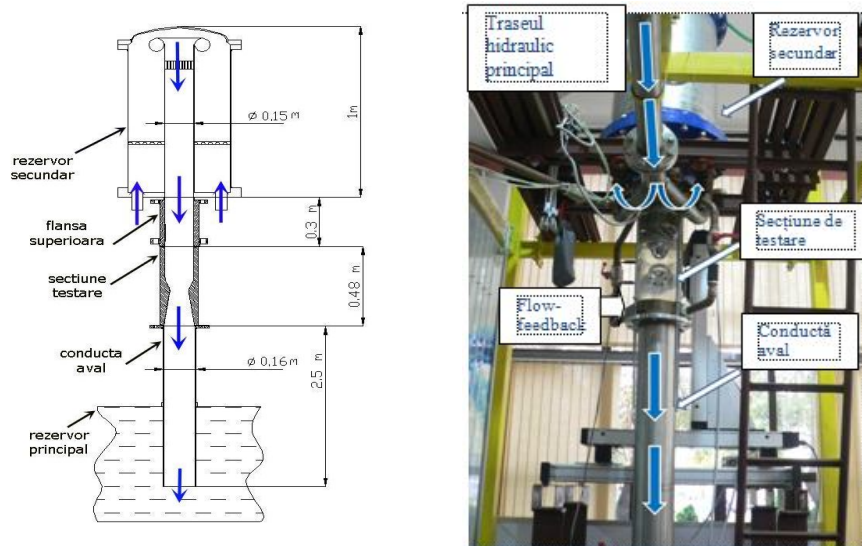


Fig. 2. 2 Schiță ale elementelor componente importante din traseul hidraulic principal cu cotele de gabarit (dreapta) și exemplificarea lor pe standul experimental (stânga) [29].

## 2.2. Circuitul (sistemul) flow-feedback

Sistemul flow-feedback asigură injecția de apă cu prelevare din avalul generatorului de vârtej (se prelevează o fracțiune din debit de pe peretele secțiunii de testare) și se transportă în amonte ( Fig. 2. 3).

Acesta cuprinde camera spirală cu ieșire dublă (CSED), sistemul de retur pentru preluarea apei de injecție, inelul de alimentare care permite trecerea apei prin găurile spițelor ogivei și mai departe prin duza de injecție. Pentru alimentarea cu debit suplimentar a sistemului flow-feedback se utilizează o pompă secundară. Proiectarea, analiza, implementarea și testarea sistemului flow-feedback va fi descrisă detaliat în capitolul 3.



Fig. 2. 3 Sistemul flow-feedback implementat pe standul experimental.



### 2.3. Generatorul curgerii cu rotație de pe standul experimental

Generatorul curgerii cu rotație este montat pe circuitul hidraulic principal și se găsește în interiorul secțiunii de testare (Fig. 2. 4). Generatorul curgerii cu rotație împreună cu secțiunea de testare constituie partea principală a stațiunii experimentale deoarece în această zonă are loc dezvoltarea unei curgeri similare cu cea din avalul turbinelor hidraulice, atunci când acestea funcționează la sarcină parțială. Secțiunea de testare are același unghi al conului de  $8,5^\circ$  similară conului tubului de aspirație din turbinele hidraulice. Astfel se realizează o similitudine geometrică între curgerea din avalul turbinei Francis și curgerea din avalul generatorului existent pe standul experimental. Generatorul este format din ogivă, două paletaje și anume un paletaj fix și unul mobil, bucsă de legătură și duză (Fig. 2. 4).

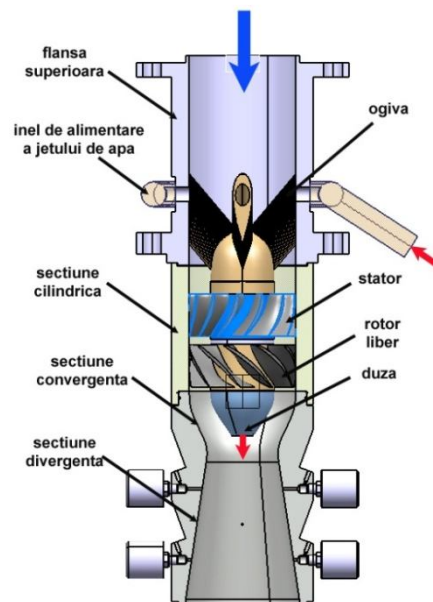


Fig. 2. 4 Generatorul curgerii cu rotație împreună cu secțiunea de testare convergent-divergentă [29].

*Ogiva* (Fig. 2. 5) are rol de a susține întreg ansamblul generator de vârtej precum și acela de a alimenta jetul cu un debit constant de apă. Pentru ca în timpul funcționării stațiunii să nu influențeze curgerea, cele patru profile pentru susținere sunt proiectate hidrodinamic, având și o înclinare pentru ca pierderile hidraulice să fie minime.

*Bucșa de legătură* (Fig. 2. 6), confecționată din alamă, are rol de a susține cele două paletaje, și face legătura între ogivă și duză. Mai prezintă o cotă de legătură în scopul poziționării paletajului mobil în zona de început a secțiunii convergente.

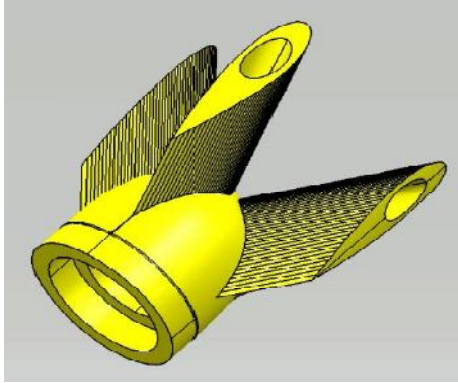


Fig. 2. 5 Ogiva.

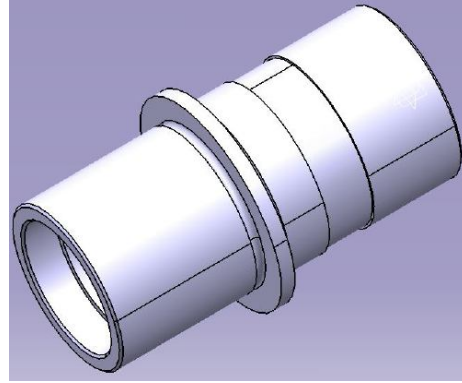


Fig. 2. 6 Bucșa de legătură.

Scopul *paletajului fix* (Fig. 2. 7), este de a conferi fluidului la ieșirea din acesta o curgere similară cu cea de la ieșirea din statorul unei turbine hidraulice, având 13 paletaje fixe. De asemenea induce o mișcare rotațională curgerii datorate componente tangențiale. Această mișcare rotațională indusă de paletajul fix este preluată de paletajul mobil. Paletajul fix utilizat în cazul măsurătorilor experimentale cu și fără injecția de jet prin flow-feedback este diferit față de cel utilizat de Bosioc în teza lui de doctorat [29]. Acest nou paletaj fix prezintă unghiurile de curgere relativ și absolut a căror valori sunt de  $\alpha_{hub}^{(1)} = 50^\circ$  și  $\alpha_{tip}^{(1)} = 50^\circ$ . Paletajul statoric (fix), cu această configurație a fost implementat pe standul experimental, realizându-se măsurătorile de presiune și viteză aferente (statorul a cărui analiză a fost făcută de către Bosioc în teza lui de doctorat a avut configurația valorică  $\alpha_{hub}^{(1)} = 45^\circ$  și  $\alpha_{tip}^{(1)} = 60^\circ$ ), în schimb s-a păstrat aceeași configurație a rotorului liber cu  $\beta_{hub}^{(1)} = 25^\circ$  și  $\beta_{tip}^{(1)} = 55^\circ$ . Această nouă configurație produce o curgere mult mai accesibilă pentru injecția de apă dată de sistemul flow-feedback.



Fig. 2. 7 Paletajul fix.

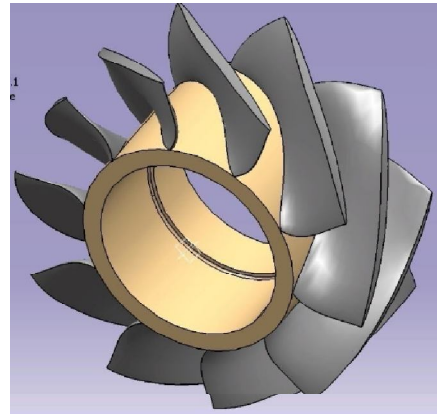


Fig. 2. 8 Paletajul mobil.

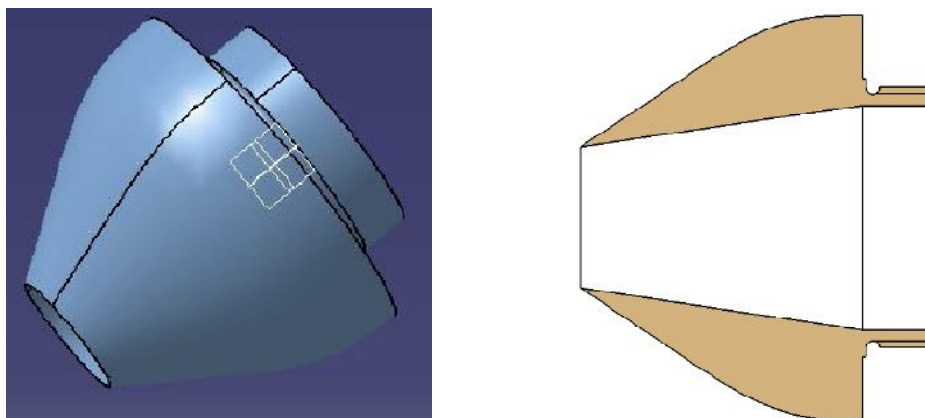


Fig. 2. 9 Duza de injecție.

*Paletajul mobil* (Fig. 2. 8), are rol de a conferi fluidului la ieșire o curgere similară cu cea de la intrarea din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, având un număr de 10 palete se rotește liber, datorită rolului de a redistribui presiunea. Astfel se decelerează curentul la butuc și se accelerează la periferia paletei. Aceste fenomene de decelerare a curentului în zona butucului, respectiv accelerare în zona periferică, permite ca zona periferică să se comporte ca o pompă datorită excesului de energie specifică și zona butucului să se comporte ca o turbină, datorită deficitului de energie specifică. Datorită celor două fenomene, paletajul mobil aflat în curent se va stabiliza la un moment dat și va apărea fenomenul de vârtej funie [118]. Pentru a avea o rotație cât mai bună a paletajului, lăgăruirea între bușa de legătură și paletajul mobil, s-a realizat pe o bușă cu ungere proprie pe bază de teflon. Modul de proiectare a celor două paletaje este prezentat de Susan-Resiga și alții [118], care prezintă un studiu parametric prin variația a diferite valori pentru unghiurile relativ și absolut a curgerii. *Duza* (Fig. 2. 9), are rol de injectare a jetului.

#### **2.4. Secțiunea de testare pentru măsurarea profilelor de viteză concomitent cu măsurarea câmpului de presiune**

Ansamblul generator cuprinde secțiunea cilindrică în care se găsește generatorul de vârtej, secțiunea convergent-divergentă de plexiglas necesară măsurării profilelor de viteze cu Laser Doppler Velocimetry concomitent cu cea a pulsațiilor de presiune și conducta amonte care are rol de susținere a generatorului de curgere cu rotație și de alimentare a duzei de injecție. Paletajele fix și rotativ se găsesc în secțiunea cilindrică și au un diametru la periferie de  $\varnothing$  150 mm. Lungimea secțiunii de testare este de 300 mm. Pentru măsurarea cu Laser Doppler Velocimetry secțiunea de test are prevăzute trei ferestre de vizualizare în care sunt montate oglinzile de măsură și doi traductori de presiune nestaționari (Fig. 2. 10). Oglinzile montate în aceste ferestre au proprietăți de antireflexie și sunt prelucrate pentru a avea fețe perfect paralele în vederea unei măsurări cât mai precise. Prima fereastră este situată în secțiunea convergentă la 70 mm aval de intrare, a doua la 120 mm, iar a treia la 200 mm. Au fost poziționate astfel încât axele acestora să fie perpendiculare pe secțiunea interioară și să influențeze cât mai puțin curgerea în

interiorul secțiunii. Întregul ansamblu (Fig. 2. 11) mai conține o componentă cilindrică cu o lungime de 200 mm unde se va situa cele două paletaje.

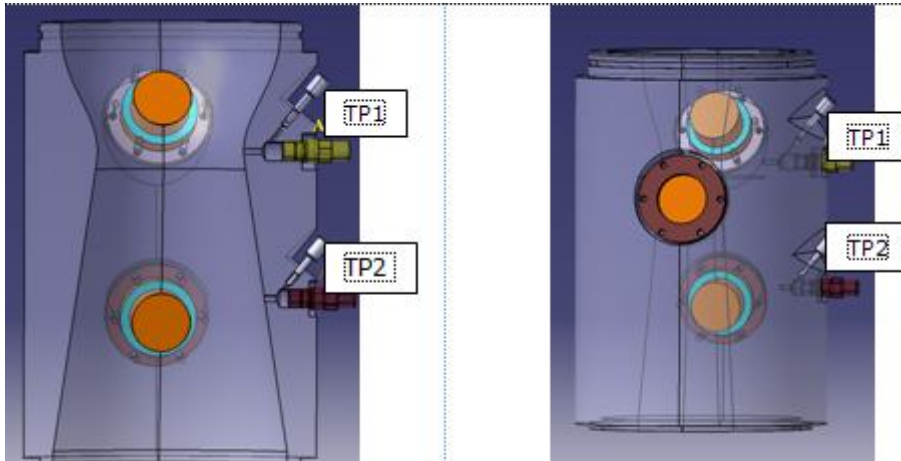


Fig. 2. 10 Secțiunea de testare cu cei doi traductori de presiune și ferestre optice pentru măsurători cu LDV.

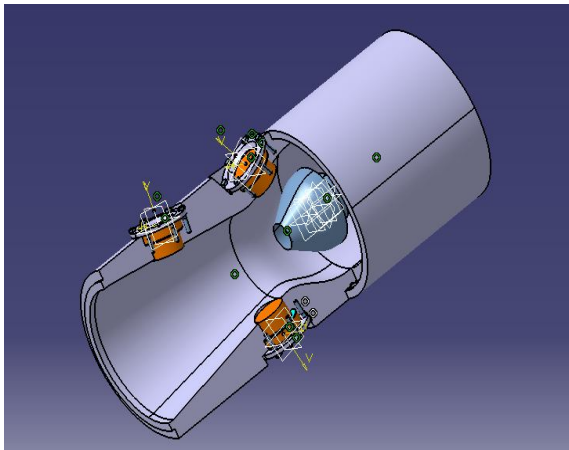


Fig. 2. 11 Secțiunea de testare împreună cu secțiunea cilindrică, varianta proiectată (stânga) și varianta executată (dreapta).

## 2.5. Secțiunea de testare pentru măsurarea pulsațiilor de presiune

Pentru măsurarea pulsațiilor de presiune din secțiunea divergentă s-a proiectat o nouă secțiune de plexiglas ce are prevăzute 8 puncte pentru montarea traductorilor de presiune (Fig. 2. 12). Pentru secțiunea de test necesară măsurării

presiunii se va respecta profilul interior similar secțiunii pentru măsurarea profilelor de viteză.

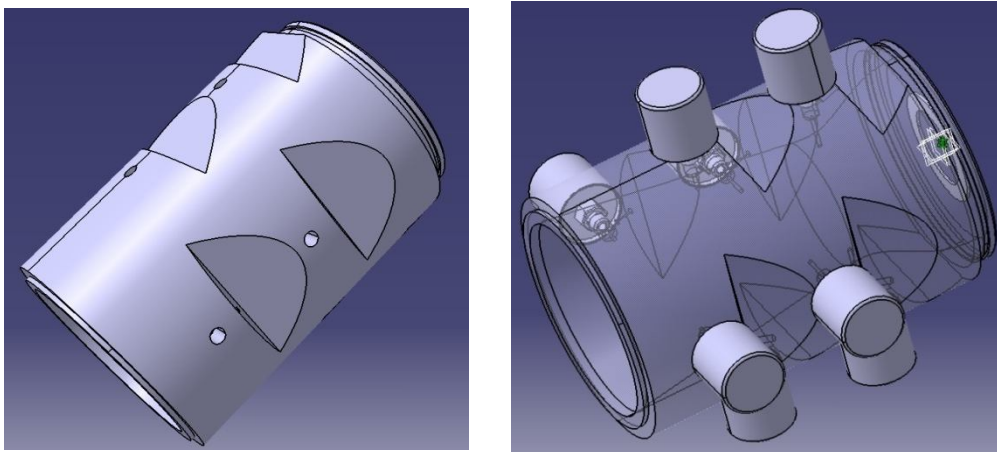


Fig. 2. 12 Secțiunea de testare pentru măsurarea presiunii [29].

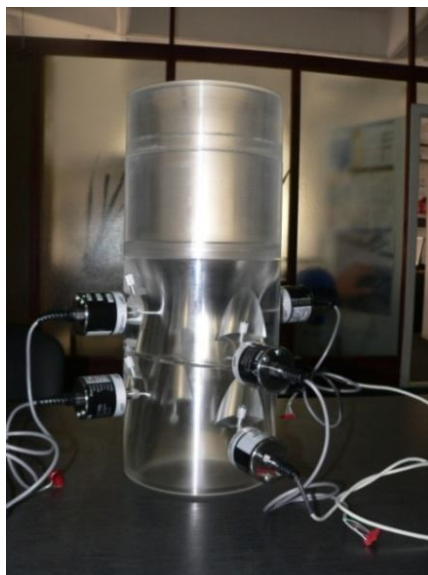


Fig. 2. 13 Secțiunea de testare după montarea traductorilor de presiune.

Pe lângă găurile principale mai avem montate și găurile de aerisire prevăzute fiecare cu șuruburi. Traductorii sunt montați doi câte doi pe părți opuse, a patru nivele. Astfel primul set este situat la distanța de 87 mm față de intrare exact în zona de gât, urmând ca restul să fie pe con din 50 în 50 de mm (Fig. 2. 13).



Fig. 2. 14 Vârtejul funie obținut cu noul generator de curgere cu rotație fără injecție de apă (stânga) și cu injecție de apă (dreapta) [29].

Mai departe se prezintă vârtejul funie obținut cu generatorul de vârtej prezentat anterior (Fig. 2. 14). Pentru obținerea vârtejurii funie turația rotorului măsurată cu senzor de turație (se va descrie în continuare), a fost de aproximativ 920 rot/min la un debit nominal al pompei de 30 l/s. Se observă că vârtejul se formează la ieșirea din duză, are o formă elicoidală cu o mișcare de precesie și se continuă până la ieșirea din con pe o lungime de 200 mm. Atunci când se injectează apă este împins pe con în jos [84], [85], [86].

## 2.6. Echipamentele de măsură

Aparatele de măsură ce echipază standul experimental se împart în două categorii:

- echipamente de măsură pentru determinarea caracteristicilor principale de funcționare ale standului: debitmetre, manometre, apometru, traductor de turație.
- echipamente de măsură pentru investigarea curgerii cu rotație din difuzorul conic: traductorii de presiune nestaționari și sistemul optic de măsură a vitezei Laser Doppler Velocimetry.

### 2.6.1. Echipamente pentru determinarea caracteristicilor principale

#### 2.6.1.1. Echipamente pentru măsurarea debitelor

Debitul ce se măsoară pe cele două trasee – cel principal și cel secundar - respectiv debitul de pe traseul de alimentare suplimentar al sistemului flow-feedback, se face cu ajutorul a două debitmetre ce funcționează pe principii diferite, respectiv un debitmetru de tip apometru. Astfel pentru măsurarea debitului pe traseul principal se folosește un debitmetru electromagnetic, pe traseul secundar se folosește un debitmetru cu turbină, iar pe traseul suplimentar de alimentare a sistemului flow-feedback avem un debitmetru de tip apometru.

*Debitmetrul electromagnetic* se folosește pentru măsurarea debitului de pe circuitul hidraulic principal. Debitmetrele electromagnetice sunt generatoare electrice, care funcționează pe același principiu al străbaterii unui câmp magnetic de către un conductor, ca la mașinile electrice rotative. Semnalul de ieșire din debitmetru este semnal treaptă cu frecvență variabilă.

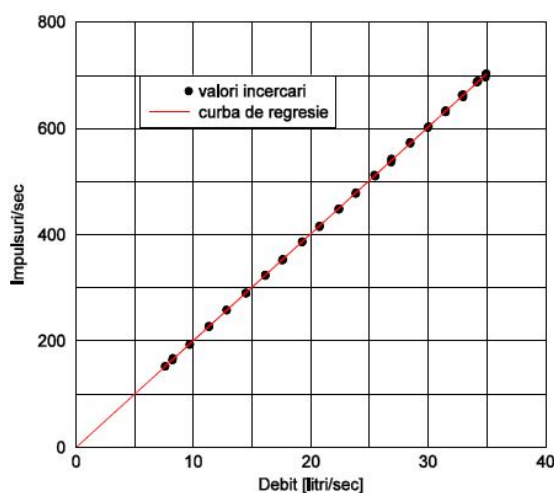


Fig. 2. 15 Punctele de măsură și curba de regresie pentru calibrarea debitmetrului Electromagnetic [29].

Pentru calibrarea debitului afișat electronic de programul de achiziție s-au efectuat o serie de măsurători, citindu-se debitul afișat de convertorul de semnal și numărul de impulsuri pe secundă recepționat de programul de afișare numerică.

Din trasarea graficului celor două va rezulta o constantă a debitmetrului electromagnetic (Fig. 2. 15). Astfel s-a determinat că pentru debitmetrul electromagnetic coeficientul este  $KEM=20.0952$ . Acest coeficient va fi setat în programul de achiziție de date pentru a transforma impulsurile date de debitmetru în valori ale debitului în l/s.

La *debitmetrul cu turbină*, are o precizie de 0.05%, având domeniul de măsură cuprins în domeniul 0- 7 l/s, iar determinarea valorii debitului se face de obicei cu ajutorul unui traductor inductiv, care are drept mărime de ieșire impulsuri electrice (de tensiune). Debitul se determină ca o funcție liniară de frecvență  $f$  a impulsurilor:

$$Q = a + b \cdot f \quad (2. 1)$$

Tabel 2. 1 Determinarea coeficienților de calibrare a debitmetrului cu turbină.

| Debit [l/min] | Debit [l/s] | Coeficient K |
|---------------|-------------|--------------|
| 389.694455    | 6.49491     | 327.942      |
| 226.73874     | 3.778979    | 328.406      |
| 131.00363     | 2.18339     | 328.058      |
| 80.40246      | 1.3333      | 328.961      |
| 49.12045      | 0.81        | 329.928      |
| 33.93256      | 0.56554     | 330.213      |
| 17.61641      | 0.29361     | 326.093      |
| 10.54791      | 0.175798    | 320.285      |
| 6.33653       | 0.105608    | 305.389      |
| 3.617115      | 0.0061      | 260.968      |

Debitmetrul este echipat cu un traductor de debit ce transformă mișcarea de rotație a turbinei debitmetrului în semnal electric ce poate fi citit direct de la calculator. Astfel produce la ieșire un semnal cuprins între 0-5 V în curent continuu, ce poate fi transmis la distanțe mari fără a se pierde semnal. Pentru a se asigura măsurarea corectă, a fost efectuată calibrarea acestuia. Astfel a fost testat începând de la debite mici până la debitul maxim aproximativ 6.4 l/s. Tabel 2. 1 prezintă valorile coeficientului de debit  $K$  funcție de diferite valori ale debitului de injecție.

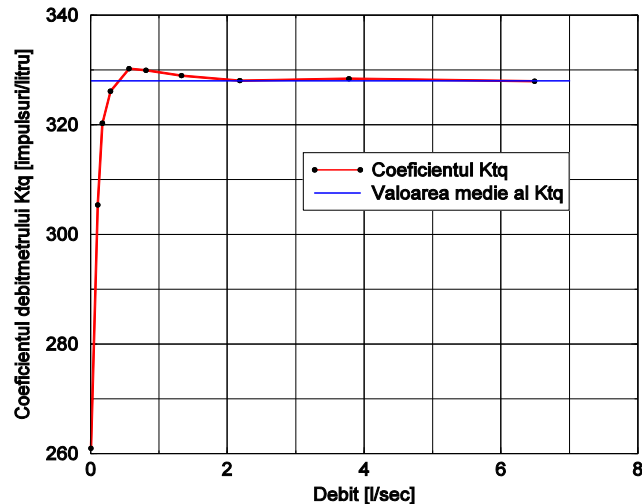


Fig. 2. 16 Curba de calibrare a debitmetrului cu turbină [29].

Din curba de calibrare a debitmetrului (Fig. 2. 16), cât și din Tabel 2. 1 se observă că valoarea care se introduce în programul de achiziție corespunzătoare debitului de 0.6 l/s, este de aproximativ  $K = 330$ .

De asemenea mai este montat un *debitmetru de tip apometru* (Fig. 2. 17), care citește debitul suplimentar necesar sistemului flow-feedback pentru diminuarea fluctuațiilor de presiune la fel ca în cazul introducerii de jet cu 12% din debitul nominal, preluat din amonte. Acest sistem se va descrie în capitolul 4.



Fig. 2. 17 Debitmetru tip apometru de pe traseul sistemului flow-feedback cu energie suplimentară.



Astfel debitul citit la apometru s-a determinat după următorii pași:

- se citește valoarea de pe apometru, care este exprimată în  $m^3/oră$ ,
- după un interval de măsură de 1 minut se citește valoare inițială;
- diferența dintre valoarea citită după un minut și valoarea anterioară citirii rezultă în l/min, care se transformă în l/s.

Tabel 2. 2 Determinarea experimentală a debitului suplimentar de injecție pe sistemul flow-feedback funcție de turația pompei secundare.

| Turația pompei secundare<br>n [rot/min] | $Q_{\text{anterior apometru}} - Q_{\text{final apometru}}$<br>[l/min] | Q/60<br>[l/s] |
|---|---|---------------|
| 1000                                    | 10.65   | 0.1775        |
| 1500                                    | 15.9  | 0.265         |
| 2000                                    | 21.4  | 0.356         |
| 2500                                    | 26.5  | 0.4416        |
| 3000                                    | 31.85   | 0.5308        |
| 3450                                    | 37.15   | 0.61          |

Din Tabel 2. 2 se observă că la o turație a pompei secundare de 3450 rot/min, se atinge debitul suplimentar de injecție de 0.6 l/s, care reprezintă 2% din debitul nominal.

#### 2.6.1.2. Echipamente pentru măsurarea turației rotorului mobil

Determinarea experimentală a turației rotorului servește ca și condiție în simularea numerică, în scopul comparării rezultatelor numerice cu cele experimentale.

Pentru determinarea turației rotorului s-a montat pe fiecare paletă a rotorului un magnet care conține un metal din categoria pământurilor rare, iar pe secțiunea de testare s-a montat un traductor de turație (senzor magnetic). Atunci când rotorul se învâрте, fiecare paletă cu câte un magnet va trece prin dreptul traductorului, iar acesta va măsura pulsuri electrice. Achiziția care se face în timp real cu ajutorul unui program realizat în LabView, reprezintă timpul dintre două pulsuri electrice.

Senzorii magnetici detectează modificări ale câmpului magnetic, care au fost create sau modificate, iar din acestea se scot informații legate de direcție, rotație, viteza unghiulară sau curent. Semnalul de ieșire a acestor senzori necesită un semnal de procesare pentru transpunerea în parametrii doriți.

Caracteristici ale senzorului magnetic:

- domeniul de sesizare: 60mm
- tensiunea de alimentare: 10...30VDC
- tipul conexiunii: conector M8, 3 pini
- temperatura de operare: -25...+75 °C

Magnetul tip neodim-fier-bor (NdFeB), cunoscut și sub numele de neodymium sau supermagneți este unul dintre magneții care conține un metal din categoria pământurilor rare care depășește forța coercitivă și produsul energetic al oricărui magnet cunoscut până acum. Din acest motiv, acest produs reprezintă generația nouă a magneților ce au la baza metale rare. Magneții din neodim sunt foarte stabili. Sunt puțin sensibili la câmpurile magnetice externe, dar sunt predispuși la corodare și în cazul temperaturilor înalte își pot pierde magnetismul.

Avantajul net al magneților tip NdFeB este funcționarea sigură și caracteristici magnetice excelente raportate la o masă mai mică. Magneții neodim sunt protejați la suprafață cu zinc (Zn), nichel (Ni) sau rășini epoxidice.

Domenii de utilizare:

- piese electronice
- separatoare
- motoare, ambreiaje

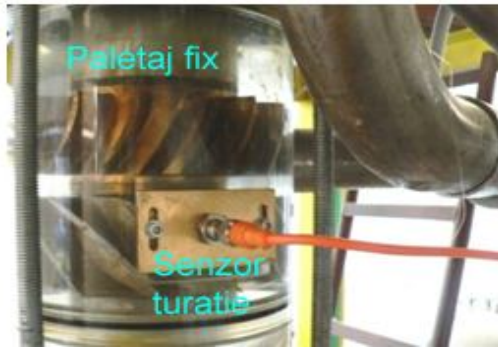


Fig. 2. 18 Montarea pe standul experimental a senzorului magnetic.



Fig. 2. 19 Magneții care s-au montat pe rotor pentru determinarea turației rotorului.

Mai departe se prezintă graficul corespunzător turației funcție de debit (Fig. 2. 20). Astfel la un debit nominal de aproximativ 30 l/s, rezultă o turație de aproximativ 920 rpm.

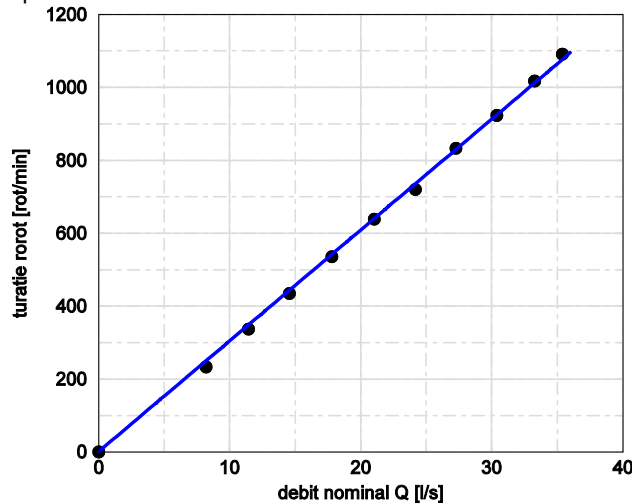


Fig. 2. 20 Turația rotorului  $n = n(Q)$ .

Fișierul de date din care se determină turația rotorului, scoate intervalul de timp dintre două pulsuri de-a lungul unui timp impus de 10 sec. Astfel la 10 valori de debit se obțin 10 fișiere cu un număr de intervale de timp care se mediază între ele. Din media timpului se obține frecvența ca:  $f \text{ [Hz]} = 1/10 \times \Delta t$ , unde: 10 reprezintă numărul de palete ale rotorului, iar  $\Delta t$  este intervalul de timp mediat. Mai departe se determină turația ca:  $n \text{ [rpm]} = f \cdot 60$ .

Turația rotorului a fost determinată și de Bosioc [29], utilizând un generator variabil cu amplificator de frecvență. Semnalul de ieșire este trecut printr-un numărător. Numărătorul afișează valoarea măsurată a frecvenței. Mai departe semnalul este preluat de un stroboscop și de aici semnalul este preluat de o lampă montată pe secțiunea de plexiglas în dreptul rotorului. Măsurătorile se fac la diferite debite, rezultând și în acest caz că turația rotorului la debitul nominal de 30l/s, este de aproximativ 920 rot/min.

### 2.6.3. Echipamente pentru măsurarea vitezei

În vederea investigării măsurătorilor de viteză într-un anumit punct din conul tubului de aspirație se folosește măsurarea cu LDV. Această metodă este o tehnică de măsură a vitezei neinvazivă, ce poate fi aplicată în fluide transparente cu un indice de refracție omogen. Metoda determină viteza instantanee a particulelor de suspensie ce au fost introduse în fluid înainte [48]. O schemă simplă de funcționare a LDV este prezentată în figura de mai jos:

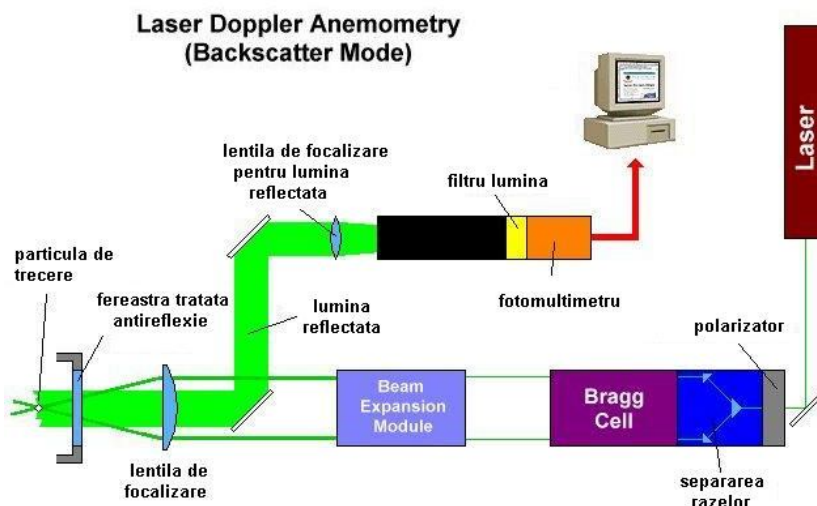


Fig. 2. 21 Schema de funcționare al unui LDV.

Schema prezintă principiul de măsurare cu LDV pe metoda preluării luminii reflectate de aceeași sondă de măsură. Fascicolul de lumină este generat de tubul laser, după care ajunge în celula de separare (Bragg Cell). După ce fascicolul luminos a fost împărțit în două lumini de culori diferite, ele trec printr-un modulul de amplificare (Beam expansion module), după care cu ajutorul fibrei optice și a lentilelor ajunge în secțiunea de test. Lumina reflectată înapoi este preluată de un fotomultimetru, după care semnalul digital este transmis la calculator.

Pentru măsurarea vitezei particulei din fluidul de lucru se folosește următoarea formulă:

$$V_{particula} = c \times [1 - (\lambda_i / \lambda_0)] \quad (2. 2)$$

Unde:

- $c$ , constanta de măsurare,
- $\lambda_i$ , lungimea de undă generată de laser,
- $\lambda_0$ , lungimea de undă reflectată de particulă.

Particula de reflexie trece prin zona de intersecție a celor două fascicule de lumină formând așa numita zonă cu franje (Fig. 2. 22), fiind iluminată.

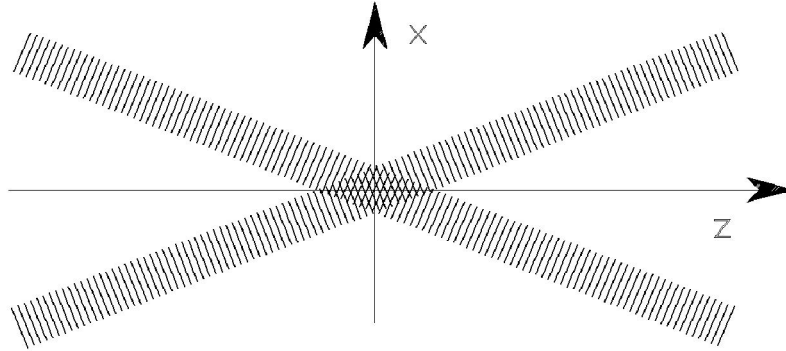


Fig. 2. 22 Intersecția a două fascicule de lumină (zona cu franje) [4].

Lumina reflectată trece dintr-o lentilă în proba de recepție, după care ajunge la detector. Acest detector poate fi o fotodiodă sau un fotomultimetru. Semnalul de la detector este periodic și are frecvența:

$$f = V_x / d = [2V_x \cdot \sin(\psi / 2)] / \lambda \quad (2. 3)$$

Unde:

- $\psi$ , unghiul dintre razele laser emise de sonda de măsură,
- $\lambda$ , lungimea de undă,
- $d$ , distanța dintre două franjuri din volumul de probă,
- $V_x$ , componenta  $X$ , a vitezei particulei perpendiculară pe planul de interferență.

Alte componente ale vitezei sunt determinate de franjele perpendiculare pe primul set. Două perechi de raze setate ortogonal, pot forma un singur volum de măsură. Distincția dintre cele două se face folosind două frecvențe diferite. Una pentru o pereche de raze, iar altă frecvență pentru celălalt set de raze. Diferența dintre ele se face și prin culorile diferite.

Pentru o mobilitate cât mai mare a sistemului de măsură, fibra optică face legătura dintre separatorul de raze și sonda de măsură. Pentru un sistem 2D pe fibră optică se vor afla patru fascicule de lumină, două având culoarea verde, iar două având culoarea bleu. Pe aceeași fibră se va afla și lumina de reflexie provenită de la particulele de suspensie. La rândul ei lumina de reflexie este trimisă la un separator de culori, filtrată și amplificată cu ajutorul unor fotodiode situate pe fiecare lumină (în cazul de față 2 lumini). Frecvența acestora este analizată de un procesor, după care semnalul este trimis la calculator.

Determinarea câmpului de viteză nestaționară se va determina cu ajutorul unui sistem Laser Doppler Velocimetry, achiziționat de la Dantec Dynamics. Se vor măsura două profile de viteză (viteza meridională și viteza circumferențială), simultan cu achiziția presiunii. Principiul de măsurare este prezentat în Fig. 2. 23.

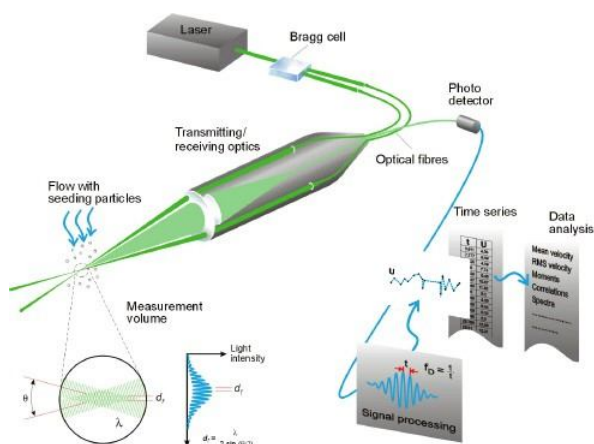


Fig. 2. 23 Schița LDV de funcționare și prelucrare a datelor.

Sistemul LDV este alcătuit din trei părți principale:

- Sistemul de generare al razei laser și măsurare;
- Sistemul de reglare al traverselor;
- Sistemul software de achiziție.

#### Sistemul de generare al razei laser

Cuprinde sursa și generatorul de laser. Generatorul conține un rezervor în care se găsește argon. În funcție de intensitatea curentului cu care este lovit la capete acestuia se formează o rază laser de intensități diferite. Întreg sistemul este răcit cu ajutorul a două ventilatoare care în momentul opririi razei laser încă funcționează. Prin intermediul termostatului acestea se opresc atunci când rezervorul de argon a ajuns la o temperatură optimă. La capătul generatorului se formează fascicolul laser care cuprinde mai multe culori.

După ce fascicolul laser iese din generator acesta intră în separator, care are rolul de a diviza fascicolul prima dată în două raze laser de lumini diferite. După aceea fiecare lumină se mai divide în 2 părți pentru a se putea efectua măsurătoarea.



Fig. 2. 24 Sistemul de generare al razei laser.



Fig. 2. 25 Sistemul LDV cu sonda de măsură în timpul măsurătorilor profilelor de viteză.

După ce fiecare fascicol este reglat în parte cu ajutorul unui conector razele sunt direcționate spre sonda de măsură (Fig. 2. 25). Astfel pentru măsurarea 2D razele verzi corespunzătoare profilelor de viteze meridionale au o distanță între raze de 39.298 mm, iar razele albastre corespunzătoare profilelor de viteze circumferențiale au o distanță între raze de 39.198 mm. Distanța focală a lungimii lentilelor utilizate este de 159.6 mm, reprezentând distanța care trebuie luată în calcul atunci când se instalează software-ul necesar achiziției de date.

### Volumul de măsură

Măsurătorile au loc la intersecția dintre cele două fascicule laser incidente, iar acest volum de măsură este definit ca volumul interior unde adâncimea volumului este mai mică decât lungimea acestuia. Corespunzător intensității distribuției Gaussiene în fascicule, volumul de măsură este un elipsoid arătat în figura de mai jos:

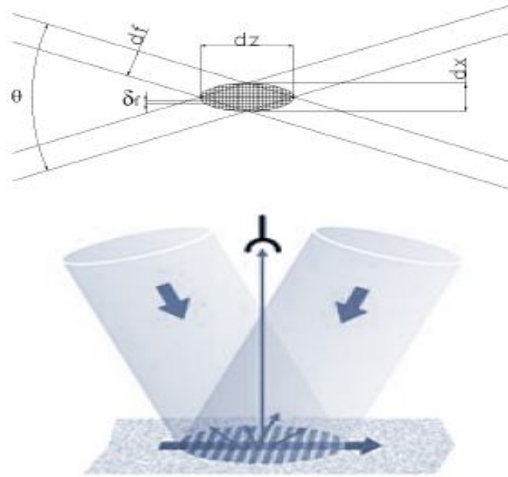


Fig. 2. 26 Volumul de intersecție a două fascicule [4].

În LDA nu se măsoară viteza fluidului ci viteza particulelor suspendate în fluid. În acest caz particulele din apă pot fi considerate una cu viteza fluidului. Particulele trebuie să fie destul de mici pentru a trasa precis curgerea, dar destul de mari pentru a împrăștiia suficientă lumină pentru fotodetector pentru a putea să detecteze frecvența Doppler. Ideal particulele ar trebui să plutească în apă, ceea ce înseamnă că ar trebui să aibă aceeași densitate ca fluidul de măsurat, dar în multe aplicații experimentale este o considerație secundară.

Forma particulelor afectează sarcina exercitată de particule în fluidul ce o înconjoară și mărimea particulelor cu densitatea lor relativă influențează răspunsul la schimbările de viteză din jurul fluidului. Concentrația de particule afectează și mișcarea particulelor prin interacțiunea ce are loc între ele. În practică concentrațiile utilizate sunt atât de mici, încât interacțiunea dintre ele poate fi neglijată. De asemenea forțele ce acționează cum ar fi gravitația, pot fi ignorate, exceptând aplicațiile fluidelor lente, unde flotabilitatea particulelor poate fi o problemă.

Întrucât analiza mișcării particulelor este complicată chiar și în cazul particulelor sferice, și cum particulele reale pot fi modelate corespunzător, se vor analiza numai particulele sferice într-un fluid infinit. Se presupune că rezultatele se aplica calitativ și pentru particulele cu forme neregulate.

Depinzând de natura curgerii, particulele utilizate pentru măsurătorile LDA au diametrele cuprinse între 0.1 și  $50\mu m$ . Alegerea particulelor utilizate depinde de un număr de parametri. În prealabil materialul acestora ar trebui ales luând în considerare fluidul care ar trebui măsurat și laserul disponibil. În general particulele ar trebui alese cât mai mari posibil pentru a putea împrăști cât mai multă lumină, dar mărimea ei este limitată întrucât dacă sunt prea mari nu vor urma curgerea corespunzător. În general mărimea maximă a particulei permisă se micșorează cu creșterea vitezei curgerii, turbulenței și gradientilor de viteză.

#### Sistemul de reglare al traverselor

Pentru măsurarea în timp real dintr-o parte în cealaltă a secțiunii de testare este prevăzut un sistem de deplasare 3D (Fig. 2. 27). Astfel ansamblul se deplasează după trei axe (x,y,z) cu o acuratețe de deplasare de 0.01 mm.

Din software-ul prevăzut pentru deplasarea traverselor se poate regla deplasarea pe fiecare din cele 3 axe și în funcție de mediul de măsurare se poate regla pasul deplasării.

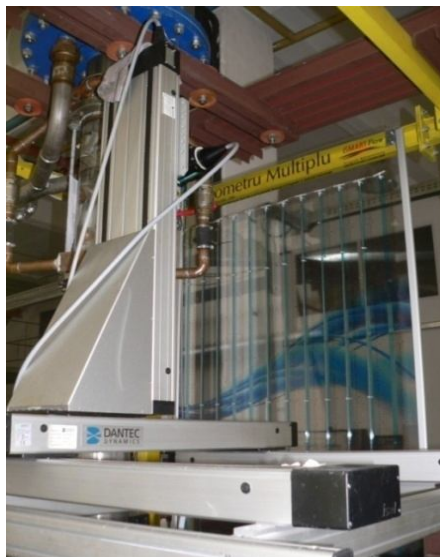


Fig. 2. 27 Sistemul de traverse.

#### 2.6.4. Echipamente pentru măsurarea presiunii nestaționare concomitent cu viteza

Măsurătorile experimentale ale câmpului de viteză nestaționară se vor face concomitent cu cele ale semnalelor de presiune. Pentru aceasta s-au achiziționat doi traductori de presiune piezorezistivi de la KISTLER, tip 4043A2, care s-au montat pe secțiunea de măsură cu ferestre optice (Fig. 2. 10).

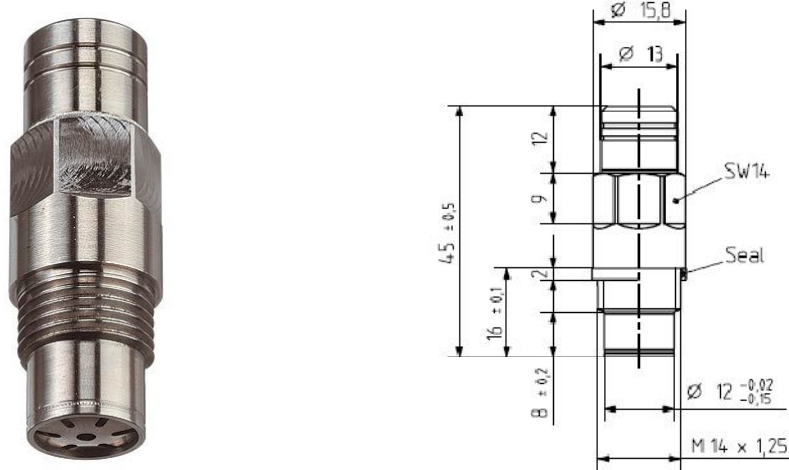


Fig. 2. 28 Traductor de presiune piezorezistiv absolut tip 4043A2 [3].

Traductorul de presiune piezorezistiv de tip 4043A2 (Fig. 2. 28), este un traductor absolut de presiune pentru măsurarea presiunii statice și dinamice. Elementul traductor este de fapt o celulă de siliciu împreună cu un rezistor de presiune – rezistiv, formând împreună o punte Wheatstone. Circuitul tip punte este alimentat permanent. Sub acțiunea presiunii, puntea este în dezechilibru, rezultând la ieșire un semnal, care însumează 500 mV pe tot domeniul de măsură.

Tabel 2. 3 Date tehnice privind traductorul de presiune piezorezistiv de tip 4043A2

| Specificații           |                    | Tip 4043A2 |  |
|------------------------|--------------------|------------|--|
| Presiune absolută      |                    |            |  |
| Domeniul de măsură     | bar <sub>abs</sub> | 0...2      |  |
| Supraîncărcarea        | bar <sub>abs</sub> | 5          |  |
| Sensibilitate          | mV/bar             | 250        |  |
| Scala de măsură        | mV                 | 500        |  |
| Curentul de calibrare  | mA                 | 2...5      |  |
| Offset față de zero    | mV                 | < ±20      |  |
| Liniaritate            | % FSO              | < ±0.3     |  |
| Temperatura de operare | °C                 | -20...50   |  |
| Temperatura min./max.  | °C                 | -40...70   |  |
| Frecvența naturală     | kHz                | >30        |  |
| Diametrul frontal      | mm                 | 12         |  |
| Filet                  |                    | M12x1.25   |  |
| Lungime                | mm                 | 16         |  |

#### Explicații ale datelor tehnice:

- Domeniul de măsură: domeniul în care traductorul este realizat ca să măsoare de la limita minimă la cea maximă admisă.
- Supraîncărcarea: valoarea maximă care se poate aplica asupra încărcării traductorului fără a i se afecta performanțele.
- Sensibilitate: raportul dintre semnalul de ieșire și cel de intrare.



- Scala de măsură sau capătul de scară (Full Scale output - FSO): diferența dintre semnalele de ieșire la limitele specificate.
- Curentul de calibrare: se definește ca și curentul de excitație a punții la care traductorul afișează valorile specifice pentru sensibilitate, capătul de scară offsetul față de zero.
- Offsetul față de zero: semnalul de ieșire aplicat la temperatura de referință, de exemplu la un semnal de ieșire (mV), la 0 bar<sub>abs</sub> și 20°C.
- Liniaritatea: deviația maximă a curbei de calibrare față de o dreaptă specificată.

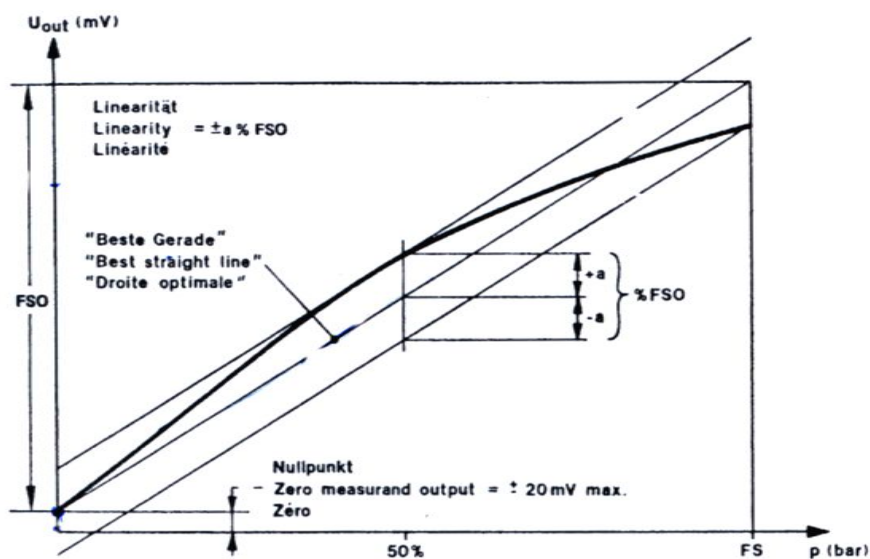


Fig. 2. 29 Curba de calibrare a traductorului [3].

După cum se observă în Fig. 2. 29 de fapt curba de calibrare a traductorului este o dreaptă închisă între două paralele, a cărei condiție principală este să plece din valoarea offsetului ZMO. Panta dreptei este sensibilitatea traductorului, iar distanța măsurată pe direcția ordonatei, dintre cele două paralele, care închid curba de calibrare, reprezintă liniaritatea exprimată în procente față de scala maximă de măsură. Corecția curbei de calibrare se face prin setarea offsetului ZMO de la amplificatorul piezorezistiv, descris în subcapitolul următor.

#### Certificatul de calibrare a traductorului TP1.

| Curentul de calibrare [mA] | Sensibilitate [mV/bar] | Offsetul față de zero ZMO [mV] | Capătul de scară FSO [mV] |
|----------------------------|------------------------|--------------------------------|---------------------------|
| 3.887                      | 250                    | 3.9                            | 500                       |

#### Certificatul de calibrare a traductorului a TP2.

| Curentul de calibrare [mA] | Sensibilitate [mV/bar] | Offsetul față de zero ZMO [mV] | Capătul de scară FSO [mV] |
|----------------------------|------------------------|--------------------------------|---------------------------|
| 4.052                      | 250                    | -0.7                           | 500                       |

### Funcționarea traductorului de presiune.

Fig. 2. 30 prezintă diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv tip 4043A2, cu rezistorii așezați pe membrana de siliciu, astfel încât sub acțiunea presiunii, rezistențele  $R_{14}$  și  $R_{35}$  prezintă valori ridicate, iar  $R_{24}$  și  $R_{15}$  se diminuează. Datorită unui factor de măsură mare, rezultă valori mari ale lui  $\Delta R$ , ducând la un dezechilibru mare a punții și mai departe la un semnal ridicat la ieșire.

Abaterea și erorile de temperatură sunt corectate datorită rezistorilor de compensare, care se afla pe un circuit, aflat la rândul-i pe carcasa traductorului.

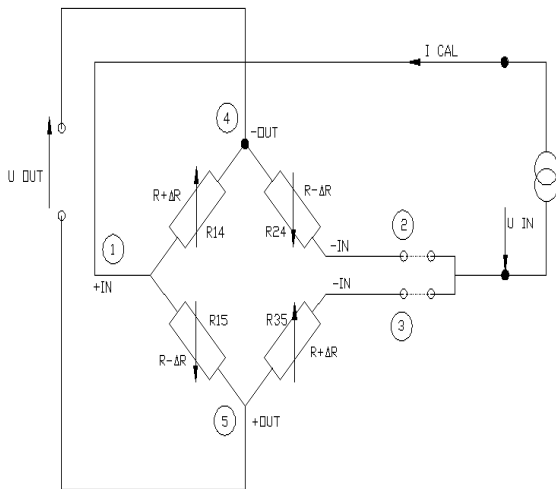


Fig. 2. 30 Diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv tip 4043A2 [3].

Când un flux de presiune trece prin membrana traductorului, acest semnal se transmite printr-un tampon de ulei, la celula de măsură. Circuitul tip punte este în dezechilibru așa cum s-a descris și se obține un voltaj la ieșire proporțional cu presiunea. Acest tip de traductor este proiectat să funcționeze la o excitație de curent constant pentru puntea de măsură.

### Amplificatorul piezorezistiv de presiune

Amplificatorul piezorezistiv tipul 4603 A (Fig. 2. 31), servește ca amplificator, monitor și unitate de alimentare pentru operațiile de măsură a celor doi senzori de presiune achiziționați. Amplificatorul alimentează senzorul, condiționează semnalul și afișează direct valoarea măsurată a presiunii în Pa, bar sau Psi.

*Amplificarea la intrare:* Etajul de intrare al amplificatorului este de fapt un instrument de amplificare cu intrare diferențială și cu impedanță foarte mare, având o amplificare totală de 5.5.

*Etajul de amplificare prin setări digitale:* Prin setarea parametrilor " Range", "Sensor Sensitivity" și a curentului de calibrare, amplificarea se controlează digital de la o valoare de 0.09...1.

*Memorarea valorilor min./max. a măsurătorilor:* Minimul și maximul valorilor presiunii care apar de-a lungul unui ciclu de măsurători pentru un timp > 300ms, se afișează pe amplificator.



Fig. 2. 31 Amplificatorul piezorezistiv de presiune [3].

*Amplificarea finală:* Amplificarea finală se face asupra întregului semnal cu 1, 2, 5 sau 10 [V]. De exemplu pentru un senzor cu domeniul de 0...2 bar, dacă se vrea să se citească presiunea în bar pe un voltmetru digital, este suficient o scală a tensiunii de ieșire de 2V.

### 2.6.5. Echipament dedicat pentru măsurători de presiune nestaționară

Secțiunea de testare care permite doar achiziția pulsațiilor de presiune (Fig. 2. 12), prezintă traductoare realizate de firma Cole-Parmer tipul KH-68074-00 cu următoarele caracteristici:



Fig. 2. 32 Traductorul de presiune pentru măsurarea pulsațiilor de presiune și evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback.

- precizia de măsurare:  $\pm 0,13\%$ ,
- pot funcționa la temperaturi cuprinse între  $-40...+120^{\circ}\text{C}$ ,
- tensiunea de alimentare poate varia între 12-28V,
- filetul traductorului este de  $\frac{1}{4}''$ .
- domeniul de măsură al presiunii este cuprins între  $-1 \div +1\text{bar}$ .
- timpul de răspuns al traductorului 5ms.

Transmit un semnal electric la placa de achiziție, cuprins între 0,1-5 V în funcție de presiunea măsurată. Pentru că timpul de răspuns al unui traductor este de 5ms va rezulta că într-o secundă numărul de eșantionare va fi de 200. Prin urmare am ales ca eșantionare din programul nostru de achiziție de date să fie de 256, iar timpul de măsură se alege astfel încât numărul total al impulsurilor măsurate  $i = 256 \times t[\text{sec}]$  să fie egal cu un număr egal cu  $2^n$ . Am ales ca numărul total de impulsuri să fie  $2^n$  pentru că din aceste numere se poate determina transformata Fourier rapidă pentru determinarea amplitudinii și frecvenței pulsațiilor de presiune. Aceste prime rezultate ne oferă o primă imagine asupra performanțelor sistemului flow-feedback.

### 2.6.6. Descrierea sistemului de achiziție a datelor experimentale

Măsurătorile experimentale din cadrul tezei se vor axa în special pe măsurători ale profilelor de viteză și de presiune. Pentru aceasta procesorul (Fig. 2. 33) pentru

achiziția datelor permite achiziția simultană, în timp real a două tipuri de măsurători (de viteză și de presiune, atunci când măsurătorile se realizează utilizând secțiunea de testare cu ferestre optice).



Fig. 2. 33 Procesorul datelor experimentale.

Astfel softul de achiziție al acestor date (BSA Flow Software [4]), poate oferi următoarele informații privind măsurătorile:

- Sursele de date (semnalul procesorului sau datele importate)
- Calcule statistice
- Spectrul sau calcule corelate
- Medierea datelor
- Ploarea datelor
- Listarea datelor
- Exportul datelor

Achiziția de date cu LDA, se face numai după ce:

- Sistemul optic și sistemul de traverse a fost configurat pentru cerințele de măsurare;
- Volumul de măsură este situat într-un punct din curgere;
- Există particule în fluid;

**Datele de ieșire:**

- Poziția funcție de cele trei axe de măsură x, y și z;
- Timpul de achiziție (timpul de început și de sfârșit al achiziției de date în acea poziție);
- Numărul total de eșantioane în poziția de măsură;
- Vitezele mediate:

$$\bar{u} = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot u_i$$

$u_i$  – valoarea vitezei din proba respectivă;

- RMS – abaterea medie pătratică :  $\sigma = \sqrt{\sigma^2}$  ,

unde  $\sigma^2 = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot (u_i - \bar{u})^2$  este varianța;

iar  $\eta_i$  poate fi:

$\eta_i = 1/N$  - pondere aritmetică, sau

$\eta_i = \frac{t_i}{\sum_{j=0}^{N-1} t_j}$  - ponderea timpului de tranzit a particulei,

$N$ , este numărul de probe măsurate și  $t_i$  este timpul în care particula trece prin volumul de proba.

Softul de achiziție permite și afișarea unui fișier de date în timp real. Tabelul

2. 4 prezintă componentele măsurate în timp real:

- AT [m/s] – timpul de început și de final al achiziției de date în punctul respectiv de pe axă;
- TT [ $\mu$ s] – timpul în care o particulă trece prin volumul de probă (timpul de tranzit);
- LDA1 [m/s] – profilul de viteză circumferențială;
- LDA2 [m/s] – profilul de viteză meridională;
- AD1 [V] – tensiunea achiziționată de la traductorul 1;
- AD2 [V] – tensiunea achiziționată de la traductorul 2.

Tabel 2. 5 Plotarea în timp real a datelor achiziționate.

| AT   | TT         | LDA1  | LDA2  | TP1 | TP2 |
|------|------------|-------|-------|-----|-----|
| [ms] | [ $\mu$ s] | [m/s] | [m/s] | [V] | [V] |

O altă parte a datelor calculate și analizate o reprezintă partea de *spectru*. Softul de achiziție al LDV-ului (BSA Flow Software), permite determinarea densității spectrale și a transformatei Fourier rapidă (din transformata Fourier se va determina frecvența și amplitudinea maximă a semnalului).

Partea de spectru are rol de a determina densitatea spectrală din datele de eșantionare brute folosind tehnica transformatei Fourier rapidă – FFT. Tehnica FFT necesită ca intervalul de timp în care se face eșantionarea să fie cu pas constant. Ținând cont că eșantionarea în cazul acesta este la pas variabil de timp, softul de achiziție BSA înainte de a aplica tehnica FFT, face reeșantionarea la pas constant folosind metoda Sample and Hold.

*Reeșantionarea* reprezintă procesul care convertește reprezentarea discretă a înregistrării timpului cu pas variabil într-o reprezentare constantă. Metoda de reeșantionare Sample and Hold presupune simplu, cum că eșantionarea se asumă a fi constantă până când apare o nouă eșantionare (Fig. 2. 34).

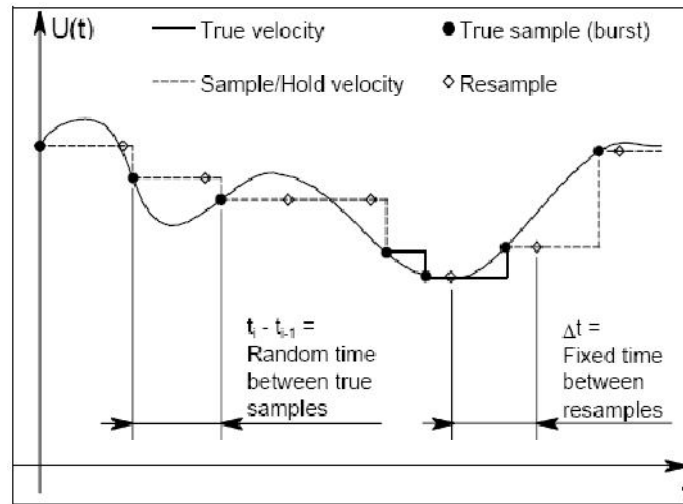


Fig. 2. 34 Tehnica de reeșantionare Sample and Hold [4].

Această metoda are două dezavantaje și anume: dacă două eșantionări reale se află la o distanță mai mare decât timpul de reeșantionare, prima eșantionare va fi reeșantionată de câteva ori până când o nouă informație este valabilă. Pe de altă parte, dacă există mai mult de o eșantionare reală în intervalul de timp dintre două reeșantionări, toată informația este conținută mai puțin ultima care se pierde. Oarecum reeșantionarea întotdeauna va lua în calcul ultima eșantionare reală. Mai exact această metodă se comportă ca un filtru trece jos. Softul de achiziție BSA reeșantionează frecvența respectând criteriul lui Nyquist care spune că frecvența trebuie luată de cel puțin două ori mai mare decât frecvența maximă conținută în semnalul eșantionat:  $f_c = 1/2\Delta t$  iar achiziția se va face la un nivel de eșantionare cât mai mare.

*Software-ul necesar măsurării pulsațiilor de presiune* numai cu secțiunea de testare dedicată acestor măsurători (Fig. 2. 12), este dezvoltat în programul LabView. Este astfel implementat încât se pot regla datele achiziționate pentru presiune, respectiv pentru debit. Pentru presiune sunt inserați pentru fiecare traductor coeficienți ce permit alinierea acestora, dar și pentru a putea scoate datele în diferite unități de măsură. Pentru debit se respectă aceeași metodă, iar prin inserarea unor coeficienți se pot calibra sau regla semnalele emise de cele două debitmetre existente. Totodată pentru presiune se poate regla timpul de achiziție sau numărul de eșantioane măsurate. Acestea depind de timpul de răspuns al traductorilor montați.

Pentru traductorii achiziționați timpul de răspuns este de 5 msec. Prin urmare rata de eșantionare în programul de măsură nu poate depăși 200 de eșantioane. Un subprogram permite salvarea datelor în formatul dorit sau permite analiza spectrului Fourier al semnalului de presiune măsurat, cu vizualizarea instantanee a acestuia. Această analiză instantanee permite utilizatorului să observe dacă măsurătorile efectuate sunt corecte sau ar trebui repetate [29].

### 3. Soluția tehnică de implementare pe standul experimental a metodei flow-feedback

Susan –Resiga și alții [115] au implementat o nouă metodă de control a curgerii, care să diminueze mișcarea de precesie a vârtejului funie și implicit fluctuațiile de presiune, prin introducerea unui jet axial de apă de-a lungul axei difuzorului conic. Pentru aceasta este nevoie de 10 % din debitul nominal, pentru a înlătura zona de stagnare centrală și fluctuațiile de presiune asociate vârtejului funie. Acest debit se obține prin implementarea în sistem a unei surse auxiliare de energie. Dezavantajul acestei metode presupune introducerea de pierderi volumice în sistem, datorită faptului că debitul folosit la injecția de apă nu ajunge să fie turbinat.

Pentru a elimina această deficiență Susan-Resiga alții [117] propune o nouă soluție pentru alimentarea jetului. Soluția propusă presupune preluarea debitului care alimentează jetul, din avalul conului tubului de aspirație, prin introducerea unei camere spirale în avalul difuzorului conic, printr-un sistem de by-pass, care preia acest debit și îl introduce în capătul coroanei. Întreg sistemul a primit denumirea de sistem *flow-feedback*.

#### 3.1. Proiectarea camerei spirale cu ieșire dublă

Camera spirala este una din componentele principale ale turbinelor hidraulice, care face legătura între conducta forțată și aparatul director. Din punct de vedere hidraulic, pierderile de-a lungul camerei spirale trebuie să fie minime. La periferia bordului de atac a aparatului director trebuie să se prevadă o curgere staționară și simetrică.

Pentru a se forma o circulație cât mai bună a curgerii de-a lungul aparatului director, trebuie să se prevadă un unghi de incidență corespunzător pentru cazul în care turbina operează în afara punctului de randament maxim. Forma și mărimea camerei spirale trebuie să fie în acord cu traseul hidrocentralei. Din punct de vedere structural camerele spirale trebuie să fie rezistente și ușor de fabricat. Din punct de vedere constructiv se disting două tipuri de camere spirale: din beton și respectiv metal. Cele din metal pot fi realizate prin turnare sau prin sudare. Camerele spirale metalice se folosesc în domeniul de căderi medii și mari. Camerele spirale din beton se folosesc în domeniul de căderi mici și medii, care pleacă de la 4m la 40m. Camerele spirale din beton care sunt pe structură de fier beton pot fi folosite pentru căderi de până la 75m [99].

*Elementele specifice construcției camerelor spirale sunt:*

- Secțiunea meridiană a spirale la intrare:  $F_{isp} = F_{sp\ max}$
- Unghiul total de înfășurare al spiralei, măsurat de la pinten:  $\varphi^{\circ}_{max}$
- Lățimea totală a camerei spirale:  $B$
- Unghiul spiralei:  $\alpha_{sp}$

Forma secțiunii maxime e la intrare în camera spirală determină forma celorlalte secțiuni  $F_\varphi$  dispuse la unghiul  $\varphi$  e la pînțenul spiralei. Indiferent de forma secțiunii meridiane, pentru *dimensionarea camerelor spirale* se pornește de la următoarele [8]:

- Ecuația de continuitate:  $Q = v \cdot S$   
Unde:  $Q$  este debitul turbinei dacă  $\varphi_{max}^0 = 360^\circ$ , sau debitul de intrare în spirală  $Q_1$  dacă  $\varphi_{max}^0 < 360^\circ$ ;  $S$  - aria și  $v$  - viteza
- Legea ariilor:  $rv_u = ct.$  - exprimă existența unei mișcări de rotație, care este o componentă a mișcării potențiale axial-simetrice;
- Distribuția uniformă a debitului pe suprafețele cilindrice coaxiale ca axă de rotație a turbinei:

$$Q_\varphi = \frac{\varphi^0}{\varphi_{max}^0} Q_1, \text{ sau } Q_\varphi = \frac{Q}{360}$$

Unde:  $Q_\varphi$  este debitul ce trece prin secțiunea camerei spirale situată la unghiul  $\varphi$ .

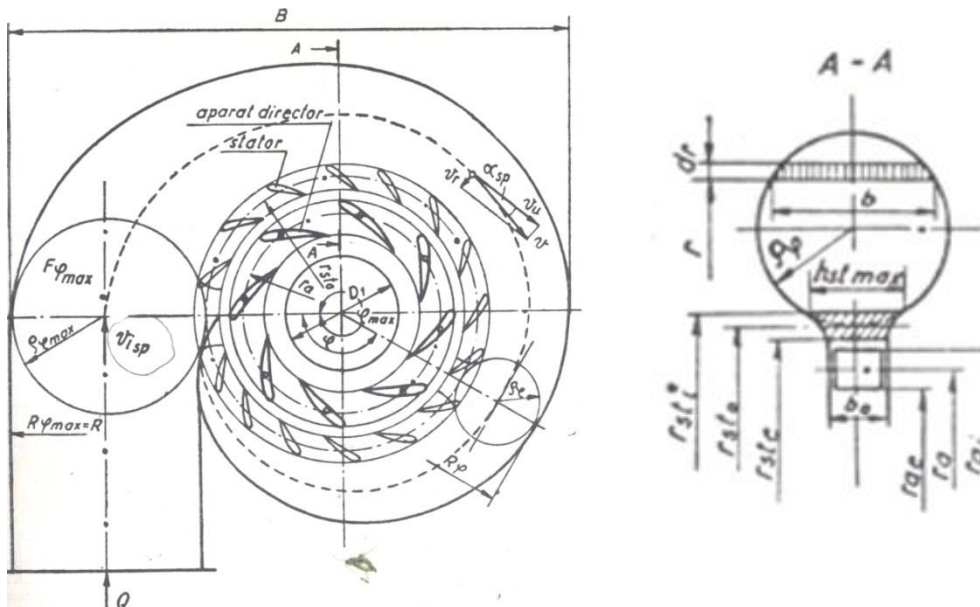


Fig. 3. 1 Camera spirală de secțiune circulară cu paletele statorice și directoare [8].

Din ecuația de continuitate rezultă:

$$dQ_\varphi = V_u b(r) dr \quad (3.1)$$

Calculul unghiului  $\varphi$ , care determină poziția secțiunii, prin care trece debitul, în condițiile repartiției uniforme a debitului pe suprafața cilindrică de la ieșire din camera spirală (concentrică cu axa de rotație a mașinii) se face cu relațiile:

$$n^0 = \frac{360^0}{Q} k \int_{r_{ste}}^{R_n} \frac{b}{r} dr, \quad \text{dacă } \varphi_{max} = 360^0 \quad (3.2)$$

$$\varphi^0 = \frac{\varphi_{max}^0}{Q_1} k \int_{r_{ste}}^{R_\varphi} \frac{b}{r} dr, \quad \text{dacă } \varphi_{max} < 360^0 \quad (3.3)$$



Constanta  $k$  pentru secțiunea maximă  $F_{sp\ max}$  și pentru debitul maxim, se obține cu:

$$k = \frac{Q}{R_{\varphi} \int_{r_{ste}} \frac{b}{r} dr}, \text{ sau } k = \frac{Q_1}{R_{\varphi} \int_{r_{ste}} \frac{b}{r} dr} \quad (3.4)$$

### Calculul hidraulic al camerelor spirale

În literatura de specialitate există diverse metode de proiectare a camerelor spirale. Una din ele este descrisă de Bărglăzan [14]. Mișcarea reală a curentului lichid în camera spirală este tridimensională și dependentă de spectrul hidrodinamic la intrarea în turbinele hidraulice. Modelul matematic ce descrie destul de bine realitatea se bazează pe mișcarea potențială plană și anume vârtej cu absorbție. Legea de mișcare a curentului lichid în camera spirală se deduce din ecuația fundamentală a turbinelor și ecuația de continuitate.

Din ecuația fundamentală a turbinelor, în cazul fără transfer energetic, rezultă:

$$H_T = 0 \text{ și } rv_u = 0 \quad (3.5)$$

Din ecuația de continuitate se introduce componenta radială a vitezei apei:

$$v_r = \frac{Q}{S} \quad (3.6)$$

$$S = 2\pi r b$$

Acest model are pentru  $r = \text{const.}$ , viteza curentului const. ca mărime, deoarece atât componenta circumferențială  $v_u$  cât și componenta radială  $v_r$  a vitezei curentului lichid sunt constante.

Viteza medie a curentului lichid la intrare în camera spirală se accepta ca :

$$v_{in} = k_{v_{in}} \sqrt{2gH_T} \quad (3.7)$$

$$k_{v_{in}} = 0.12 \dots 0.25$$

Valorile admise pentru coeficientul de viteză  $k_{v_{in}}$ , cresc odată cu căderea  $H_T$ . Se recomandă a nu se depăși valoarea:  $v_{in\ lim} = 10.5$  [m/s].

*Proiectarea camerei spirală cu ieșire dublă* a presupus în prima fază realizarea secțiunilor radiale, care vor determina înfășurătoarea camerei spirală. Raza acestora a fost determinată plecând de la raza maximă  $R_{max} = 16.5\text{mm}$  și minimă  $R_{min} = 4\text{mm}$ . Raza maximă reprezintă raza țevilor de alimentare a jetului de pe ștand, care se vor lega la camera spirală formând sistemul flow-feedback, iar raza minimă s-a determinat din simularea 2D axial simetrică cu flow-feedback realizată de Susan-Resiga alții [117]. Având aceste două valori s-a determinat aria și raza fiecărei secțiuni ca fiind:

$$A = \pi R^2 \Rightarrow R = \sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad (3.8)$$

$$R(\theta) = \sqrt{R_{min}^2 + \frac{(R_{max}^2 - R_{min}^2)(\theta - \pi/9)}{8\pi/9}}, \theta = [\text{rad}] \quad (3.9)$$

Pe un domeniu de  $180^\circ$  s-a ales calculul a 17 secțiuni. Secțiunea cea mai mare are valoarea razei maxime, iar secțiunea cea mai mică are valoarea razei minime. După obținerea razelor, s-au realizat secțiunile radiale, fiind rotite după un unghi  $\theta = 10^\circ$  (cu excepția razei minime care a fost rotită după  $\theta = 20^\circ$ , rezultând limba camerei spirale), obținându-se prima jumătate de cameră, care prin rotirea cu

180° formează cameră spirală cu ieșire dublă, la care se adaugă conductele de refulare cu o lungime de 105mm. Lungimea conductelor de refulare este impusă din condiții de gabarit, pentru a permite încadrarea între tiranții de susținere a secțiunii de testare de pe standul experimental. Fig. 3. 2 arată o creștere constantă a razei fiecărei secțiuni direct proporțional cu unghiul de înfășurare  $\theta$ . Fig. 3. 3 a,b reprezintă secțiunea longitudinală prin ansamblul camerei spirale cu secțiunea de testare a) și detaliul secțiunii radiale a camerei spirale b).

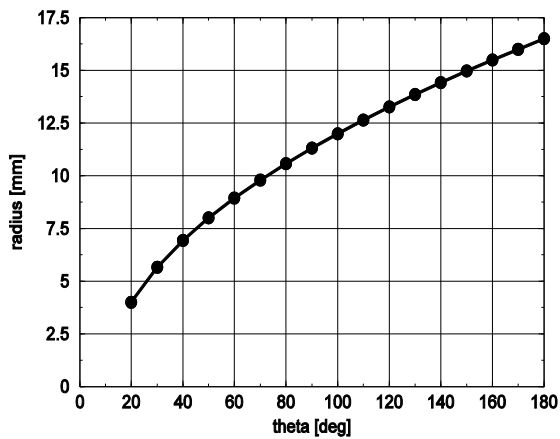


Fig. 3. 2 Dependența dintre unghiul  $\theta$  și raza fiecărei secțiuni.

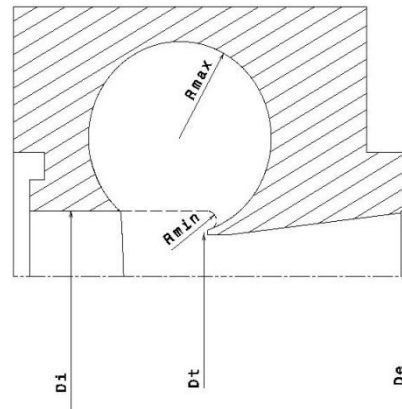
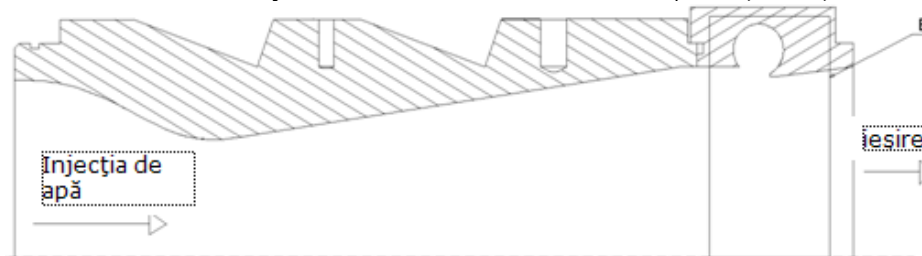


Fig. 3. 3 a) Secțiune radială a camerei spirale (detaliu).



b) Secțiune longitudinală prin ansamblul format din secțiunea de testare și camera spirală.

Camera spirală, care este de secțiune radială (Fig. 3. 3), are un diametru de intrare  $D_i = 160\text{mm}$ , un diametru care se formează în limba camerei spirale  $D_t = 152\text{mm}$  și un diametru de ieșire  $D_e = 160\text{mm}$ . Astfel se obține un domeniu de analiză care a rezultat pentru simularea numerică 3D. Acest domeniu a fost exportat în CATIA V5R16, pentru a proiecta camera spirală finală a sistemului flow-feedback, aceasta fiind formată din două jumătăți, cu două ieșiri principale (acest tip de proiectare presupune o mai bună recuperare a presiunii de pe peretele conului cu pierderi hidraulice minime), care vor face legătura cu două țevi, prin care se alimentează jetul (denumirea finală fiind de cameră spirală cu ieșire dublă – CSID). Piesa finală (Fig. 3. 4 și Fig. 3. 5), a fost realizată prin rapid-prototyping, având un gabarit de  $230 \times 210 \times 70\text{ mm}$ , mai prezintă la exterior, patru scobituri pentru a permite intrarea cheii de strângere a piulițelor de pe doi tiranți diametral opuși.

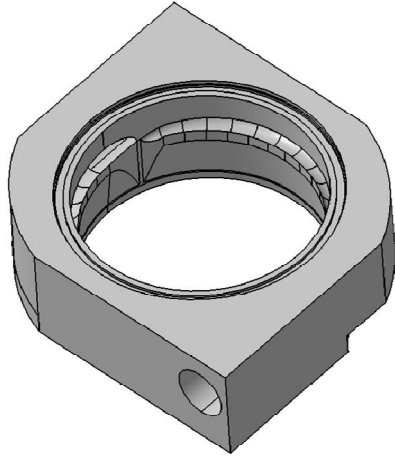


Fig. 3. 4 Camera spirală realizată în CATIA v5R16.

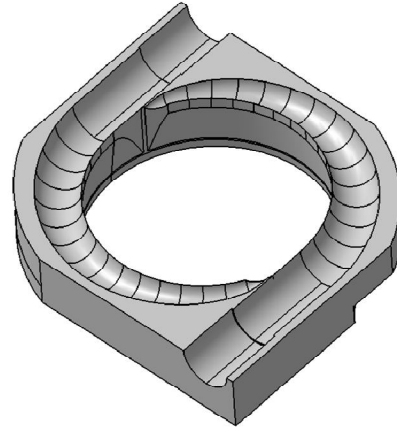


Fig. 3. 5 Secțiune prin camera spirală.

### 3.2. Analiza numerică 3D a curgerii în camera spirală cu ieșire dublă

Pentru determinarea pierderilor hidraulice în camera spirală, s-a făcut o analiză numerică tridimensională cu programul FLUENT 6.3. Domeniul de analiză a fost realizat în GAMBIT 2.4, având un număr de elemente de aprox. 470000 cu structură patrulateră, cât și tetraedrală (Fig. 3. 6).

Condițiile pe frontieră au presupus impunerea unui profil de viteză la intrare (Fig. 3. 7), obținut de la ieșirea din simularea numerică 2D axial simetrică cu feedback [117]. Pe ieșirea principală din aval, care duce în rezervorul principal s-a impus presiunea împreună cu condiția de echilibru radial, iar pe cele două ieșiri, care duc la țevile de alimentare a jetului, la o primă simulare s-a impus presiunea egală cu 0, urmând să se crească cu 100, 200, ... 500, 1000, 1500, 2000 Pa.

Curgerea a fost impusă a fi nestaționară turbulentă cu un model k-ε. Profilele de viteză care s-au impus la intrare în camera spirală sunt adimensionalitate cu viteza din gât, iar raza este adimensionalizată cu raza din gât.

$$V_{gat} = Q / \pi R^2 \quad (3. 10)$$

unde, Q – debitul nominal

$$R = 0.05\text{m}$$

Conductele de refulare cu ieșirile de alimentare a jetului, în cazul domeniului de analiză au o lungime de 130 mm mai mare decât pentru domeniul proiectat, asta pentru a permite stabilizarea soluției numerice. Tabel 3. 1 arată dependența debitului la ieșire din camera spirală funcție de contrapresiunea de la ieșirea din țevi, observându-se o scădere a debitului în camera spirală funcție de supra-presiunea impusă pe cele două țevi.

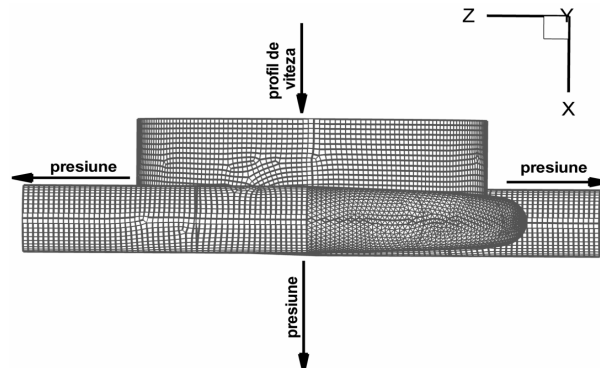


Fig. 3. 6 Domeniul de analiză și condițiile pe frontieră.

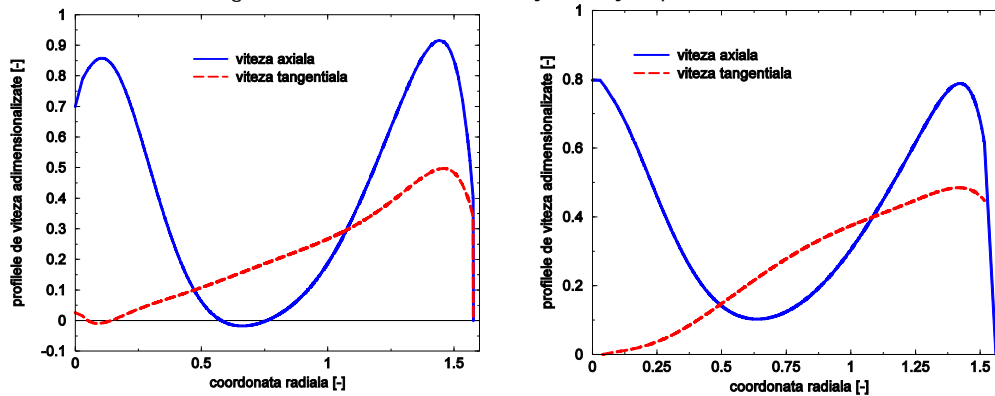


Fig. 3. 7 Profilele de viteză din amonte (stânga) și aval (dreapta) de camera spirală.

Din analiza profilului de viteză impus la intrare în camera spirală rezultă un debit  $Q = 33.6$  l/s. Pe ieșirea principală în aval rezultă un debit  $Q = 30.7$  l/s, restul debitului de  $2.9$  l/s distribuindu-se pe conductele circulare de ieșire din camera spirală. Aceste debite rezultă la o supra-presiune impusă pe conductele de ieșire din camera spirală de  $2000$  Pa. La această valoare, debitul reprezintă aproximativ 10% din debitul nominal de  $30$  l/s.

Tabel 3. 1 Valori cantitative ale dependenței debitului de pe ieșirile din conductele camerei spirale funcție de contrapresiunea de la ieșire din țevi.

| Supra-presiunea impusă pe cele două ieșiri din camera spirală față de presiunea din axa de simetrie a secțiunii<br>$P$ [Pa] | Debitul jetului<br>$Q_{jet}$ [l/s] |
|---|------------------------------------|
| 0   | 3.798                              |
| 100   | 3.75                               |
| 200   | 3.707                              |
| 300   | 3.659                              |
| 400   | 3.6107                             |
| 500   | 3.5607                             |
| 600   | 3.5116                             |
| 1000  | 3.427                              |
| 1500  | 3.166                              |
| 2000  | 2.877                              |

Din analiza numerică obținută, se pot observa liniile de curent care au o mișcare elicoidală (Fig. 3. 8), aceasta presupunând pierderi hidraulice suplimentare pe domeniul de analiză. Prin urmare, trebuie calculate pierderile hidraulice ca diferență între presiunea totală, de la intrare în camera spirală și de la ieșire de pe conductele circulare (Fig. 3. 9). Pentru intrarea în camera spirală, se ia în considerare presiunea totală medie în vecinătatea peretelui, pentru că variază cu raza, unde se observă că odată cu creșterea debitului cresc și pierderile hidraulice în camera spirală.

Mai departe se face o analiză asupra vitezei tangențiale medii, care se definește ca:

$$\bar{v}_\theta = \frac{1}{A} \int v_\theta dA$$

Pentru aceasta se vor defini un număr de 7 secțiuni radiale de-a lungul unei jumătăți de cameră spirală, realizate la un unghi de 30°, împreună cu cele două ieșiri, care vor alimenta jetul (Fig. 3. 10).

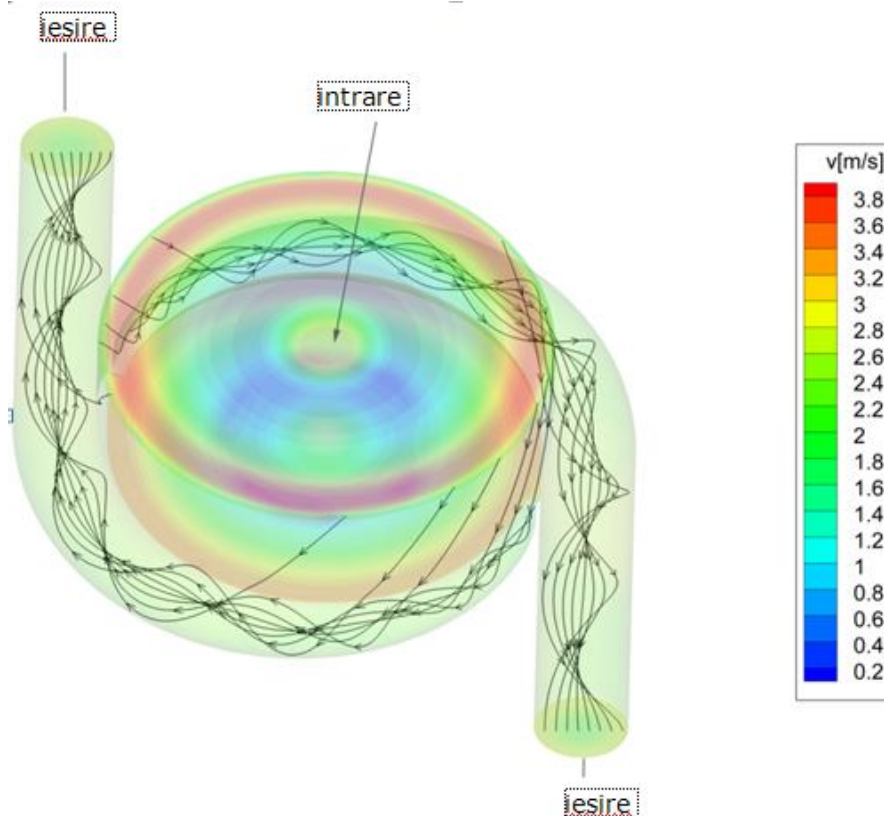


Fig. 3. 8 Liniile de curent în camera spirală

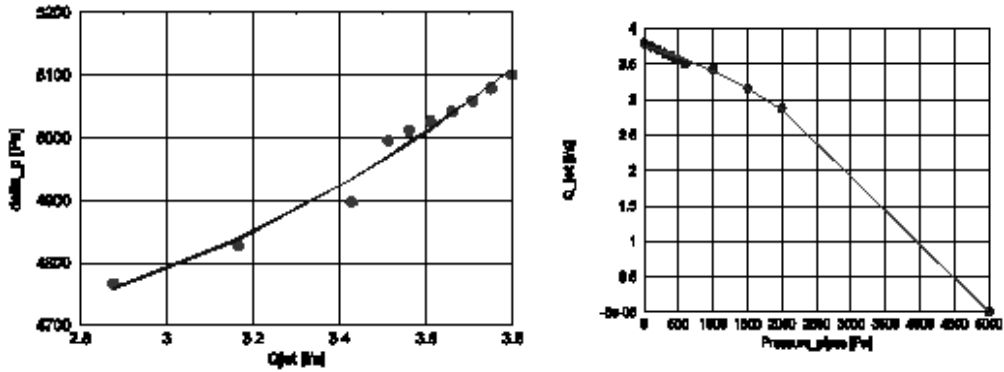


Fig. 3. 9 Creșterea pierderilor hidraulice în camera spirală funcție de debitul din camera spirală (stânga) și scăderea debitului din camera spirală funcție de supra-presiunea impusă pe conductele de refulare (dreapta).

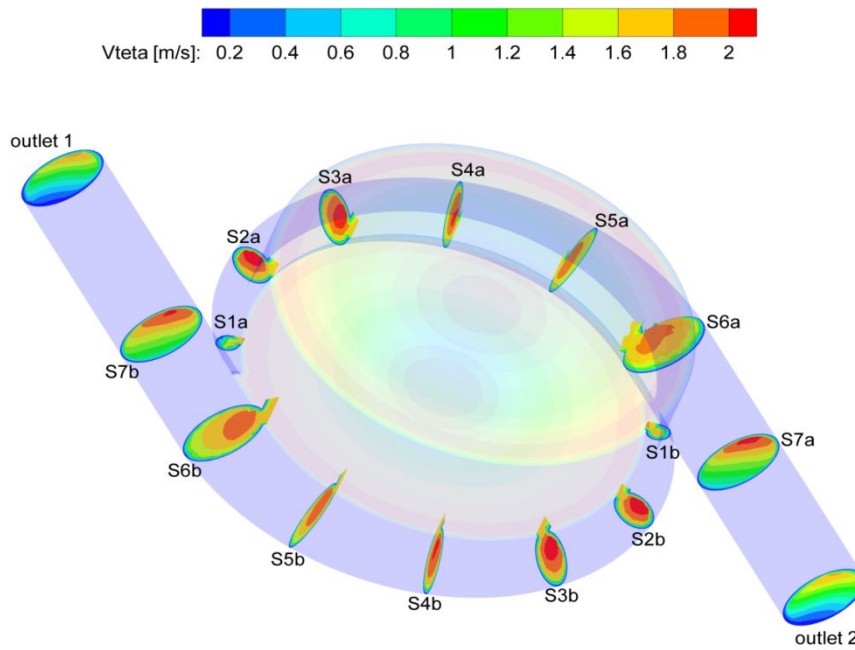


Fig. 3. 10 Camera spirală cu secțiuni radiale.

Fig. 3. 11...Fig. 3. 18, prezintă harta de culori a variației vitezei tangențiale pentru fiecare secțiune în parte orientate după un unghi de înfășurare de 30°, cu liniile de curent aferente, care își păstrează orientarea de-a lungul secțiunilor.

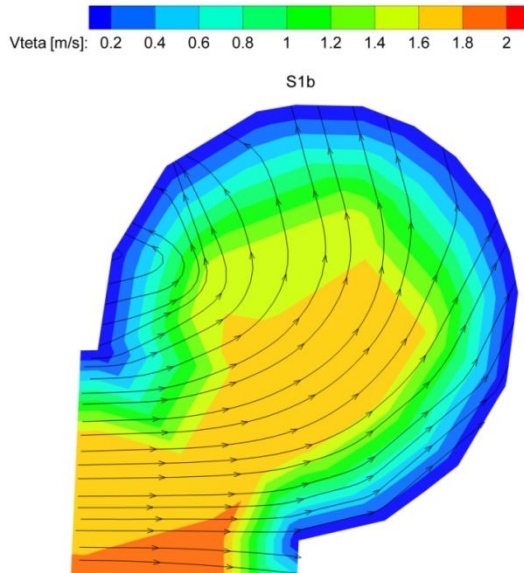


Fig. 3. 11 Secțiunea S1.

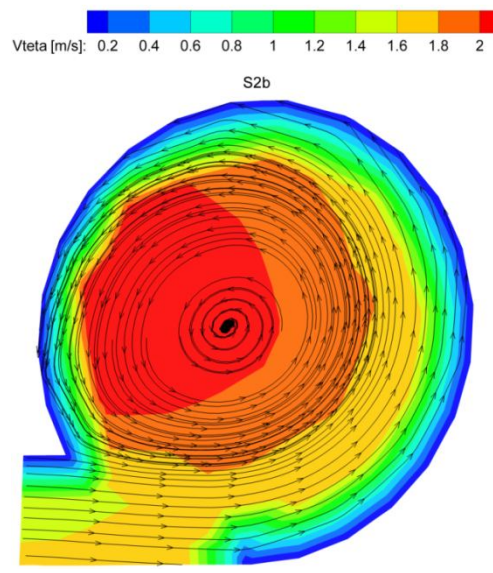


Fig. 3. 12 Secțiunea S2.

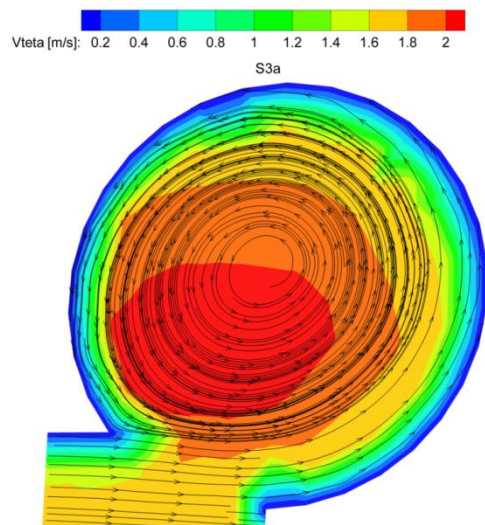


Fig. 3. 13 Secțiunea S3.

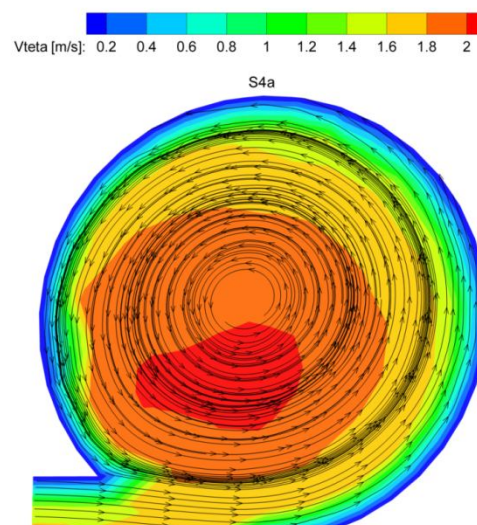


Fig. 3. 14 Secțiunea S4.

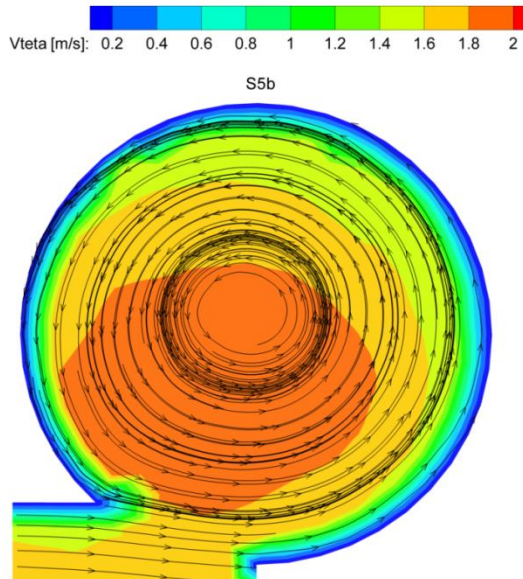


Fig. 3. 15 Secțiunea S5.

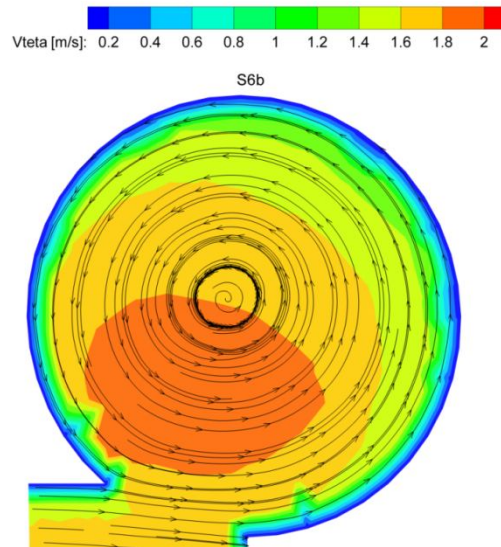


Fig. 3. 16 Secțiunea S6.

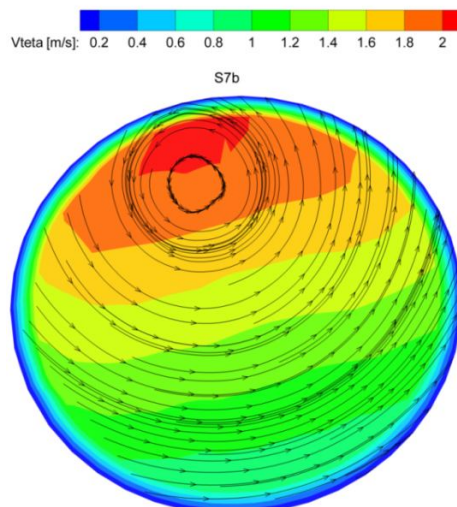


Fig. 3. 17 Secțiunea S7.

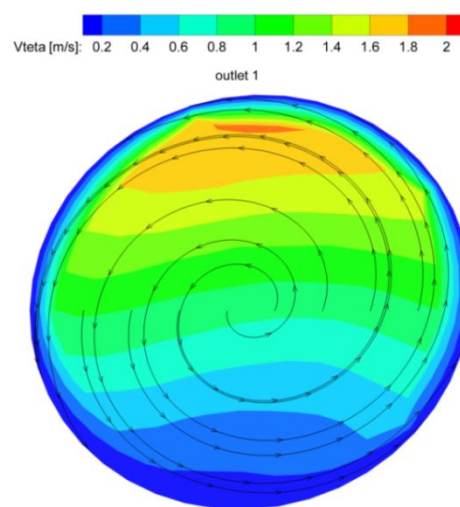


Fig. 3. 18 Ieșire.

Tabel 3. 2 prezintă valori ale vitezei tangențiale medii și ale debitului pentru fiecare secțiune în parte, inclusiv pe ieșirile de alimentare. Pentru că domeniul este unul simetric, secțiunile sunt egale după plane orientate după un unghi din  $30^\circ$  în  $30^\circ$ , observându-se că vitezele tangențiale medii, de-a lungul camerei spirale, sunt aproximativ constante, iar debitul crește odată cu creșterea razei secțiunii, ajungând ca în secțiunea cu raza cea mai mare (S6), debitul volumic să fie cel mai mare, de aproximativ 3 l/s, iar pe ieșirile de alimentare a jetului de aproximativ 2.9 l/s. Secțiunile s-au realizat pe domeniul de analiza în care s-a impus o contrapresiune pe cele două ieșiri de 2000 Pa, pentru că din graficul dependenței debitului funcție



de contrapresiune, se observă că la această valoare a presiunii debitul este de aproximativ 3 l/s și anume aproximativ cât ar fi necesar pentru a alimenta jetul, valoare care reprezintă 10% din debitul nominal de 30 l/s.

Fig. 3. 19 prezintă dependența vitezei medii tangențiale adimensionale funcție de unghiul  $\theta$ . Se observă că viteza tangențială medie este maximă în zona secțiunii S2, iar odată cu creșterea razei secțiunii, aceasta scade constant cu o valoare de aproximativ 0.2 m/s. Acesta observându-se și din Tabel 3. 2, unde secțiunile circulare cu raza maximă, au o viteză tangențială medie care scade mai mult spre ieșire, pentru că nu mai există o componentă tangențială puternică. Adimensionalizarea vitezei tangențiale medii s-a făcut funcție de viteza din gât, ec. (3. 10).

Tabel 3. 2 Vitezele tangențiale medii și debitul obținut pe secțiunile radiale.

| Secțiunea | $\theta$<br>[grad] | $V_{\theta\text{mediu}}$<br>[m/s] | $Q$<br>[m <sup>3</sup> /s] |
|-----------|--------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| S1        | 0                  | 1.626                             | 0.00011                    |
| S2        | 30                 | 1.868                             | 0.00044                    |
| S3        | 60                 | 1.824                             | 0.00075                    |
| S4        | 90                 | 1.779                             | 0.00098                    |
| S5        | 120                | 1.7                               | 0.00127                    |
| S6        | 150                | 1.659                             | 0.00151                    |
| S7        | 180                | 1.53                              | 0.00143                    |

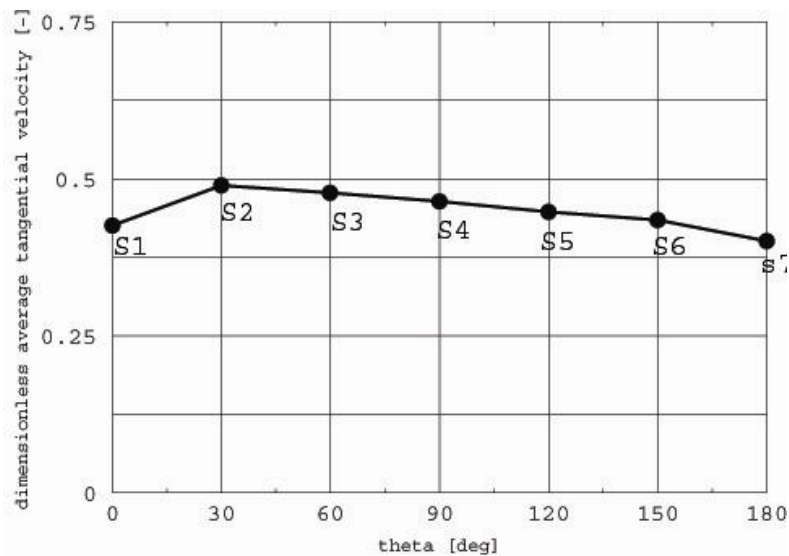


Fig. 3. 19 Dependența vitezei tangențiale medii funcție de unghiul  $\theta$ .

### 3.3. Execuția și instalarea sistemului flow-feedback pe standul experimental

După proiectarea și analiza camerei spirale, s-a trecut la realizarea acesteia prin metoda de rapid-prototyping (Fig. 3. 20). În urma realizării prin metoda de rapid-prototyping și asamblării cu secțiunea de testare a rezultat ansamblul din (Fig. 3. 21).



Fig. 3. 20 Realizarea camerei spirale prin metoda de rapid-prototyping.



Fig. 3. 21 Camera spirală în urma realizării prin rapid-prototyping și asamblarea cu secțiunea de măsură.

Fig. 3. 22 și Fig. 3. 23 prezintă realizarea ansamblului în CATIA V5R16, a sistemului flow-feedback, respectiv implementarea pe stanul experimental. Realizarea sistemului și implementarea pe stand a presupus introducerea în cele două ieșiri din camera spirală a două țevi de cupru, diametral opuse de  $\Phi = 35$  mm, care fac legătura printr-un racord flexibil cu cei doi robineti pentru închiderea/deschiderea alimentării jetului.

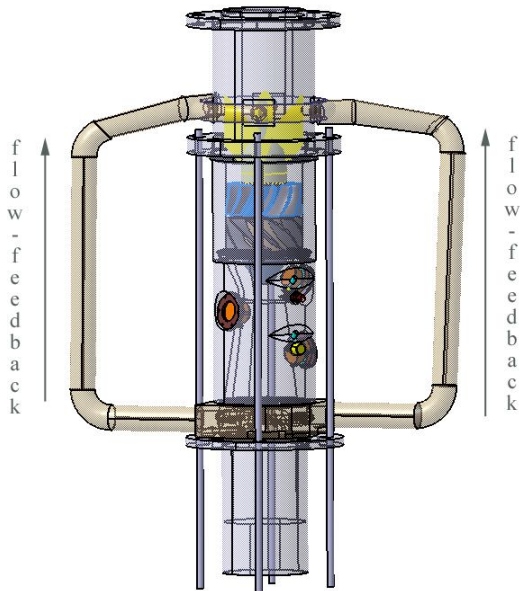


Fig. 3. 22 Ansamblul sistemului flow-feedback cu secțiunea de măsură realizat în CATIA v.5R16.



Fig. 3. 23 Implementare pe stand a sistemului flow-feedback.

### 3.4. Evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback

Evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback s-au făcut în primul rând prin determinarea pulsațiilor de presiune, care prin analiza lor să ne conducă la obținerea transformatei Fourier (din care rezultă amplitudinea și frecvența semnalului). De asemenea se urmărește determinarea coeficientului de recuperare a presiunii la peretele conului. Toate măsurătorile s-au realizat atât pentru varianta fără injecție de jet, cât și cu injecție de jet prin sistemul flow-feedback. Regimurile de funcționare l-a care s-a făcut achiziția a fost la un debit de 30 l/s având o turație corespunzătoare a rotorului de 920 rot/min și la un debit de 35 l/s, la o turație a rotorului de 1085 rot/min.

Pentru o analiză corectă a rezultatelor, campania de măsurători a presupus achiziția a o 100 de seturi pentru fiecare caz: fără și cu flow-feedback. În plus s-au mai realizat și măsurători cu injecție de jet cu apă preluată din amonte, pentru a putea aproxima debitul dat de sistemul flow-feedback (deoarece din punct de vedere experimental nu se poate determina debitul dat de sistemul flow-feedback).

Fig. 3. 24 prezintă variația pulsațiilor de presiune pentru varianta fără injecție de jet (cu negru) și cu injecție de jet cu flow-feedback (cu roșu) la regimul de funcționare cu debitul de 30l/s. Pentru primul nivel L0, situat în gât variația pulsației pentru varianta fără jet este de aproximativ  $\pm 3$  kPa, iar pentru varianta cu flow-feedback variația este de  $\pm 2$  kPa, rezultă că pentru acest nivel pulsația scade cu 33.3%. Oarecum în primul nivel vârtejul începe să se dezvolte și nu este foarte puternic. Pentru al doilea și al treilea nivel (L1 și L2), unde vârtejul este bine dezvoltat, variația pulsației scade de la 5 kPa pentru varianta fără jet la 2.5 kPa

pentru varianta cu flow-feedback, cea ce înseamnă o scădere de aproximativ 50%. La al patrulea nivel L3, apare o creștere a pulsației de aproximativ 33.3% datorită faptului că s-a impus ca proiectarea conului secțiunii de testare să fie de două ori mai lung pentru a observa clar influența jetului, prin urmare principalele nivele care interesează sunt L1 și L2, unde se observă într-adevăr o scădere semnificativă a pulsațiilor de presiune. Oarecum la ultimul nivel vârtejul începe să se disipe păstrând o zonă de excentricitate și mult zgomot, iar influența jetului nu mai este puternică.

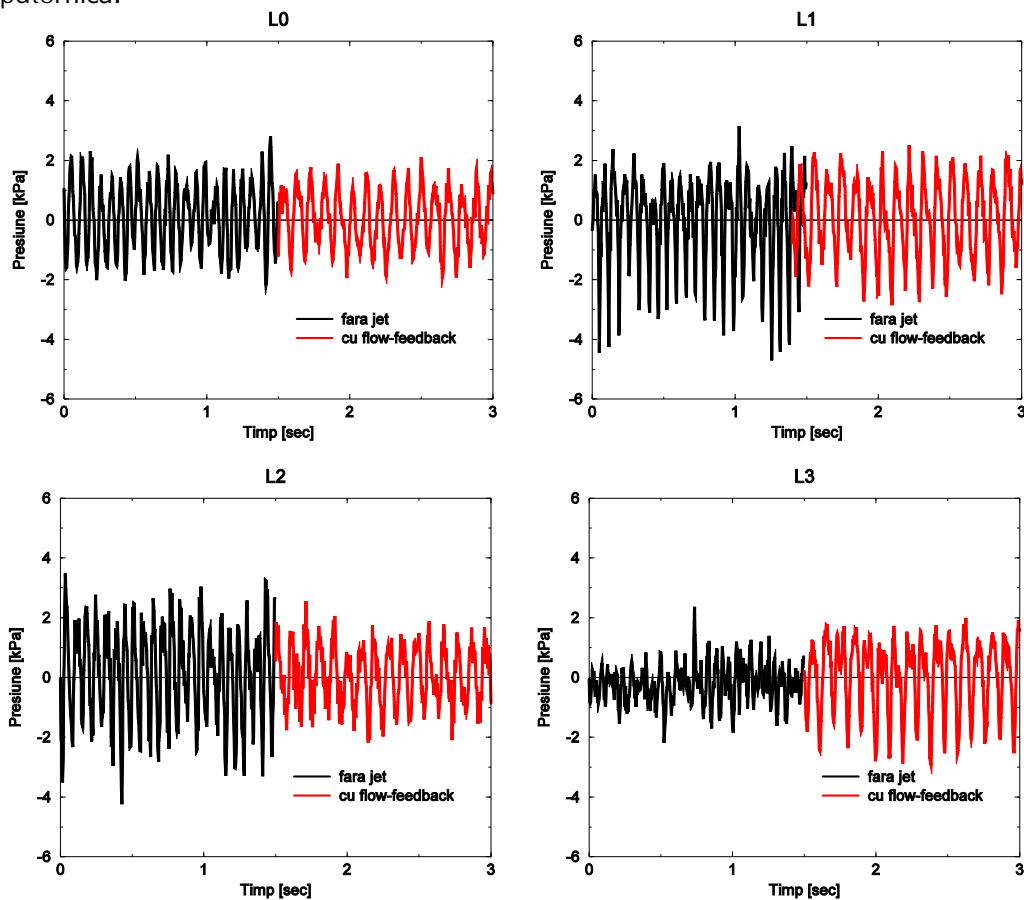


Fig. 3. 24 Pulsațiile de presiune fără și cu flow-feedback.

#### 3.4.1. Analiza amplitudinii și frecvenței semnalului de presiune

Așa cum s-a precizat și în subcapitolul anterior este necesar determinarea amplitudinii și frecvenței pulsației de presiune pentru a evalua eficiența metodei de injecție cu jet a sistemului flow-feedback.

Pentru aceasta primul pas a fost să se facă transformata Fourier a semnalului, dar metoda prezintă dezavantajul că semnalul obținut este unul foarte zgomotos datorită traductorilor și a zgomotului produs de sistem. Al doilea pas a fost de a surprinde întreg spectrul de armonici și frecvențe într-o singură valoare.

Aceasta se poate face utilizând teorema lui Parseval, care va fi detaliată în continuare.

Determinarea amplitudinii maxime după teorema lui Parseval [100] pleacă de la formula transformatei Fourier pentru un semnal continuu:

$$s(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[ a_m \cos\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) + b_m \sin\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) \right] \quad (3.11)$$

unde  $s(t)$  semnalul variabil în timp,  $T$  este perioada,  $m$  este indicele modului,  $t$  este timpul și  $a_m$ ,  $b_m$  sunt coeficienții transformatei Fourier definiți după următoarea formulă:

$$a_m = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \cos\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt \quad (3.12)$$

$$b_m = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \sin\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt \quad (3.13)$$

primul coeficient  $a_0$  este definit:

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt = 2\bar{s} \quad (3.14)$$

Atunci va rezulta că  $a_0 / 2$  este valoarea medie a lui  $s(t)$ .

Conform relației amplitudinea și frecvența unghiulară a armonicilor  $m$  este:

$$c_m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2} \quad (3.15)$$

$$\omega_m = m \frac{2\pi}{T} \quad (3.16)$$

Teorema lui Parseval dezvoltată după formula transformatei Fourier are formula:

$$\begin{aligned} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} |s(t)|^2 dt &= \sum_{m=1}^{\infty} |c_m|^2 = \left(\frac{1}{2} a_0\right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \\ &= \bar{s}^2 + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Pentru un semnal continuu definiția abaterii medii pătratice pentru un semnal este:

$$s_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (s(t) - \bar{s})^2 dt} \quad (3.18)$$

Pe de altă parte avem următoarea identitate matematică:

$$\begin{aligned} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} [s(t) - \bar{s}]^2 dt &= \\ &= \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - 2\bar{s} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt + \bar{s}^2 \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} dt \\ &= \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - \bar{s}^2 \end{aligned} \quad (3.19)$$

Astfel va rezulta că media pătratului pulsației:

$$s^2_{RMS} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - \bar{s}^2 \quad (3.20)$$

care conform cu teorema lui Parseval este definită:

$$s^2_{RMS} = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \quad (3.21)$$

Pentru un semnal eșantionat pe durata T, eșantionăm semnalul  $s(t)$  la intervale constante de timp:  $\Delta t = T/N$ , și vom avea un semnal cu valorile  $s_1, s_2 \dots s_N$ , iar numărul de eșantioane definit de la  $i=1 \dots N$ .

Pentru a observa legătura dintre semnalul continuu și semnalul discret (eșantionat) vom pleca de la definiția coeficienților urmând ca să definim la sfârșit valoarea mediei pătratului pulsației:

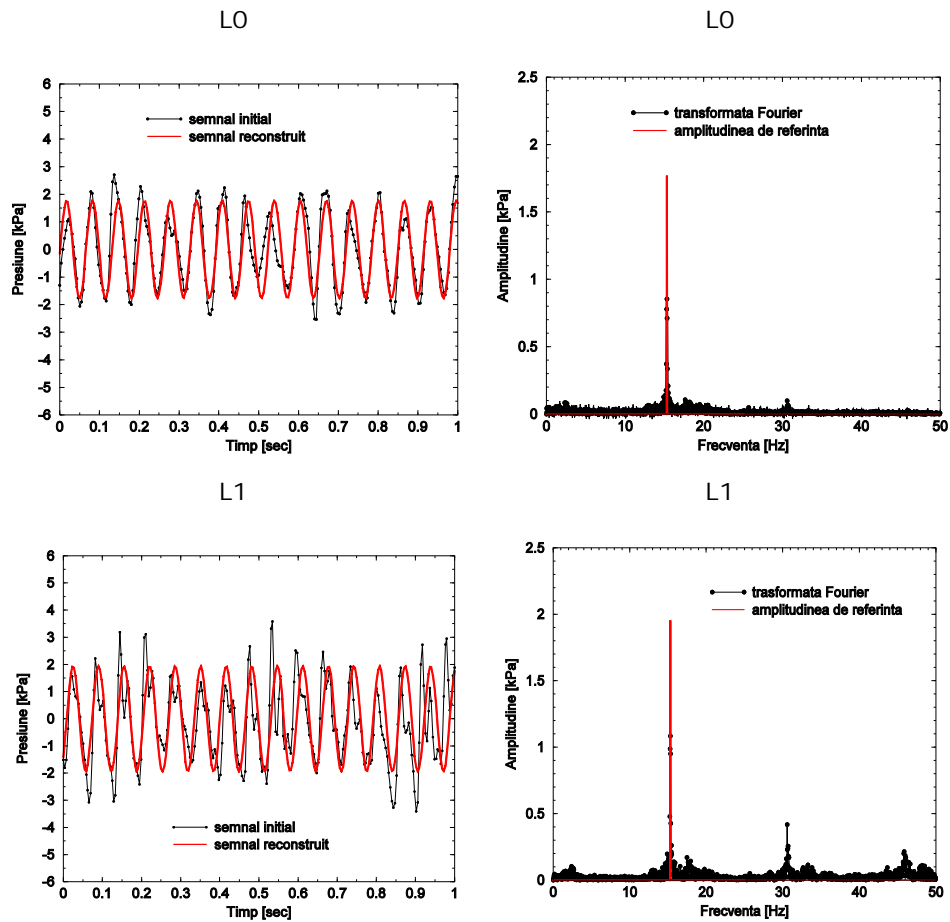
|            | Semnal continuu   | Semnal eșantionat   |
|------------|---|---|
|            | $m = 0$   | $n = 1$   |
| $a_0$      | $\frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt = 2\bar{s}$   | $\frac{2}{N} \sum_{i=1}^N s_i = \frac{2}{N} c_1 = 2\bar{s}$   |
|            |   | $n = m + 1$   |
| $a_m$      | $\frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \cos\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$  | $\frac{2}{N\Delta t} \sum_{i=1}^N s_i \cos\left(\frac{(n-1)(i-1)\Delta t \cdot 2\pi}{N\Delta t}\right) \Delta t =$<br>$= \frac{2}{N} c_{n-2}$   |
|            |   | $n = m + 1$   |
| $b_m$      | $-\frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \sin\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$   | $-\frac{2}{N\Delta t} \sum_{i=1}^N s_i \sin\left(\frac{(n-1)(i-1)\Delta t \cdot 2\pi}{N\Delta t}\right) \Delta t =$<br>$= -\frac{2}{N} c_{n-1}$ |
|            |   | $n = m + 1$   |
| $\omega_m$ | $m \frac{2\pi}{T}$  | $(n-1) \frac{2\pi}{N \cdot \Delta t} = \frac{2\pi}{\Delta t} \cdot \frac{n-1}{N}$   |
| $f_m$      | $\frac{m}{T}$   | $\frac{n-1}{N} \frac{1}{\Delta t}$  |
| $A_m$      | $\sqrt{a_m^2 + b_m^2}$  | $\frac{2}{N} \sqrt{c_{2n-2}^2 + c_{2n-1}^2}$  |
| $s_{RMS}$  | $\sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (s(t) - \bar{s})^2 dt} =$<br>$= \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2)}$ | $\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{\infty} (s_i - \bar{s})^2} =$<br>$= \sqrt{\frac{2}{N^2} \sum_{r=2}^N (c_r^2)}$                                   |

Prin urmare amplitudinea echivalentă unui semnal eșantionat va fi egală cu: (3.22)

$$A_{ech} = \sqrt{2}p_{RMS}$$

Din extragerea radicalului din suma pătratelor coeficienților transformatei Fourier vom obține o valoare care înmulțită cu  $\sqrt{2}$  este amplitudinea pulsației de presiune după care se va reconstrui semnalul de presiune.

Astfel semnalele reconstruite pentru varianta fără jet și cu flow-feedback, comparat cu semnalul inițial arată ca în graficele următoare (Fig. 3. 25 și Fig. 3. 26):





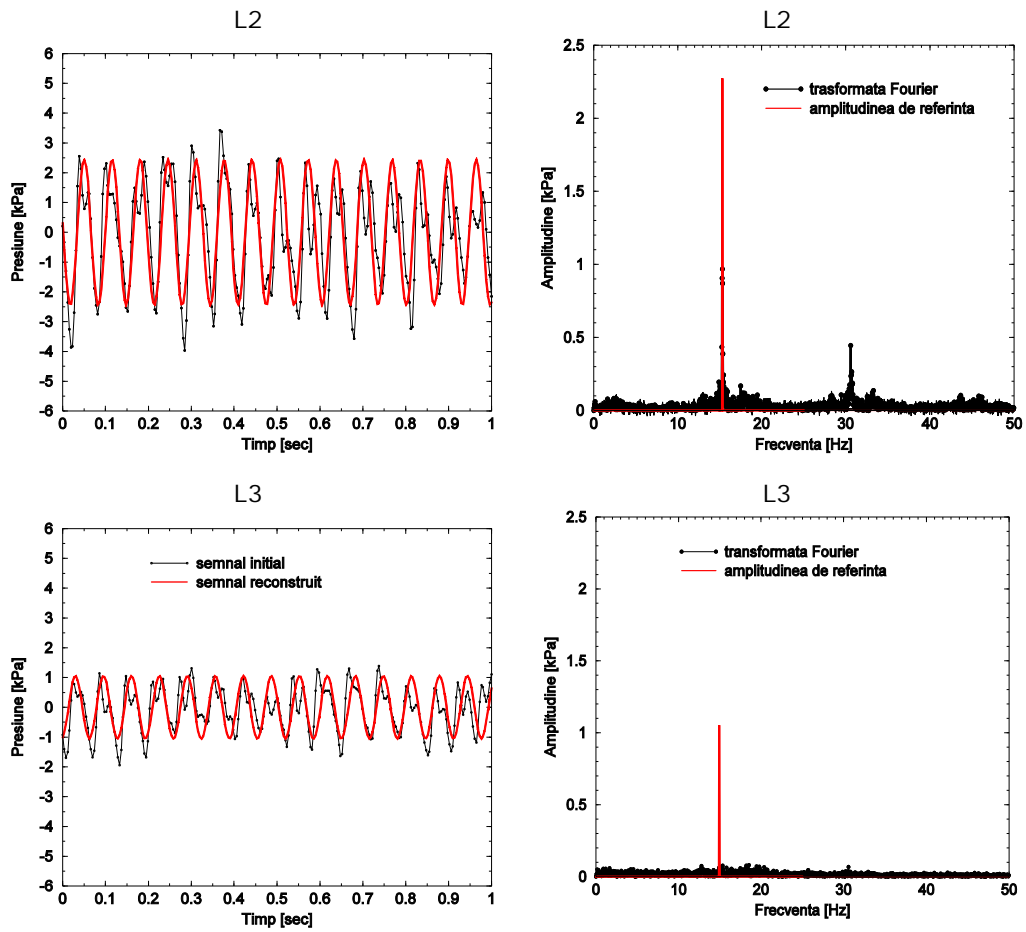
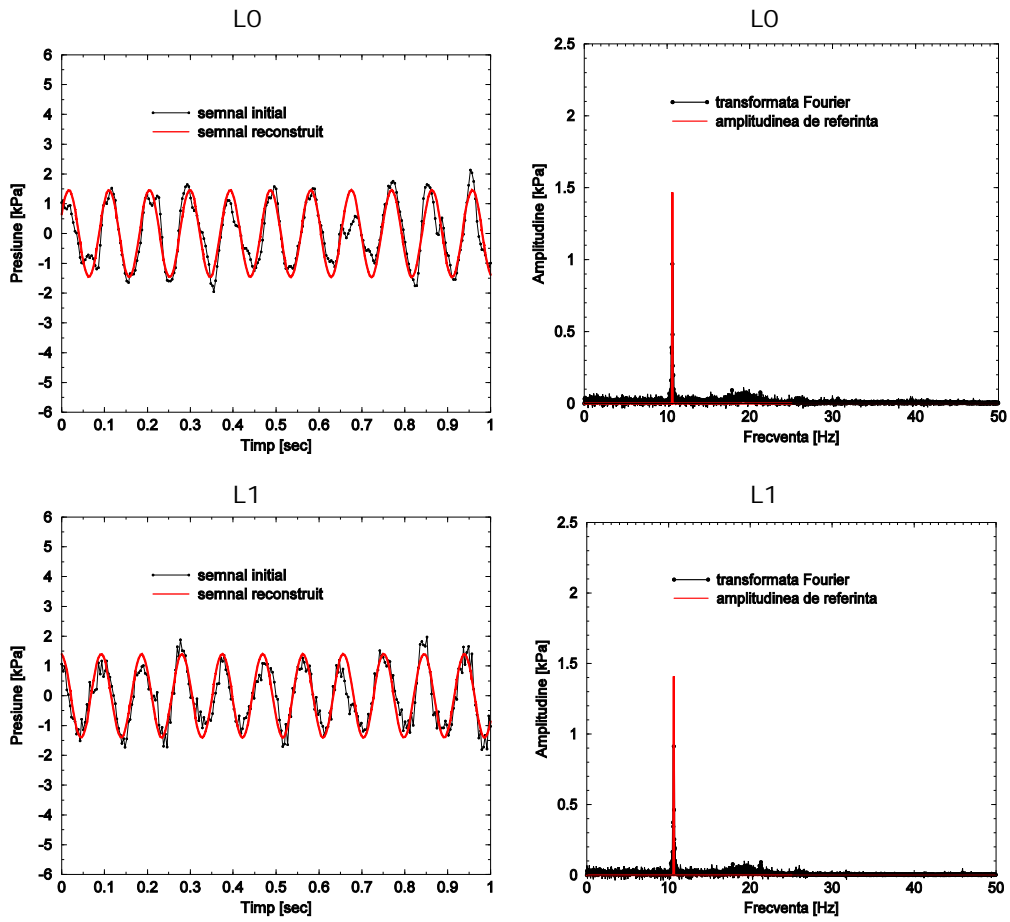


Fig. 3. 25 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru varianta fără injecție de jet.



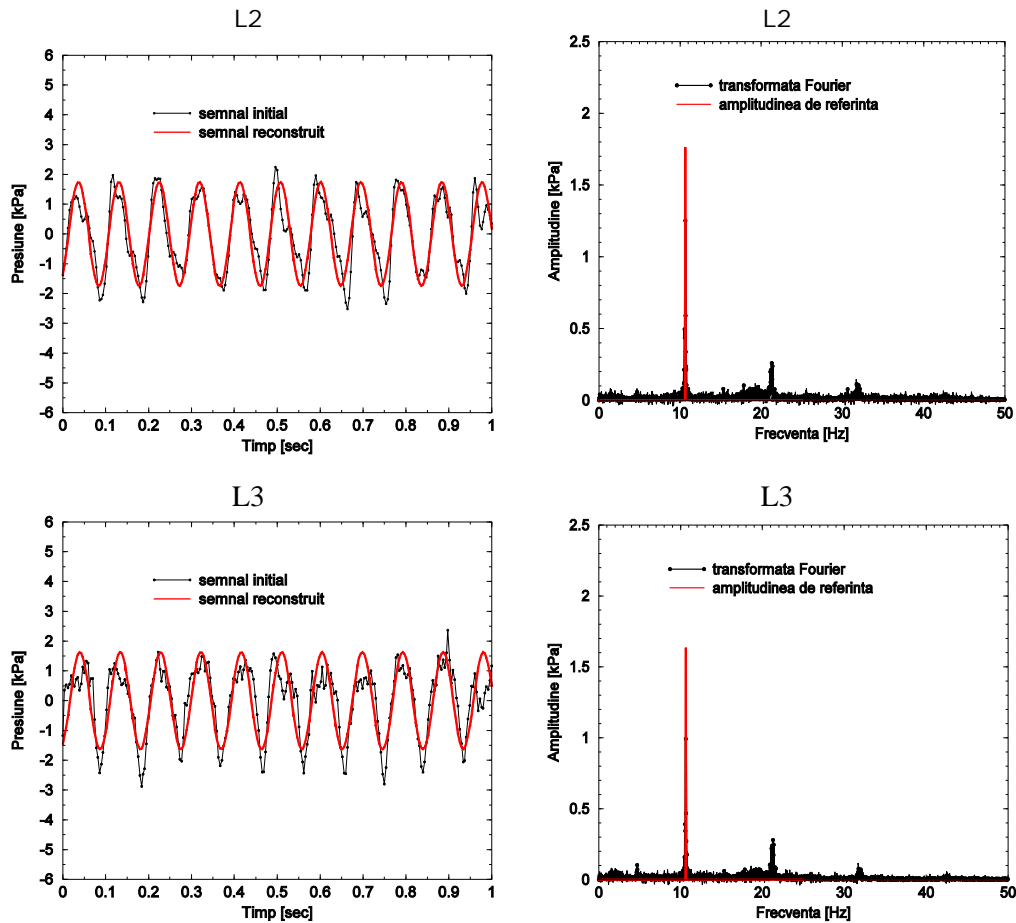


Fig. 3. 26 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru varianta cu flow-feedback.

Mai departe se reprezintă analiza amplitudinii funcție de frecvență din punct de vedere adimensional (Fig. 3. 27) și anume frecvența adimensionalizată folosește ca referință numărul Strouhal:

$$Sh = \frac{f \cdot l}{V_{gat}} = \frac{f \cdot D_{gat}}{4 \cdot Q} \quad (3. 23)$$

$$\frac{f \cdot D_{gat}}{n \cdot D_{gat}^2}$$

unde  $D_{gat} = 0.1$  m este diametrul din gât,  $Q = 30$  l/s debitul nominal,  $V_{gat}$  viteza din gât (partea convergent-divergentă a secțiunii), și  $f$  este frecvența inițială.

Amplitudinea se adimensionalizează respectând termenul cinetic  $\rho v^2/2$

$$\bar{A}_{echiv} = \frac{\sqrt{2} p_{RMS}}{\rho \cdot \frac{v_{gat}^2}{2}} \quad (3. 24)$$

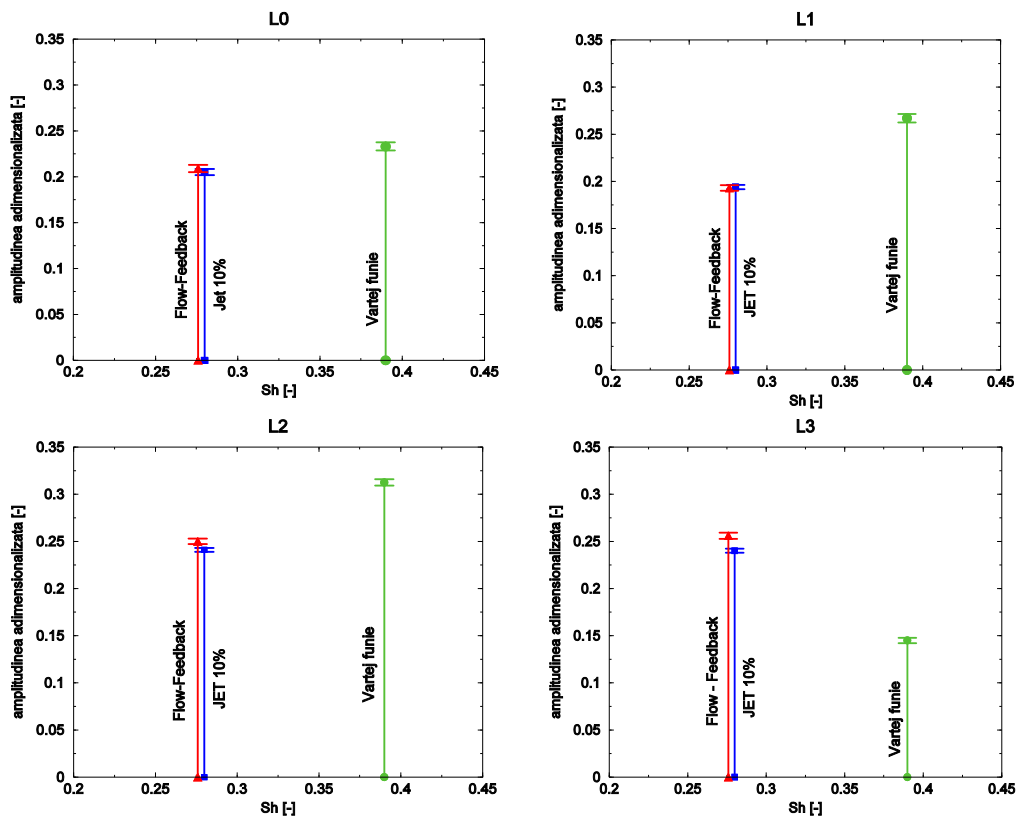


Fig. 3. 27 Amplitudinea adimensionalizată funcție de numărul Strouhal pentru cele patru nivele ale secțiunii de testare.

Tabel 3. 3 Scăderea amplitudinii și frecvenței funcției de injecția de apă prin flow-feedback [%].

|    | Scăderea amplitudinii în cazul injecției de jet cu flow-feedback față de cazul fără injecție de jet [%] | Scăderea frecvenței în cazul injecției de jet cu flow-feedback față de cazul fără injecție de jet [%] |
|----|---|---|
| L0 | 16.6  | 32  |
| L1 | 25  | 32  |
| L2 | 21  | 32  |
| L3 | +60   | 32  |

În graficele amplitudinii funcției de numărul Strouhal se observă în primul rând cele trei variante analizate: fără jet (vârtej funie – linie verde), cu injecție de apă din amonte (10% JET – linie albastră) și cu Flow-Feedback (linie roșie).

În primul rând se poate observa că atât amplitudinea cât și numărul Strouhal atât pentru varianta cu flow-feedback cât și pentru varianta cu JET 10% au aproximativ aceleași valori pentru toate nivelele. Este evident că numărul Strouhal scade pentru ambele variante de injecție față de varianta fără injecție de jet. De fapt pentru varianta inițială avem o frecvență de aproximativ 15 Hz, corespunzător unui număr Strouhal  $Sh = 0.392$ , pentru varianta cu flow-feedback o frecvență de 10.5 Hz

corespunzător unui  $Sh = 0.261$  și pentru varianta cu JET 10% avem o frecvență de 10.7 Hz cu un  $Sh = 0.28$ . Oricum frecvențele celor două variante de injecție de apă scad cu aproximativ 32% comparativ cu cea fără injecție de jet (Tabel 3. 3). Această scădere în frecvență, care apare odată cu introducerea jetului axial prin flow-feedback, duce la scăderea componentei de rotație a vârtejului funie, - a mișcării de precizie a acestuia.

Pentru nivelul din gât L0, amplitudinea adimensionalizată este aproximativ la fel pentru toate cele trei cazuri, deoarece vârtejul funie începe să se formeze, neavând o structură foarte dezvoltată. Pentru nivelele L1 și L2, se observă că amplitudinea pentru varianta fără jet este cea mai mare (vârtejul este bine dezvoltat) și odată cu injecția de jet, regiunea de stagnare asociată vârtejului funie este împinsă în jos, iar fluctuația de amplitudine are o scădere semnificativă. Pentru nivelul L3 când se injectează jetul regiunea de stagnare este împinsă în jos dar vârtejul se disipă și încă mai păstrează o regiune de excentricitate cu mult zgomot, de aceea există o creștere în amplitudine. Dar secțiunea de testare de pe stand a fost proiectată cu un con de două ori mai lung pentru a observa clar influența jetului, prin urmare principalele nivele care interesează sunt L1 și L2, unde se observă o scădere de până la 25-30% a pulsațiilor de presiune.

#### 3.4.2. Determinarea coeficientului de recuperare a presiunii

Pentru a valida rezultatele măsurate, o modalitate de verificare este aceea de a adimensionaliza cele două regimuri de funcționare cu o constantă ce ține cont de viteză. Pentru adimensionalizarea coeficientului de recuperare a presiunii la perete s-a luat ca și referință valoarea vitezei din gât pentru fiecare regim de funcționare, iar pentru adimensionalizarea lungimii conului se respectă diametrul din gât ( $D_{ref} = 100\text{mm}$ ). Astfel pentru cele două regimuri de curgere fără injecție de jet și cu flow-feedback, avem valorile vitezei:

Pentru curgerea cu vârtej funie:

$$Q = 30\text{l/s} \Rightarrow v = \frac{Q_{\text{funct}}}{S} = \frac{4 \times 0.03}{\pi \times 0.05^2} = 3.817\text{m/sec}$$

$$Q = 35\text{l/s} \Rightarrow v = \frac{Q_{\text{funct}}}{S} = \frac{4 \times 0.035}{\pi \times 0.05^2} = 4.39\text{m/sec}$$

Cunoscând viteza pentru cele două regimuri dacă adimensionalizăm presiunile măsurate cu  $\rho v^2/2$  se poate determina coeficientul de recuperare a presiunii pe con.

$$c_p = \frac{p - p_0}{\rho \cdot v^2 / 2}$$

Coordonata axială și anume lungimea secțiunii de test divergente va fi adimensionalizată după formula:  $L_{\text{adim}} = L_{\text{div}}/R_{\text{ref}}$

Unde:

- $L_{\text{adim}}$  lungimea conului adimensională [-]
- $L_{\text{div}}$  lungimea conului din partea divergentă a secțiunii de test [m]
- $R_{\text{ref}}$  raza de referință situată în zona strangulată a secțiunii de test  $R=0.05\text{[m]}$

Pentru adimensionalizare luăm presiunea medie măsurată a celor doi traductori de pe același nivel. Fig. 3. 28 prezintă coeficientul de recuperare al presiunii adimensionalizat funcție de lungimea conului (cu roșu varianta flow-feedback și cu negru varianta fără flow-feedback – vârtej funie).

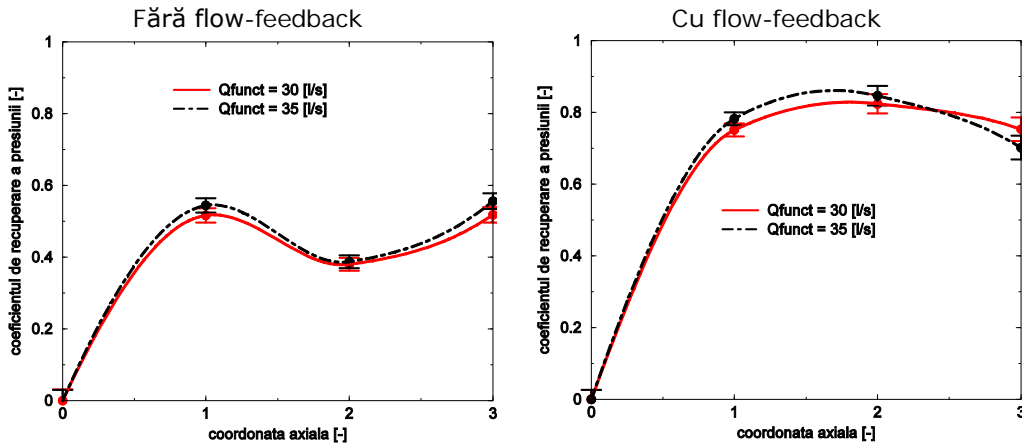


Fig. 3. 28 Coeficientul de recuperare al presiunii pe con la cele două regimuri de funcționare  $Q_{\text{func}} = 30$  [l/s] și  $Q_{\text{func}} = 35$  [l/s] pentru varinata fără injecție de apă (stânga) și cu injecție de apă cu flow-feedback (dreapta).

Din analiza coeficientului de recuperare a presiunii, la cele două regimuri de funcționare, se poate observa că avem aproximativ același coeficient de recuperare a presiunii și diferențele se încadrează în valorile erorilor de măsură  $p_{\text{RMS}}$ :

$$p_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N_s} \sum_{i=1}^{N_s} (p_i - \bar{p})^2} \quad (3.25)$$

unde  $N_s$  este numărul seturilor măsurate, iar  $p_i$  este presiunea măsurată a fiecărui set.

În primul rând se observă o creștere a coeficientului la o valoare de aproximativ 0.55 pentru varinata cu vârtej funie, iar când se introduce jetul recuperarea crește cu aproximativ 35% pe acel nivel (L1). Pe nivelul L2, odată cu injecția prin flow-feedback recuperarea de presiune crește la o valoare aproximativă de 0.84, cea cea înseamnă o creștere aproape dublă pe nivelul respectiv.

Aceste valori ne conduc la concluzia că această metodă de injecție prin flow-feedback permite o bună îmbunătățire a performanței difuzorului conic. Sistemul flow-feedback are un bun potențial de îmbunătățire a coeficientului de recuperare a presiunii în conul tubului de aspirație la diferite puncte de funcționare, datorită rolului de autoreglare.

### 3.4.3. Determinarea tipului de pulsație din semnalul de presiune reconstruit

Pulsațiile de presiune existente în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice pot fi de două tipuri [57], [58]: *pulsații de tip piston* (sincrone) acționează pe axa verticală a conului tubului de aspirație. Acest tip de pulsație poate fi comparat cu lovitură de berbec, astfel dacă pe același nivel vor fi montați mai mulți traductori, ei vor înregistra în același timp aceleași pulsații de presiune, dar dacă se analizează pulsațiile de presiune în timp acestea variază. Variația pulsației în timp este pulsația de tip piston sau sincronă; *pulsații rotative* (asincrone) acționează orizontal în conul tubului de aspirație și se pot determina numai dacă sunt montați mai mulți traductori pe același nivel. Sunt produse de instabilități cum ar fi vârtejul funie. Datorită formei vârtejurii funie cât și a mișcării de precesie, acesta produce

instabilități a câmpului de presiune. Ca urmare dacă sunt montați doi traductori de presiune pe același nivel, se va înregistra un semnal de presiune de la cei doi traductori ce va fi în opoziție de fază. Acest tip de pulsație se numește pulsație rotativă.

Descompunerea semnalului se calculează ca fiind:

$$\frac{S_1 + S_2}{2} \quad \text{Componenta sincronă (piston) a semnalului de presiune}$$

$$\frac{S_1 - S_2}{2} \quad \text{Componenta asincronă (rotativ) a semnalului de presiune}$$

unde  $S_1$  și  $S_2$  sunt cele două semnale de presiune de pe același nivel, situate la  $180^\circ$  unul față de celălalt. Semnalul descompus pentru această analiză este semnalul reconstruit.

Aplicând formulele de calcul enunțate anterior s-a descompus semnalul de presiune reconstruit. Mai departe se prezintă descompunerea semnalului de presiune pentru regimurile de curgere fără jet (vârtej funie) și cu flow-feedback (FF) – Fig.3.29. Pulsația predominantă este cea de tip rotativ, având vârful de amplitudine pentru nivelul L2. Această componentă rotativă are valori de aproximativ 2.5 kPa, iar sursa de excitație este vârtejul funie situat în con, aceste pulsații rotative propagându-se în întreg sistemul hidraulic. Odată cu injecția de apă prin flow-feedback, componenta predominantă este tot cea rotativă, dar valorile pulsației sunt mai mici decât la varianta fără injecție de jet, excepție făcând nivelul L3 unde vârtejul funie se disipă.

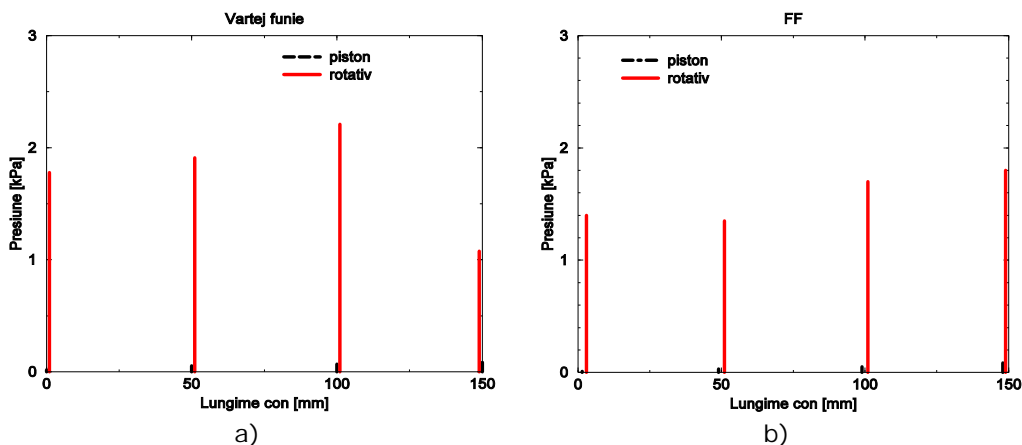


Fig. 3. 29 Descompunerea semnalului reconstruit de-a lungul secțiunii de testare pentru cele două regimuri de curgere.

### 3.5. Concluzii

Acest capitol a prezentat proiectarea, exdctuția, implementarea și evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback. Evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback, a constat în măsurarea pulsațiilor de presiune pe difuzorul conic pentru curgerea cu vârtej dar și pentru noua metodă de control a curgerii utilizând injecția de apă cu flow-feedback. Măsurătorile s-au efectuat pe secțiunea de testare cu cei opt traductori de presiune nestaționari montați pe patru nivele. S-au măsurat 100

de seturi după care s-a calculat valoarea cea mai probabila și abaterea medie pătratică pentru fiecare traductor în parte.

Având eliminate problemele legate de instalație și sensibilitate a traductorilor a fost posibil determinarea, coeficientului de recuperare al presiunii dar și amplitudinea și frecvența pulsațiilor de presiune. Din variația coeficientului de recuperare al presiunii s-a observat că atunci când nu avem injecție de apă avem o recuperare de presiune imediat la intrarea în con, după care, curentul începe să se desprindă presiunea scăzând foarte mult, conducând la pierderea rolului sau funcțional, acela de a recupera energie. Odată cu injecția de apă începe să se recupereze energie, coeficientului de recuperare al presiunii ajungând la o valoare dublă în zona de mijloc a secțiunii de testare. Din analiza măsurărilor cu teorema lui Parseval și din compararea pulsațiilor de presiune funcție de timp se observă clar că amplitudinea pulsației de presiune scade atunci când este introdusă injecția de apă prin flow-feedback cu aproximativ 25...30%, la fel și frecvența cu până la 32%.

Descompunerea semnalelor de presiune reconstruite arată că există o componentă predominantă și anume cea de tip rotativ, dar cazul curgerii cu flow-feedback aceasta este la valori mai mici față de cazul fără injecție de apă.

Astfel se poate concluziona că sistemul flow-feedback are potențial în ceea ce privește controlul curgerilor cu vârtej în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, atât prin faptul că se diminuează amplitudinea și frecvența vârtejului funie, cât și prin faptul că ajută la recuperarea de energie. Mai mult acest sistem nu afectează randamentul turbinei și nu necesită aport suplimentar de energie.

Capitolul 4 va arăta că dacă la debitul dat de sistemul flow-feedback se adaugă încă 2% din debitul nominal, rezultatele obținute vor arăta că pulsațiile de presiune scad cu până la 70%, ca în cazul injecției cu apă din amonte când se utilizează un debit de 12% din cel nominal. Iar din descompunerea semnalului se va vedea că există ca și predominantă componenta de tip piston.



## 4. Flow-Feedback cu aport suplimentar de energie (FFE)

În capitolul 3 se constată că se reduce amplitudinea pulsației de presiune cu până la 30%, atunci când se introduce jetul axial generat de metoda flow-feedback pentru îndepărtarea vârtejului funie. Astfel pentru o reducere mai semnificativă (de aproximativ 70%), a pulsațiilor de presiune, la fel ca în cazul alimentării jetului cu sursă auxiliară de energie [28], [29], este necesar un debit suplimentar. Dar traseul de alimentare a jetului utilizând metoda care se descrie în această teză (metoda flow-feedback), prezintă pierderi hidraulice, care nu sunt compensate de camera spirală și duza de injecție. Acest capitol prezintă analiza, proiectarea, implementarea unei pompe ejector pe traseul de retur (traseul sistemului flow-feedback), care crește energia specifică în vederea compensării pierderilor hidraulice și a debitului. De asemenea în acest capitol se arată și o metodă de evaluare a debitului dat de sistemul flow-feedback din punct de vedere experimental.

### 4.1. Determinarea debitului recirculat

Așa cum s-a arătat în finalul capitolului 3, obținerea valorilor pulsațiilor de presiune atunci când se introduce jet prin sistemul flow-feedback și compararea cu metoda de injecție de apă cu sursă auxiliară de energie, a permis aproximarea debitului dat de sistemul flow-feedback. În urma analizei pulsațiilor de presiune a rezultat că debitul dat de flow-feedback este aproximativ egal cu debitul dat de alimentarea cu sursa auxiliară de energie și anume 10% din debitul nominal (valoarea debitului nominal este de 30 l/s), iar pulsațiile de presiune asociate vârtejului funie scad cu aproximativ 25% - 30%.

O altă metodă mult mai exactă de determinare a debitului dat de flow-feedback este cea în care cu ajutorul sistemului de Laser Doppler Velocimetry se măsoară profilele de viteză meridionale și circumferențiale, atât când se introduce jet cu flow-feedback cât și la diferite valori de jet alimentat cu pompa auxiliară. De asemenea s-au măsurat profilele de viteză și în cazul în care nu se introduce jet (cazul cu vârtej funie).

Fig. 4. 1 și Fig. 4. 2 prezintă profilele de viteză meridionale și circumferențiale obținute în urma măsurărilor pentru cazul fără jet (cazul cu vârtej funie – linie plină de culoare roșie), cazul cu jet alimentat prin sistemul flow-feedback (linie plină de culoare albastră) și cazurile cu diferite valori ale debitului de jet alimentat cu sursă auxiliară de energie (cu 10% din debitul nominal – culoare maro, cu 12% din debitul nominal – culoare violet și cu 14% din debitul nominal – culoare verde). În urma analizei se observă că atât profilele de viteză meridionale cât și cele circumferențiale ale variantei de alimentare a jetului prin sistemul flow-feedback sunt aproximativ la fel cu cazul de alimentare a jetului cu sursă auxiliara de energie la 10% din debitul nominal, ceea ce ne conduce la concluzia că și debitul dat de sistemul flow-feedback este de aproximativ 10% din debitul nominal. Rezultatele prezentate de Bosioc și alții [28], [29] arată că la o valoare a debitului din jet de aproximativ 12% din debitul nominal, diminuarea pulsațiilor de presiune

este de aproximativ 60% - 70%. Pentru a obține aceste rezultate și cu sistemul flow-feedback mai este nevoie de 2% debit de alimentare.

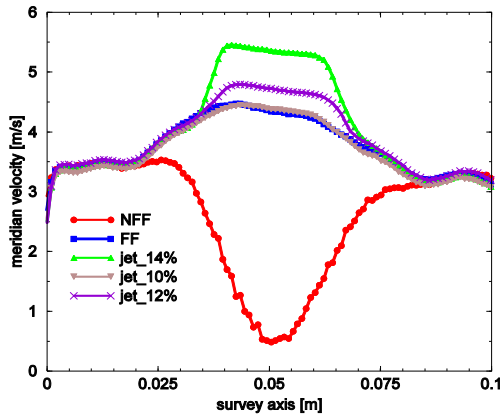


Fig. 4. 1 Profilele de viteză meridionale pentru fereastra W1 la debitul nominal  $Q = 30$  [l/s].

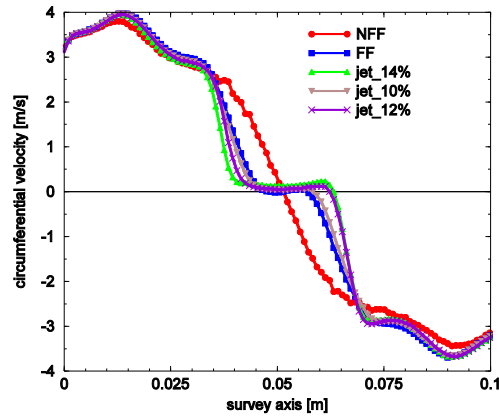


Fig. 4. 2 Profilele de viteză circumferențiale pentru fereastra W1 la debitul nominal  $Q = 30$  [l/s].

Soluția care să ne permită obținerea debitului de 12% din debitul nominal și în cazul alimentării jetului cu sistemul flow-feedback, este de a suplimenta debitul dat de sistemul flow-feedback cu debit dat de sursa auxiliară de energie. Astfel prin introducerea unui debit cu sursa suplimentară de energie de 2% din debitul nominal în plus, sistemul flow-feedback elimină pulsațiile de presiune asociate vârtejului funie la fel ca în cazul alimentării jetului (jet 12%), numai cu sursă suplimentară de energie.

#### 4.2. Evaluarea pierderilor hidraulice de pe traseul de retur

În subcapitolul precedent se arată cum s-a determinat debitul dat de sistemul flow-feedback și cât ar mai fi necesar pentru a diminua pulsațiile de presiune asociate vârtejului funie cu până la 70 % față de varianta când nu se introduce jet. Astfel pentru aceasta este necesar un debit de 12% (aproximativ 3.6 l/s) din debitul nominal de 30 l/s. Ținând cont de faptul că sistemul flow-feedback produce un debit de 3 l/s (10% din debitul nominal de 30 l/s), ar mai fi necesar încă 0.6 l/s (2% din debitul nominal). Acest debit se adaugă la sistemul flow-feedback cu ajutorul pompei secundare.

Dar pe lângă acest debit suplimentar mai este nevoie și de o presiune suplimentară de aproximativ 6-7 kPa, datorită traseului hidraulic care induce pierderi hidraulice locale. Această presiune a fost determinată din căderea de presiune care apare între valorile debitului de injecție de 10% și respectiv 12% din debitul nominal de 30 [l/s], pe traseul secundar al standului experimental. Oarecum din analiza numerică 2D axial simetrică realizată de Susan-Resiga și alții [117] se observă că dacă apar pierderi hidraulice pe traseul sistemului flow-feedback, atunci debitul scade de la 9.5% la 7.3% și curgerea cu vârtej se transformă într-una cu disipare mare (Fig. 4. 3 și Fig. 4. 4). Măsurătorile experimentale care au dus la stabilirea valorii de presiune suplimentară necesară sistemului flow-feedback pentru a "învinge" vârtejul funie, au presupus în primul rând montarea unui traductor de

presiune pe traseul realizat pentru a alimenta suplimentar cu debit, sistemul flow-feedback. Al doilea pas a presupus realizarea măsurătorilor de presiune la două valori de debit nominal de 30 și 25 l/s.

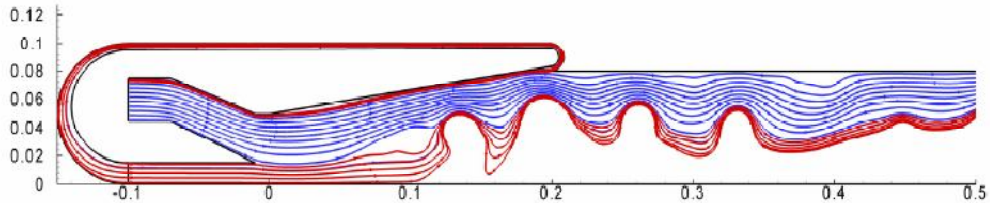


Fig. 4. 3 Linii de curent în secțiunea de testare cu o cădere de presiune de 3 kPa de-a lungul sistemului flow-feedback [117].

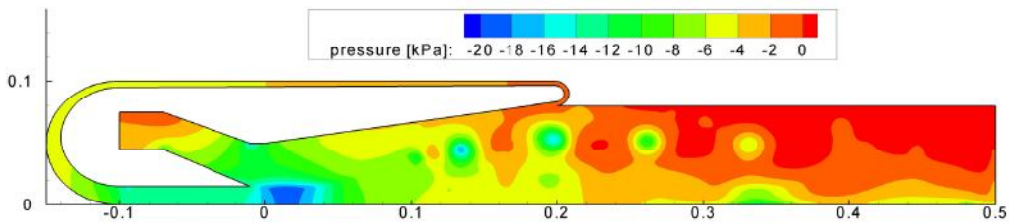


Fig. 4. 4 Presiunea statică în secțiunea de testare cu o cădere de presiune de 3 kPa de-a lungul sistemului flow-feedback [117].

Graficul din Fig. 4. 5 prezintă căderea de presiune de pe traseul secundar la diferite valori de debit de injecție cu sursă suplimentară de energie. Se poate observa că la valoarea debitului de 3 [l/s], ceea ce înseamnă 10% din debitul nominal, avem o valoare a căderii de presiune de aproximativ 32 [kPa], iar la 3.6 [l/s], corespunzător 12% valoarea presiunii este de aproximativ 39 [Kpa].

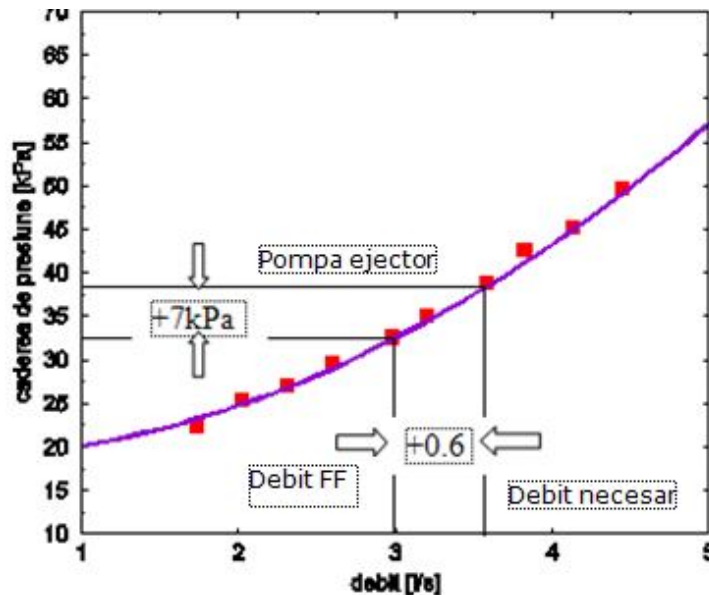


Fig. 4. 5 Graficul căderii de presiune funcție de debitul jetului.

Este cunoscut că valoarea debitului dat de jetul produs de flow-feedback, conform profilelor de viteză măsurate este de aproximativ 10% din debitul principal. Pentru a diminua pulsațiile de presiune asociate vârtejului funie cu până la 70% este nevoie de un debit de aproximativ 12%, conform măsurărilor realizate cu injecție de jet cu sursa auxiliară de energie [29]. Conform analizei de mai sus pentru a crește valoarea debitului dat de flow-feedback de la 10% la 12% din valoarea debitului nominal, este necesară o creștere de presiune de 6-7 [kPa].

*Cum creștem presiunea din sistemul flow-feedback?*

În paragraful anterior se arată că pe lângă debitul suplimentar dat sistemului flow-feedback pentru a "învinge" vârtejul funie, mai este necesară și o creștere de presiune de 6-7 kPa, datorită pierderilor hidraulice locale de pe traseul sistemului flow-feedback.

Această presiune se obține prin introducerea unei *pompe ejector* pe traseul de alimentare a sistemului flow-feedback, care are rolul de a crește presiunea la ieșire, atunci când se introduce debit suplimentar.

### 4.3. Implementarea pompei ejector pentru suplimentarea debitului dat de metoda flow-feedback

Ejectoarele au rol de a transforma energia cinetică în energie potențială. Sunt formate dintr-un injector (nozzle), cameră de amestec și difuzor. Rolul injectorului este de realiza jetul motor și transformă energia potențială (de presiune), în energie cinetică. În camera de amestec are loc cedarea de energie. Camera de amestec se continuă cu un difuzor care realizează o transformare a energiei cinetice a amestecului în energie potențială, reducându-se viteza. Randamentul hidraulic al acestor transformări este relativ mic ( $\eta_{max} = 0.36$ ). Alte categorii de pierderi nu apar, astfel randamentul total este egal cu cel hidraulic [51].

Mărimile geometrice care caracterizează un ejector sunt:

- aria secțiunii de ieșire a injectorului,  $S_i$
- aria gâtului ejectorului (secțiunea de intrare în camera de amestec),  $S_g$
- lungimea zonei de amestec,  $l_a$
- aria racordurilor de aspirație și refulare,
- dimensiunile difuzorului, al cărui unghi a trebuie să fie de aproximativ 6-8°.



Fig. 4. 6 Model ejector.

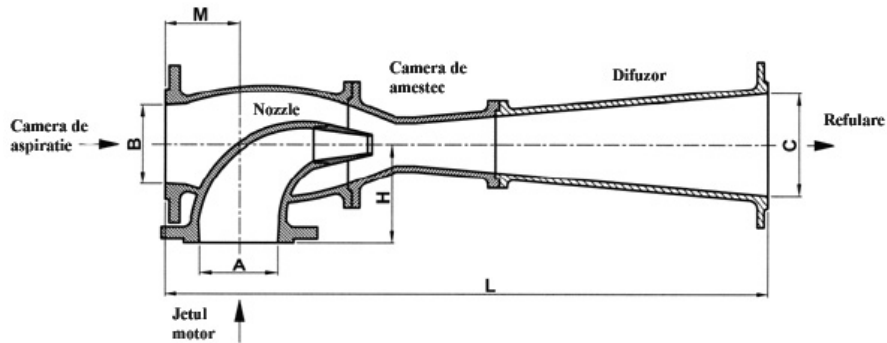


Fig. 4. 7 Secțiune prin ejector.

Datorită dimensiunilor limitate de gabarit pentru ejectorul proiectat pentru traseul hidraulic de pe standul experimental, a rezultat următoarele valori ale mărimilor enumerate mai sus:

- $S_i = 0.00013 \text{ m}^2$ ,
- $S_g = 0.00041 \text{ m}^2$ ,
- $l_a = 20 \text{ mm}$ ,
- $\alpha = 6^\circ$ .

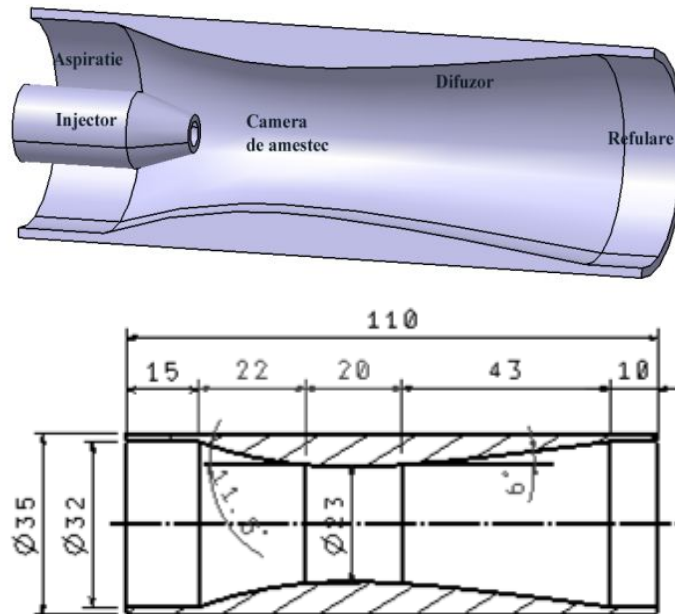


Fig. 4. 8 Secțiune prin ejectorul proiectat cu dimensiunile aferente în [mm].

În urma proiectării a rezultat ejectorul din Fig. 4. 8, care mai presupune și introducerea unui injector cu diametrul de ieșire de 4 mm. Pe aceasta configurație de ejector s-au analizat din punct de vedere numeric mai multe cazuri de poziționare a injectorului la diferite valori de-a lungul axei secțiunii convergent-divergente a ejectorului.

Pentru analiza numerică s-a optat pentru un domeniu 2D axial simetric (Fig. 4. 9). Condițiile la limita care s-au impus pentru analiza numerică au presupus impunerea vitezelor pentru două intrări și anume cea a fluidului ce iese din camera spirală, cu o valoare de 2.48 m/s corespunzătoare unui debit de 3l/s și respectiv cea a fluidului dat de injector care are valoarea de 23.88 m/s corespunzătoare unui debit de 0.6l/s. La ieșire s-a impus presiunea egală cu zero. Toate acestea împreună cu modelul nestaționar turbulent k-ε, au condus în final la obținerea unei configurații optime de ejector, care dă o creștere de presiune la ieșire de aproximativ 7 kPa pentru presiunea statică și 8 kPa pentru presiunea totală.

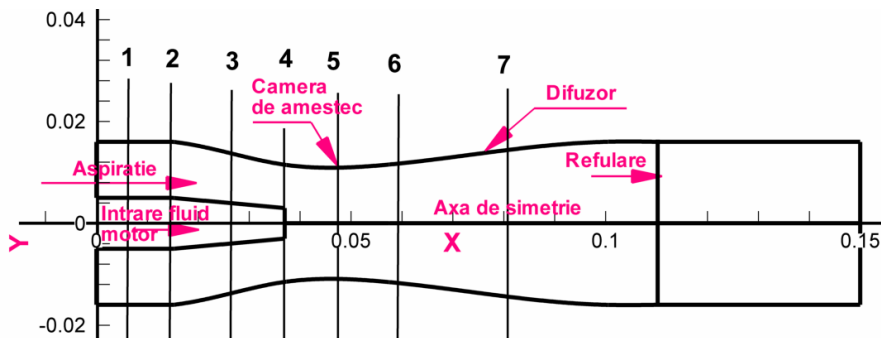


Fig. 4. 9 Domeniul de analiză 2D axial simetric.

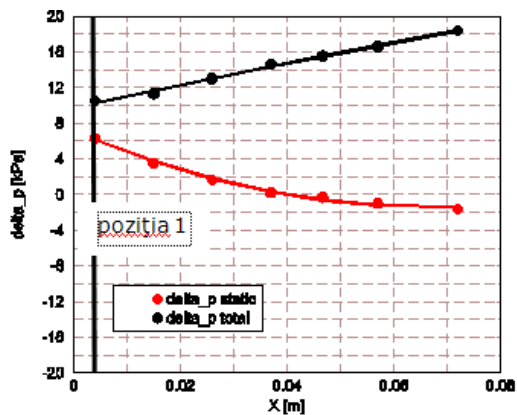


Fig. 4. 10 Valorile diferențelor de presiune de la intrare la ieșire, la diferite poziții ale injectorului de-a lungul coordonatei axiale.

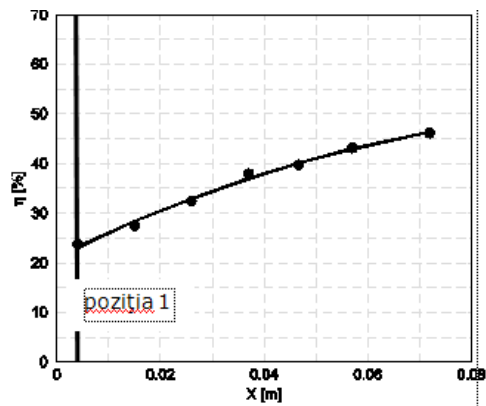


Fig. 4. 11 Randamentul ejectorului dat de poziționarea injectorului de-a lungul coordonatei axiale.

Din analiza diferenței de presiune de la intrare față de ieșire a diferitelor poziții ale injectorului de-a lungul axei ejectorului, s-a ales configurația, care dă la ieșire o creștere de aproximativ 7 kPa pentru presiunea statică (poziția 1) și respectiv aproximativ 10 kPa pentru presiunea totală (Fig. 4. 10).

Fig. 4. 11 prezintă randamentul ejectorului funcție de coordonata axială, obținut la diferite poziții ale injectorului. Conform [51] relația de calcul a randamentului în cazul unui ejector lichid-lichid este:

$$\eta = \frac{Q_a}{Q_i} \cdot \frac{H_r - H_a}{H_i - H_r} \quad (4. 1)$$

unde,  $Q_a$  – este debitul în secțiunea de aspirație,  $Q_i$  – este debitul în secțiunea de intrare a fluidului motor,  $H_r$  – înălțimea de pompare în secțiunea de refulare,  $H_a$  - înălțimea de pompare în secțiunea de aspirație, iar  $H_i$  - înălțimea de pompare în secțiunea de intrare a fluidului motor. Înălțimea de pompare în cele trei secțiuni au fost determinate din simularea numerică, ca fiind:  $H = p_{tot}/\rho g$ .

Randamentul pentru cazul ales de poziționare a injectorului față de coordonata axială a secțiunii divergente, este de aproximativ 25%. În literatura de specialitate se arată că în general randamentul unei pompe ejector nu depășește 36%.

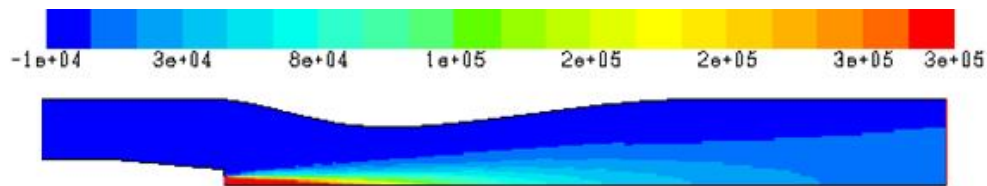


Fig. 4. 12 Presiunea totală (Pa) pe domeniul de analiză 2D axial simetric al ejectorului.

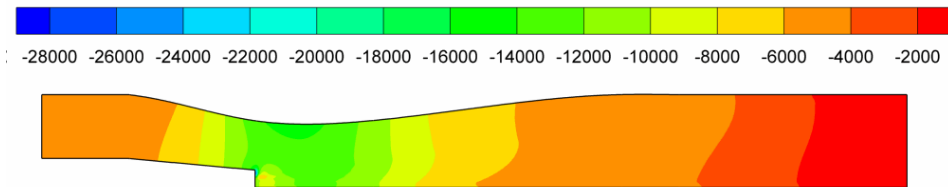


Fig. 4. 13 Presiunea statică (Pa) pe domeniul de analiză 2D axial simetric al ejectorului.

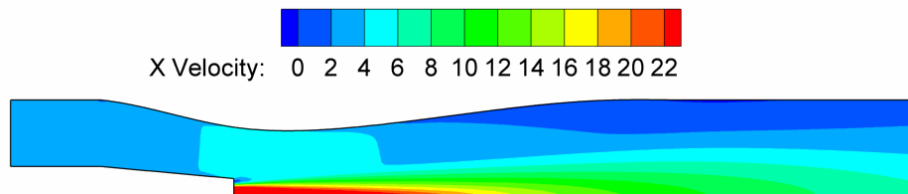


Fig. 4. 14 Viteza axială (m/s) pe domeniul 2D axial simetric al ejectorului.

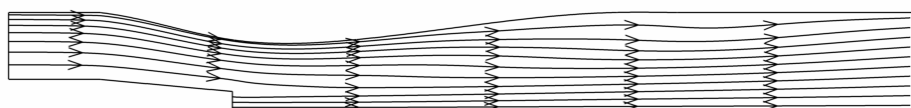


Fig. 4. 15 Liniile de curent pe domeniul 2D axial simetric al ejectorului.

Fig. 4. 12...Fig. 4. 15 prezintă harta de culori a presiunii totală, presiunea statică, viteza axială și liniile de curent, pe domeniul de analiză al ejectorului. Se observă că presiunea statică crește de la intrare la ieșire, viteza crește în camera de amestec și scade către ieșire, iar liniile de curent urmează destul de bine conturul domeniului de analiză. Din graficul presiunii totale de la intrare la ieșire se observă o creștere de aproximativ 8 kPa (Fig. 4. 16).

Astfel atât din analiza hărții de culori a presiunii și vitezei cât și din analiza graficului care dă diferența de presiune totală, pe configurația aleasă de poziționare a injectorului de-a lungul axei ejectorului, rezultă o creștere de presiune suficientă pentru a înlătura fluctuațiile de presiune asociate vârtejului funie la fel ca în cazul alimentării jetului de 12% din debitul nominal, cu sursa auxiliară.

Traseul de alimentare suplimentar (Fig. 4. 17) a sistemului flow-feedback s-a realizat prin legarea acestuia, la traseul secundar al standului experimental și respectiv la sistemul flow-feedback. De-a lungul acestui traseu s-a montat un debitmetru de tip apometru (cap.2) pentru determinarea debitului suplimentar. Ejectorul s-a montat pe traseul sistemului flow-feedback.

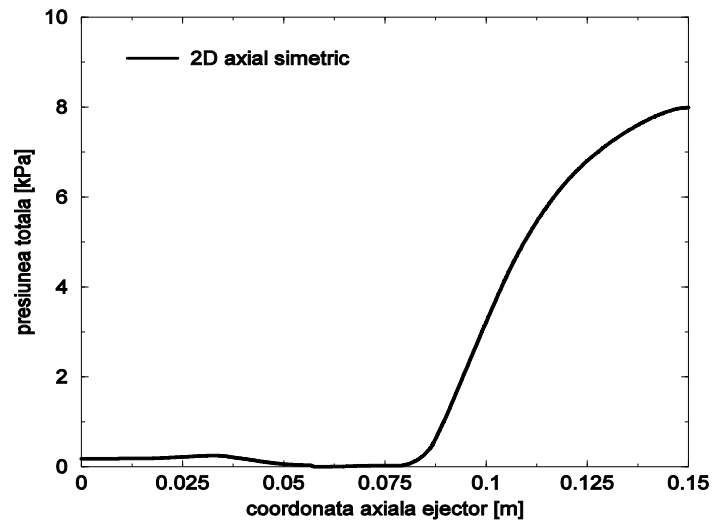


Fig. 4. 16 Presiunea totală de la intrare la ieșire din ejector.

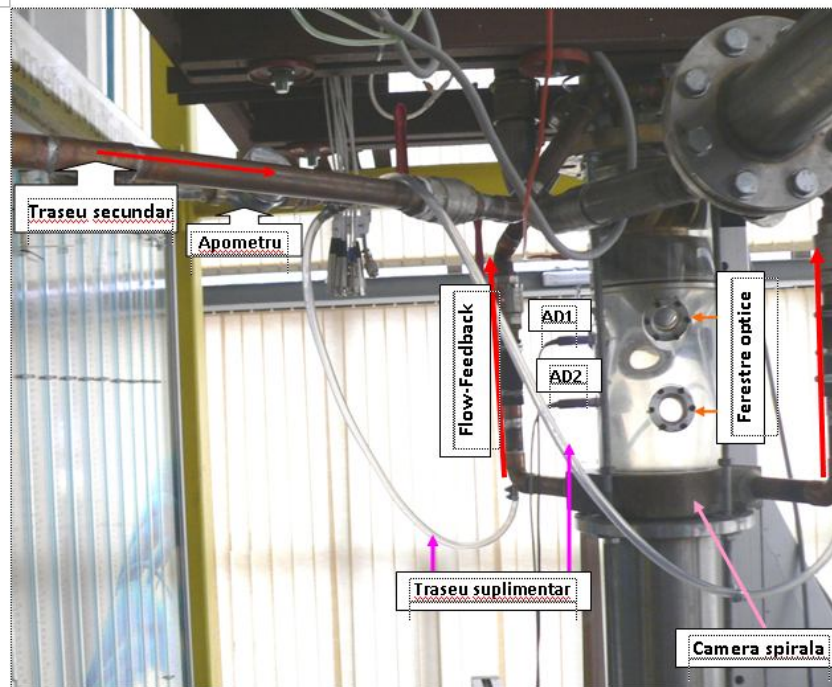


Fig. 4. 17 Traseul de alimentare suplimentar a sistemului flow-feedback pe standul experimental.



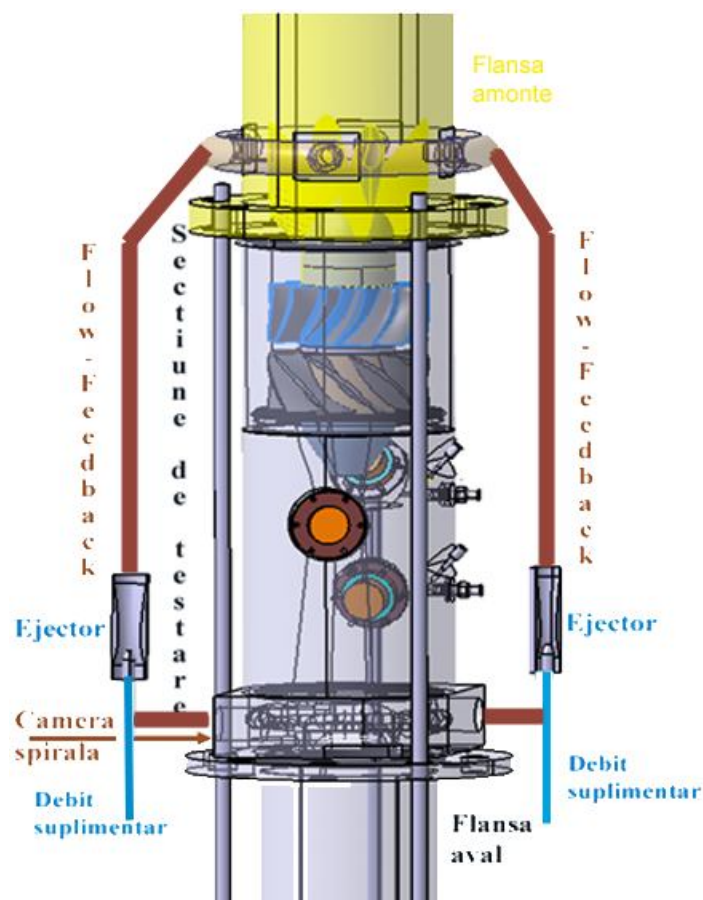


Fig. 4. 18 Ansamblu flow-feedback cu ejector și secțiune de testare.

#### 4.4. Evaluarea performanțelor metodei flow-feedback cu aport suplimentar de energie

Primul pas în evaluarea performanțelor metodei injecției de jet cu flow-feedback și aport suplimentar de energie a presupus verificarea debitului dat de această tehnică. Aceasta s-a făcut prin determinarea experimentală cu ajutorul debitmetrului cu turbină și respectiv debitmetrului tip apometru.

O a doua verificare a debitului dat de sistemul flow-feedback cu aport suplimentar de energie, a fost de a reface suprapunerea profilelor de viteză la diferite debite de injecție de jet cu pompa auxiliară ( 10% și 12% din debitul nominal), fără flow-feedback (cazul cu vârtej funie), cu flow-feedback și respectiv flow-feedback cu aport suplimentar de energie.

Astfel, se observă din Fig. 4. 19 și Fig. 4. 20, că profilele de viteză meridională și circumferențială, în cazul flow-feedback-ului cu aport suplimentar de energie se suprapune peste profilele din cazul cu injecție - jet 12%. Rezultă că debitul dat de flow-feedback cu debit suplimentar este de 12% din debitul nominal.

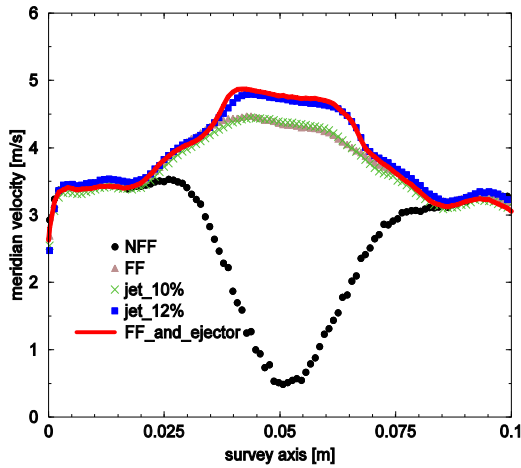


Fig. 4. 19 Profilele de viteză meridiană pentru fereastra W1 la debitul nominal  $Q = 30$  [l/s].

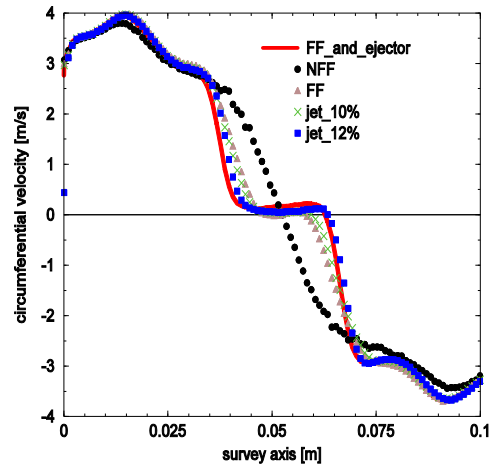


Fig. 4. 20 Profilele de viteză circumferențiale pentru fereastra W1 la debitul nominal  $Q = 30$  [l/s].

O altă metodă de evaluare a performanțelor sistemului flow-feedback cu aport suplimentar de energie a presupus efectuarea de măsurători experimentale a pulsațiilor de presiune și analiza lor la fel ca în cazul injecției de jet numai cu sistemul flow-feedback.

Fig. 4. 21 prezintă variația pulsațiilor de presiune pentru varianta fără injecție de jet (cu negru), cu injecție de jet cu flow-feedback (cu albastru) și cu flow-feedback și aport suplimentar de energie (cu roșu) la regimul de funcționare cu debitul de 30 l/s. În cap. 3 s-a arătat că pulsațiile de presiune scad în cazul introducerii jetului prin sistemul flow-feedback față de varianta fără injecție de jet, cu aproximativ 30% pe primele 3 nivele, iar pe ultimul apare o creștere de aproximativ 33% datorită faptului că s-a impus ca proiectarea conului secțiunii de testare să fie de două ori mai lung pentru a observa clar influența jetului, prin urmare principalele nivele care interesează sunt L1 și L2, unde se observă într-adevăr o scădere semnificativă a pulsațiilor de presiune. Oarecum la ultimul nivel vârtejul funie încă păstrează o zonă de excentricitate și mult zgomot, iar influența jetului nu mai este puternică.

În cazul introducerii jetului cu sistemul flow-feedback și aport suplimentar de energie (ejector), pulsațiile de presiune au o scădere mai accentuată față de regimul de curgere fără injecție de jet de aproximativ 50-70% pe toate nivelele.

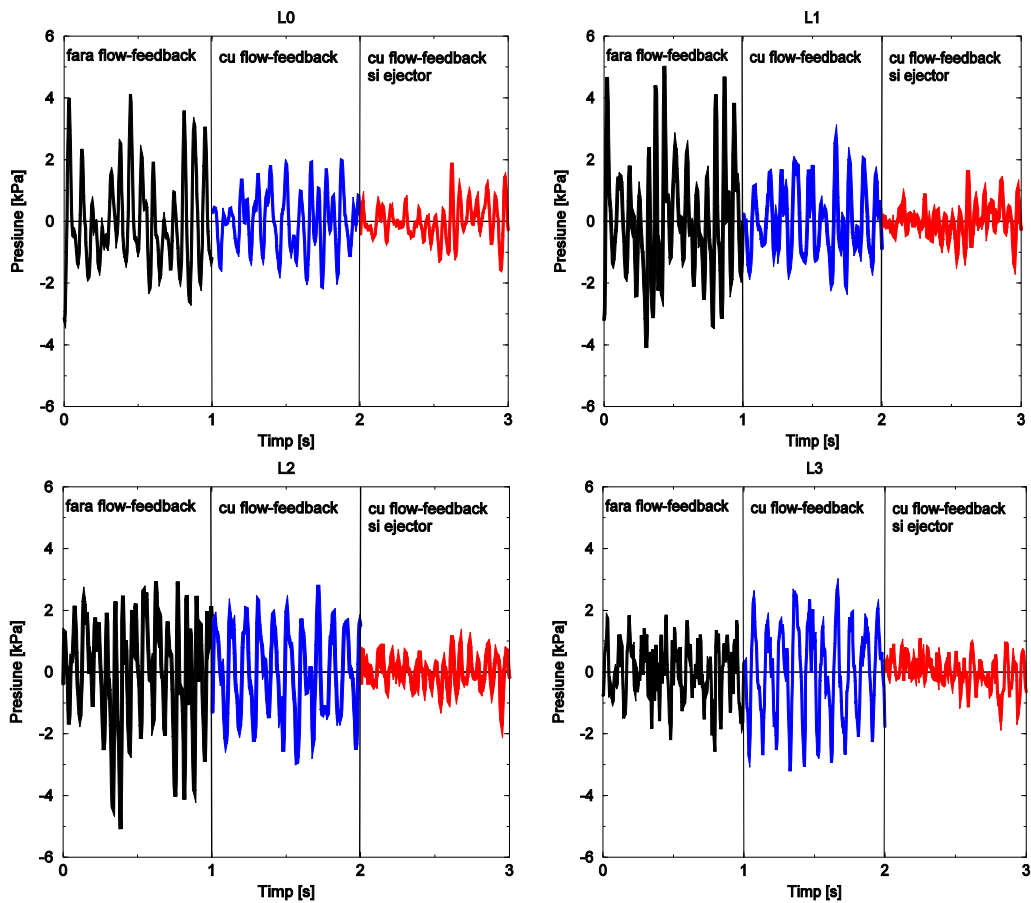


Fig. 4. 21 Pulsățiile de presiune aferente celor trei regimuri de curgere fără/cu flow-feedback/cu flow-feedback și ejector.

Mai departe se prezintă reconstrucția semnalului de presiune și determinarea amplitudinii echivalente pentru regimul de curgere flow-feedback cu aport suplimentar de energie. Reconstrucția semnalului de presiune s-a făcut utilizând teorema lui Parseval detaliată în capitolul 3 Fig. 4. 22 prezintă semnalul reconstruit (cu roșu) care păstrează aceeași fază cu cel inițial (cu negru), pe cele patru nivele investigate.

Fig. 4. 23 prezintă analiza Fourier a semnalului inițial de presiune și respectiv amplitudinea echivalentă aferentă armonicii dominante, pentru cele două regimuri de curgere fără/cu flow-feedback și aport suplimentar de energie. Scăderea în amplitudine atunci când se introduce jet cu FFE este cuprinsă între 30-65%, cu o creștere a frecvenței datorate faptului că reconstrucția semnalului se face după armonica a doua, semnalul fiind unul zgomotos. Creșterea în frecvență atunci când se introduce jet cu FFE este de la 15 Hz (cazul fără FFE) la 18 Hz (rezultă o creștere de aproximativ 17%). Dar pe ultimul nivel frecvența scade la 10Hz atunci când se introduce jet cu FFE, ceea ce înseamnă o scădere de 33% față de varianta fără FFE. Această scădere pe ultimul nivel apare datorită faptului că semnalul de presiune nu este la fel de zgomotos ca pe primele trei nivele, reconstrucția făcându-se după prima armonică.

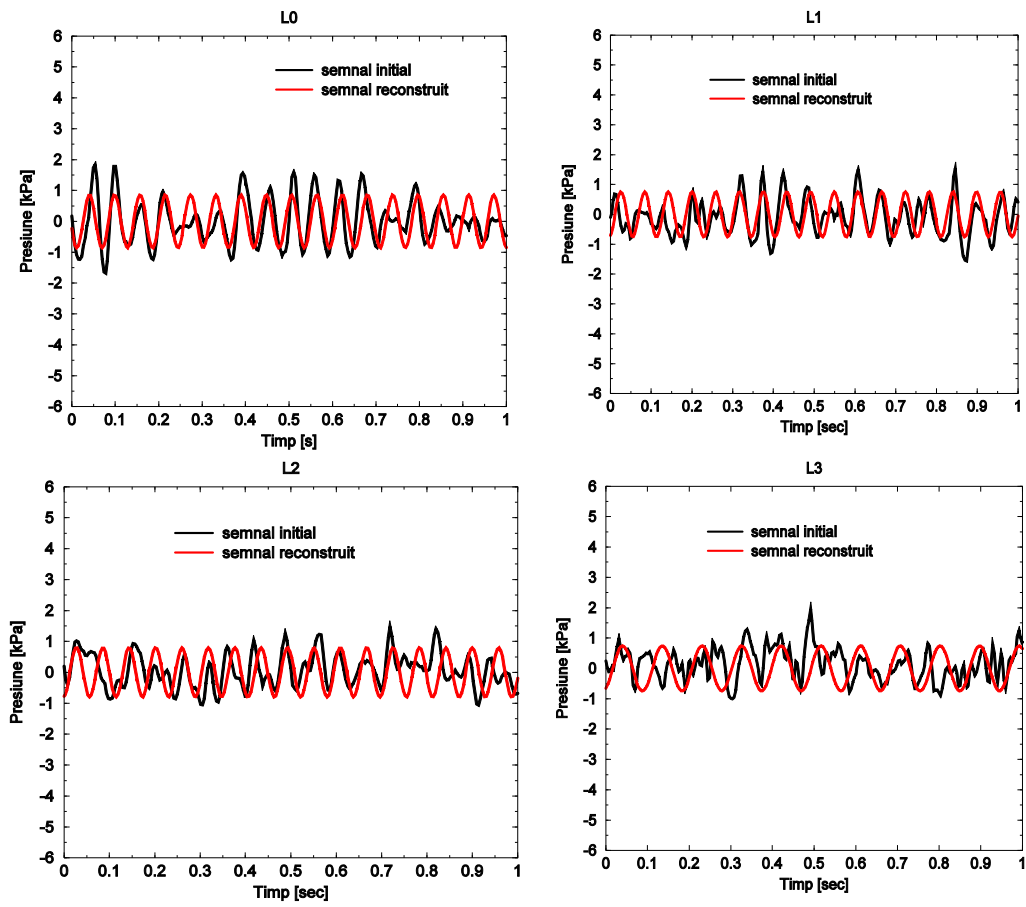


Fig. 4. 22 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru varianta cu flow-feedback cu aport suplimentar de energie.

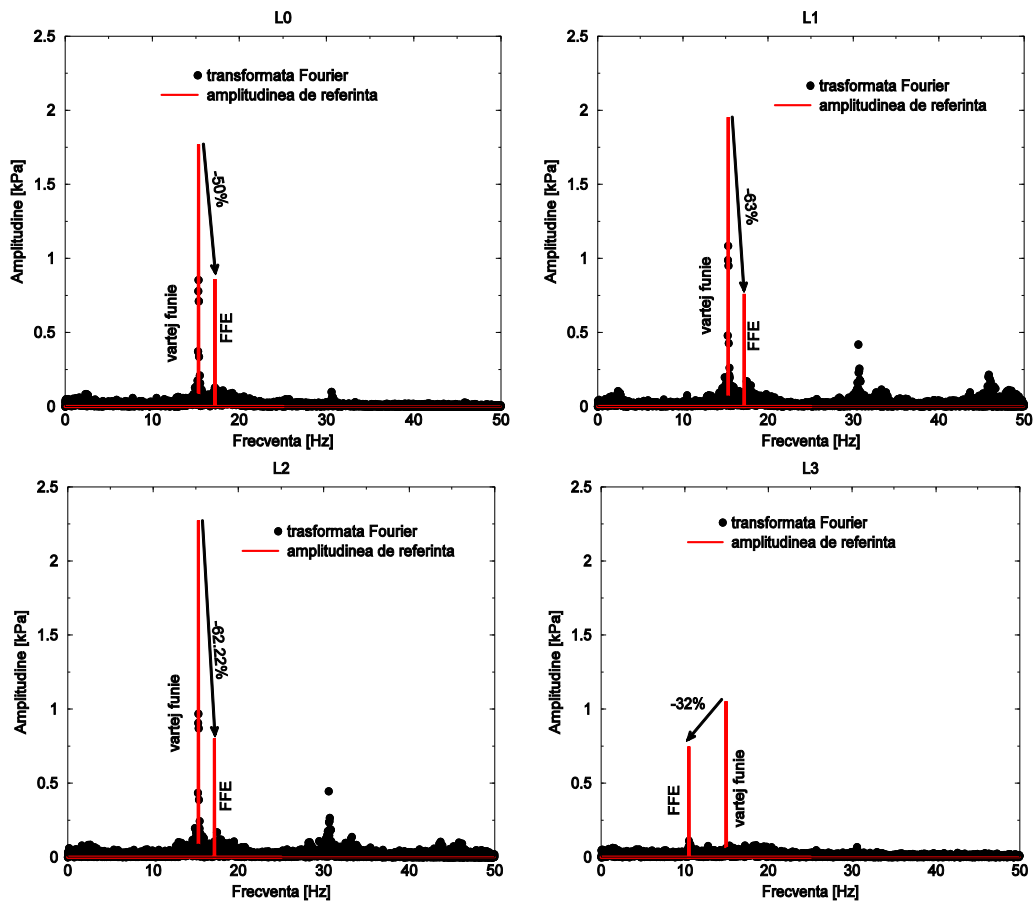


Fig. 4. 23 Transformata Fourier a semnalului inițial vs. amplitudinea de referință pentru regimurile fără injecție de jet (vârtej funie) și cu injecție de jet cu sistemul flow-feedback și aport suplimentar de energie (ejector - FFE).

Fig. 4. 24 prezintă coeficientul de recuperare a presiunii la perete pentru regimurile de curgere fără/cu FFE la două debite de funcționare de 30 și 35 l/s. Rezultatele celor două regimuri de curgere sunt adimensionalizate.

Din analiza coeficientului de recuperare a presiunii, la cele două regimuri de funcționare, se poate observa că avem aproximativ același coeficient de recuperare a presiunii și diferențele se încadrează în valorile erorilor de măsură. Valorile de creștere a coeficientului de recuperare a presiunii în cazul FFE, sunt aproximativ la fel ca în cazul introducerii jetului cu flow-feedback, excepție făcând ultimul nivel unde în varianta FFE coeficientul de recuperare se păstrează aproximativ constant față de varianta cu flow-feedback unde se observă o ușoară scădere.

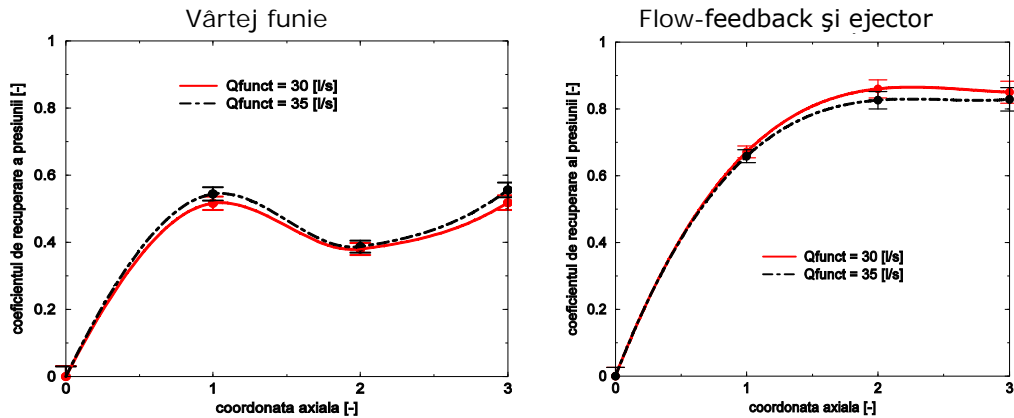


Fig. 4. 24 Coeficientul de recuperare al presiunii pe con la cele două regimuri de funcționare  $Q_{\text{funct}} = 30$  [l/s] și  $Q_{\text{funct}} = 35$  [l/s] pentru varinata fără injecție de apă (vârtej funie - stânga) și cu injecție de apă cu flow-feedback și ejector (dreapta).

#### 4.5. Determinarea tipului de pulsație din semnalul de presiune reconstruit pentru regimul flow-feedback cu aport suplimentar de energie (FFE)

În continuare se prezintă analiza semnalului de presiune reconstruit, descompus după cele două componente – de tip piston și rotativ – la fel ca în cazul celorlalte regimuri de curgere fără/cu flow-feedback (cap. 3).

Astfel Fig. 4. 25 prezintă reconstrucția semnalului pentru regimul de curgere flow-feedback cu aport suplimentar de energie (FFE), pe cele patru nivele, unde se observă că semnalele de pe cei doi traductori pentru fiecare nivel sunt în fază, rezultând că nu mai există componenta rotativă ca fiind predominantă, ci cea de tip piston (Fig. 4. 26). Pulsația de tip piston este de evitat deoarece, acest tip de pulsație se manifestă în întreg sistemul hidraulic și nu local ca și pulsația de tip rotativ. Ca și consecințe în funcționarea unei turbine cu pulsația de tip piston ar putea apărea salturi de energie la generatorul electric datorită variației turației rotorului. Odată cu variația turației ar apare și fenomenul saltului turbinei de pe lagărul axial având ca și consecințe avarii și opriri ale instalației.

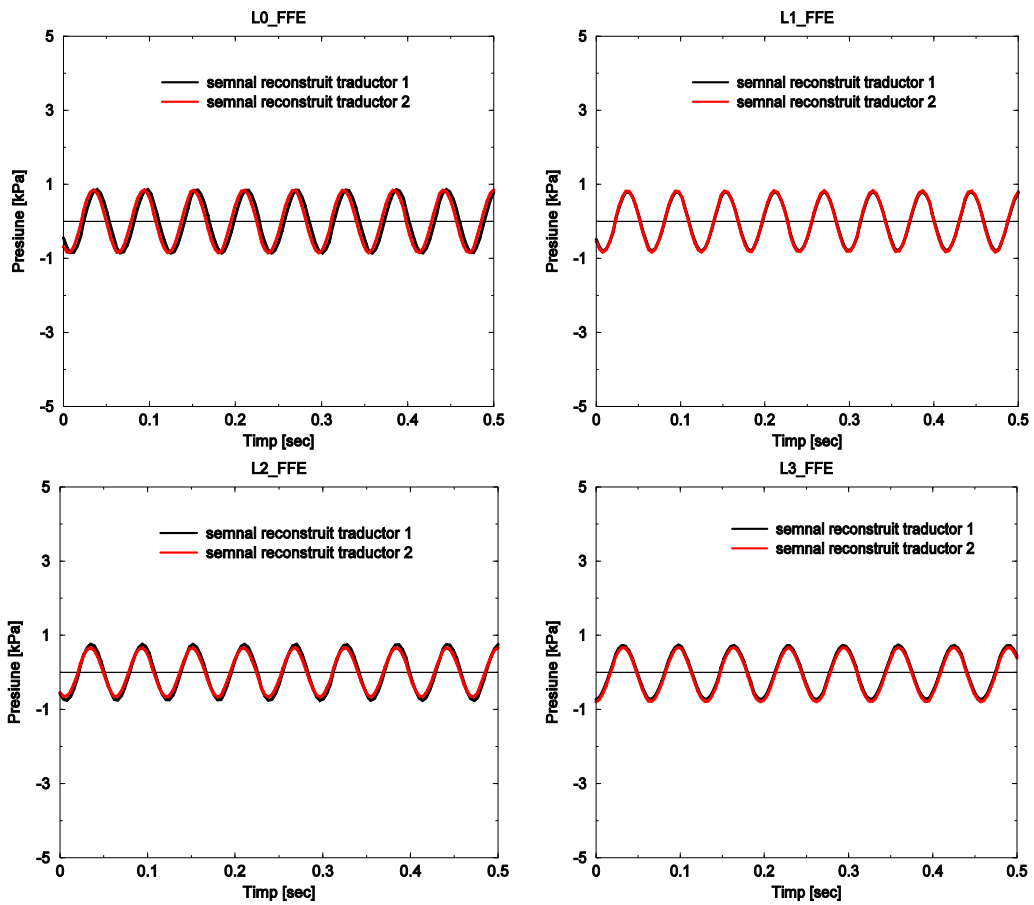


Fig. 4. 25 Semnalele de presiune reconstruite pentru regimul de curgere flow-feedback cu aport suplimentar de energie pe cele patru nivele.

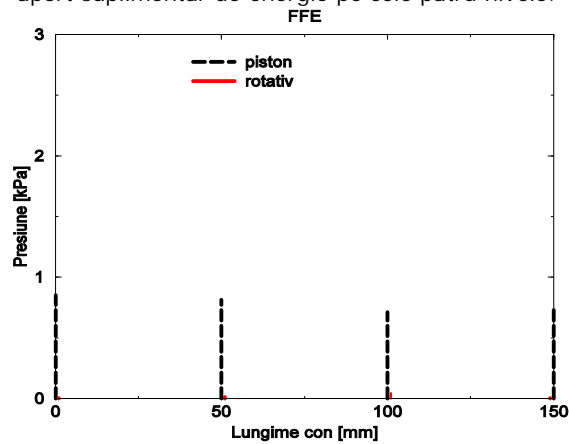


Fig. 4. 26 Descompunerea semnalului reconstruit de-a lungul secțiunii de testare pentru regimul flow-feedback cu aport suplimentar de energie.

#### 4.6. Concluzii

Acest capitol prezintă cum s-a determinat debitul în cazul injecției de jet folosind metoda flow-feedback, din punct de vedere experimental. Astfel prin compararea profilelor de viteză meridională și circumferențială măsurate cu Laser Doppler Velocimetry se arată ca debitul dat de sistemul flow-feedback este la fel ca în cazul injecției de jet cu apă din amonte de 10% din debitul nominal. În continuare s-au determinat pierderile hidraulice de pe traseul secundar, determinându-se astfel ce presiune suplimentară ar fi nevoie sistemului flow-feedback pentru a diminua fluctuațiile de presiune ca în cazul injecției de jet cu apă din amonte cu 12% din debitul nominal. Mai departe s-a proiectat, analizat, executat și implementat pe standul experimental o pompă ejector. Aceasta are rol de a crește presiunea pe traseul sistemului flow-feedback folosind un debit suplimentar de 0.6 l/s (2%), din debitul nominal. Dacă se reface compararea profilelor de viteză se observă că acestea se suprapun în cazurile flow-feedback cu sursă suplimentară de energie și jet alimentat din amonte cu 12% din debitul nominal.

Din analiza datelor experimentale a fluctuațiilor de presiune și din reconstrucția semnalului de presiune se observă că în cazul regimului de curgere cu flow-feedback cu aport suplimentar de energie, amplitudinea scade pe cele patru nivele cu 30-65%, față de varianta fără injecție de jet. De asemenea frecvența în cazul introducerii jetului cu FFE are o creștere datorată faptului că reconstrucția semnalului se face după armonica a doua, semnalul fiind unul zgomotos. Creșterea în frecvență atunci când se introduce jet cu FFE este de la 15 Hz (cazul fără FFE) la 18 Hz (rezultă o creștere de aproximativ 17%). Dar pe ultimul nivel frecvența scade la 10Hz atunci când se introduce jet cu FFE, ceea ce înseamnă o scădere de 33% față de varianta fără FFE. Această scădere pe ultimul nivel apare datorită faptului că semnalul de presiune nu este la fel de zgomotos ca pe primele trei nivele, reconstrucția făcându-se după prima harmonică. Astfel frecvența corectă pentru regimul de curgere FFE este cea de 10 Hz, la fel ca în cazul regimului cu flow-feedback.

Din analiza coeficientului de recuperare a presiunii, pentru cazul când se introduce jet cu FFE se observă o creștere dublă în zona de mijloc a acestuia față de varianta fără injecție de jet. Valorile de creștere a coeficientului de recuperare a presiunii în cazul FFE, sunt aproximativ la fel ca în cazul introducerii jetului cu flow-feedback, excepție făcând ultimul nivel unde în varianta FFE coeficientul de recuperare se păstrează aproximativ constant față de varianta cu flow-feedback unde se observă o ușoară scădere.

Din descompunerea semnalului reconstruit, se observă că există ca și componentă predominantă cea de tip piston, care poate avea ca și consecințe în funcționarea unei turbine salturi de energie la generatorul electric datorită variației turației rotorului. Odată cu variația turației ar apare și fenomenul saltului turbinei de pe lagărul axial ducând la avarii și opriri ale instalației.

Capitolele următoare vor prezenta măsurători experimentale ale câmpului nestaționar de presiune concomitent cu cel de viteză utilizând sistemul Laser Doppler Velocimetry, la cele trei regimuri de curgere: fără flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu aport suplimentar de energie. De asemenea se va prezenta și analiza numerică 2D axial simetrică a regimurilor de curgere pentru cazurile fără/cu flow-feedback, iar rezultatele vor fi comparate cu cele experimentale.



## **5. Evaluarea experimentală a influenței jetului generat de flow-feedback asupra profilelor de viteză mediate circumferențial și asupra fluctuațiilor de presiune utilizând traductorii piezoelectrice de presiune**

Scopul principal al măsurătorilor de viteză concomitent cu cele de presiune utilizând tehnica neinvazivă cu Laser Doppler Velocimetry a fost acela de a evidenția zona de stagnare care se formează în cazul curgerii cu vârtej funie în zona de mijloc a secțiunii conice divergente. Prin eliminarea acestei zone este eliminat inclusiv vârtejul funie cu pulsațiile de presiune corespunzătoare lui. Analiza profilelor de viteză evidențiază apariția acestei zone de stagnare la regimul de curgere cu vârtej funie și eliminarea acesteia odată cu injecția de apă în con.

Rezultatele experimentale sunt prezentate adimensional pentru toate cele trei ferestre montate pe secțiunea de testare prezentată în capitolul 2. Regimurile de curgere la care s-au făcut măsurătorile (cele de viteză concomitent cu cele de presiune), au fost: fără flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu aport suplimentar de energie.

### **5.1. Măsurători ale profilelor de viteză după cele trei ferestre optice**

Măsurarea profilelor de viteză cu ajutorul sistemului optic Laser Doppler Velocimetry (LDV), se va efectua pe cele trei ferestre de pe secțiunea de testare aferentă măsurătorilor câmpului de viteză nestaționară. Măsurătorile s-au făcut pe fiecare fereastră de-a lungul unei axe de măsură. Poziționarea și descrierea celor trei ferestre optice sunt prezentate în capitolul 2.4.

Fig. 5. 1 prezintă secțiunea de testare cu cele trei ferestre optice pentru măsurători ale profilelor de viteză și axele de măsură corespunzătoare. Pentru verificarea profilului de viteze de la intrare în secțiunea de test, axa de măsură a fost montată în zona convergentă, unde avem o curgere dată numai de rotorul liber, și nu este influențată de curgerea cu vârtej. Pentru fereastra din secțiunea convergentă (denumită  $W0$ ), se vor măsura 33 de puncte cu un pas de 1 mm de la perete până pe duza de injecție. Deplasarea s-a efectuat după axele X și Z.

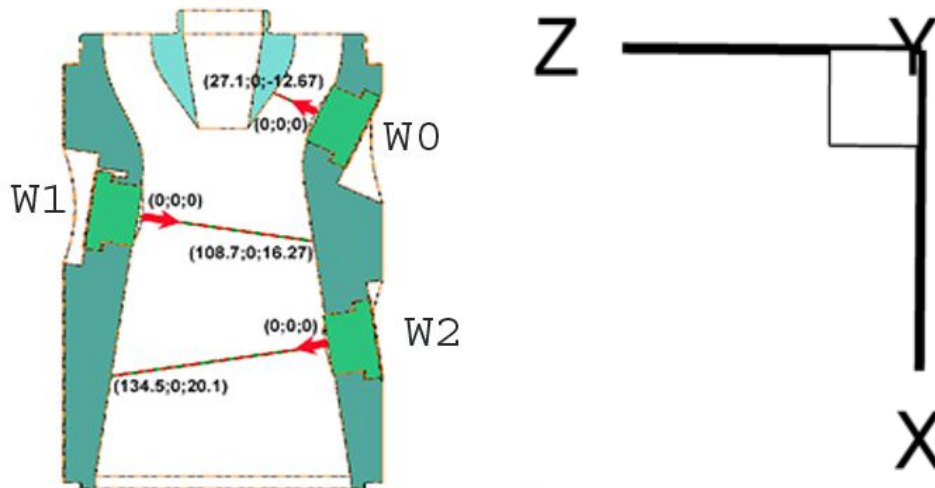


Fig. 5. 1 Secțiunea de testare cu cele trei ferestre și axele de măsură corespunzătoare.

Următoarele două ferestre se află în partea divergentă a secțiunii de testare, fiind situate la intrare (W1) și respectiv la ieșire din secțiune (W2), cu 80 mm mai jos față de W1. Măsurătorile pe axa W1 s-au făcut după un număr de 111 puncte la un pas de 1mm, iar axa W2 conține 138 de puncte cu pas de 1mm.

## 5.2. Campania de măsurători

Investigarea experimentală a câmpului de viteză simultan cu cel de presiuni, pentru curgerea cu rotație în secțiunea de test este realizată cu o metodă modernă neinvazivă cu Laser Doppler Velocimetry.

Rezultatele experimentale sunt prezentate adimensional atât în ceea ce privește profilele de viteză cât și rezultatele analizate asupra câmpului de presiune. Regimurile de funcționare la care s-a făcut analiza cuprind regimul de curgere fără flow-feedback, cu flow-feedback (FF), cu flow-feedback și aport suplimentar de energie (FFE). Măsurătorile s-au efectuat la două debite de funcționare:  $Q_{\text{nominal}} = 30$  l/s și  $Q_{\text{nominal}} = 25.5$  l/s, iar prin adimensionalizarea datelor aceste rezultate trebuie să fie identice.

### 5.2.1. Adimensionalizarea datelor experimentale

Măsurătorile experimentale sunt efectuate la două debite de funcționare: unul la 25.5 l/s, iar celalalt la 30 l/s. Analiza corespunzătoare măsurării profilelor de viteze conțin: lungimea axei de măsură și viteza măsurată. Lungimea axei de măsură este dată de:

$$L_i = \sqrt{x_i^2 + z_i^2} \quad (5.1)$$

Unde:

- $X_i$ , este coordonata punctului măsurat după axa X
- $Z_i$ , este coordonata punctului măsurat după axa Z.

Această lungime a fost adimensionalizată cu raza minimă corespunzătoare secțiunii convergent-divergente.

$$L_{\text{adim}} = \frac{L_i}{R_{\text{gat}}} \quad (5.2)$$

Unde  $R_{\text{gat}} = 0,05$  m.

Atât viteza circumferențială cât și cea meridională au fost adimensionalizate cu viteza din zona minimă corespunzătoare secțiunii convergent-divergente.

$$v_{\text{gat}} = \frac{Q_{\text{nominal}}}{\pi \times R_{\text{gat}}} \quad (5.3)$$

$$v_{\text{adim}} = \frac{v_i}{v_{\text{gat}}} \quad (5.4)$$

Fiecare grafic mai conține și banda de erori sau variația medie pătratică ce a fost denumită  $v_{\text{RMS}}$ . Care se calculează cu următoarea ecuație:

$$v_{\text{RMS}} = \sqrt{\sum_{i=0}^{N-1} \frac{1}{N} (u_i - \bar{u})^2} \quad (5.5)$$

La rândul ei a fost adimensionalizată cu viteza medie din gât:

$$v_{\text{RMS}} = \frac{u_{\text{RMS}}}{v_{\text{gat}}} \quad (5.6)$$

Scopul principal al acestor măsurători de viteză a fost acela de a evidenția zona de stagnare care se formează în cazul curgerii cu vârtej funie în zona de mijloc a secțiunii divergente. Analiza profilurilor de viteză evidențiază apariția acestei zone de stagnare la regimul de curgere cu vârtej funie și eliminarea acesteia odată cu injectia de apă în con.

### 5.2.2. Analiza datelor experimentale

Campania de măsurători a presupus în primul rând urmărirea unor pași de ajustare a standului experimental pentru a obține rezultate cu o acuratețe cât mai mare și anume:

- Presiunea în rezervorul principal la care s-a efectuat măsurătorile a fost de 0,45 bar, prin urmare măsurătorile au fost efectuate în suprapresiune.

- Turația pentru debitul de 30 l/s a fost de 920 rpm, iar pentru debitul de 25.5 l/s a fost de 785 rot/min;

- Standul experimental a fost aerisit înainte, iar în apă au fost introduse particule de argint necesare măsurării cu laser. Particulele folosite au avut un diametru de 10  $\mu\text{m}$ , fiind cele mai indicate în cazul apei și la vitezele ce trebuie măsurate;

- Debitul de pe traseul principal și de pe cel secundar au fost citite atât cu programul de achiziție de date destinat special stațiunii experimentale, cât și cu debitmetrul de tip apometru atunci când se citește debitul de injecție suplimentar pentru sistemul flow-feedback;

- Numărul de eșantioane măsurate a fost de 15000 pentru fiecare punct de măsură, la un timp de achiziție de 20 sec.

Măsurătorile au fost efectuate la două regimuri de curgere ( $Q_{\text{nominal}} = 30$  l/s și respectiv  $Q_{\text{nominal}} = 25.5$  l/s), iar rezultatele obținute în urma analizei au fost adimensionalizate conform paragrafului menționat mai sus. Astfel pentru  $Q_{\text{nominal}} = 30$  l/s  $\rightarrow v_{\text{gat}} = 3.82$  m/s, iar pentru  $Q_{\text{nominal}} = 25.5$  l/s  $\rightarrow v_{\text{gat}} = 3.28$  m/s.

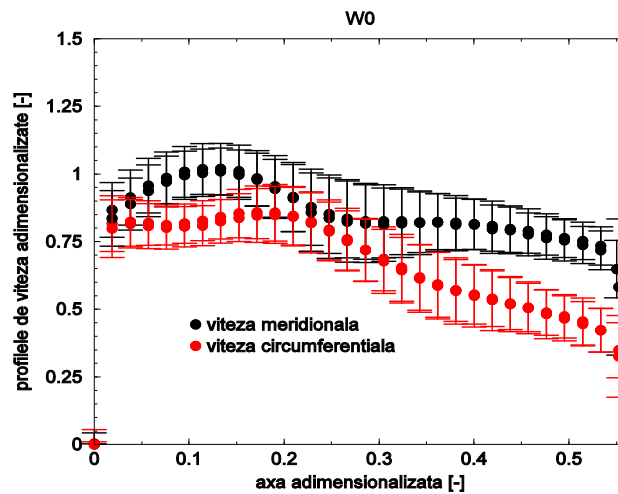
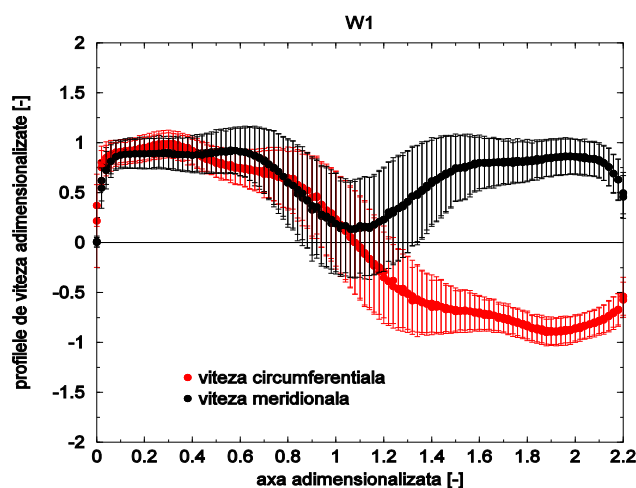


Fig. 5. 2 Profilele de viteză meridională și circumferențială pe fereastra W0 la două debite de funcționare de 25.5 și 30 l/s.

În Fig. 5. 2 se prezintă profilele de viteză pentru fereastra W0 din secțiunea convergentă. Cu negru este reprezentat profilul meridional de viteză, iar cu roșu profilul vitezei circumferențiale. Pe profilul meridian observăm o mărire a bandei de erori la mijlocul profilului măsurat. Acesta se datorează zonei de trecere de la regimul de pompă la regimul de turbină al rotorului liber. Astfel din analiza profilelor de viteză de pe prima fereastră se observă că rotorul liber al generatorului de vârtej își îndeplinește rolul funcțional, acela de a genera curgerea cu rotație în secțiunea de testare. De fapt în zona divergentă a secțiunii de testare (zona de gât), curgerea este una axial simetrică. Mai departe se prezintă profilele de viteză adimensionalizate la două debite de funcționare ( $Q_{\text{nominal}} = 30$  l/s și  $Q_{\text{nominal}} = 25.5$  l/s) pe fereastra W1, pentru cazurile:

- fără flow-feedback (cu vârtej funie),
- cu flow-feedback (FF),
- cu flow-feedback și aport suplimentar de energie (FFE).



a)

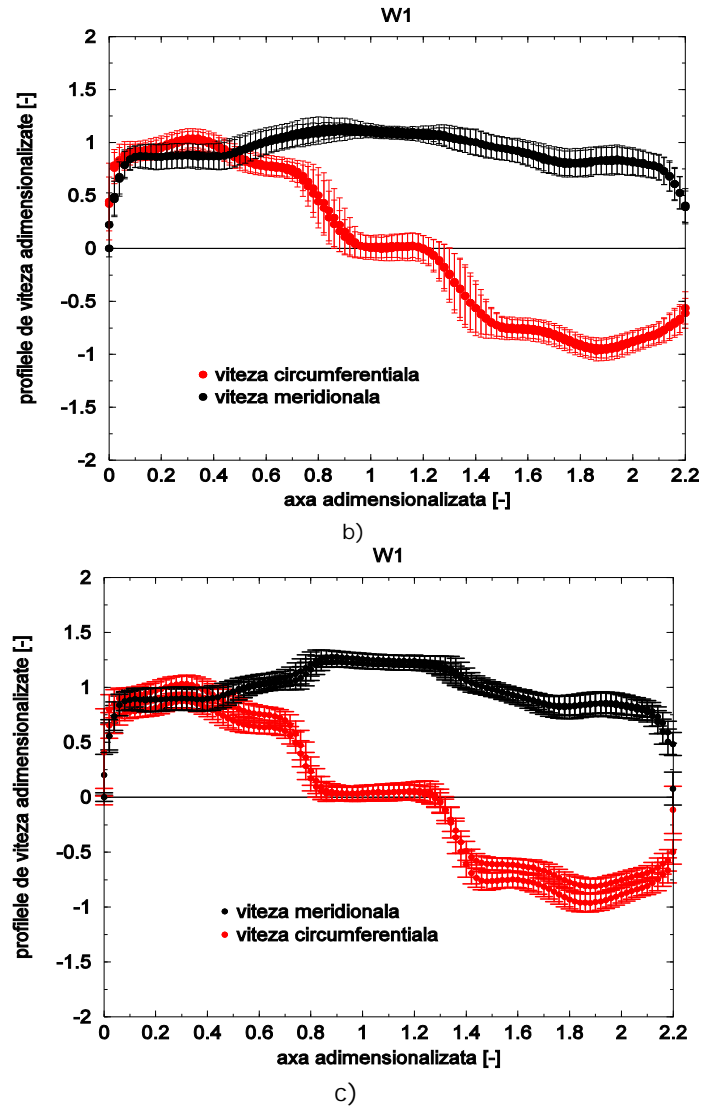
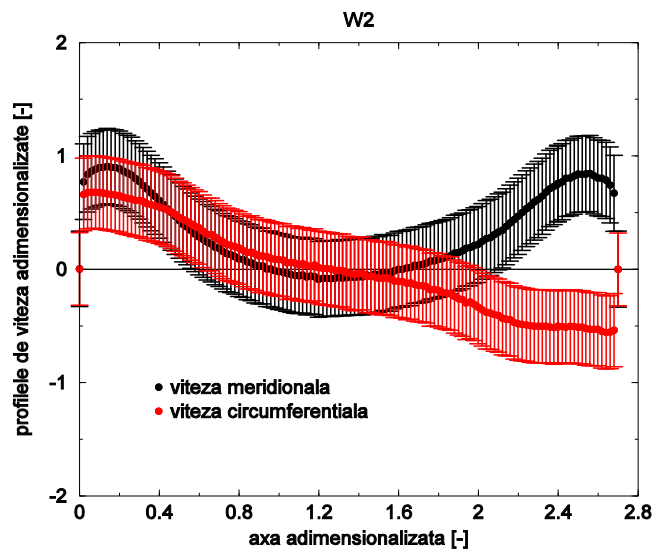


Fig. 5. 3 Profilele de viteză mediate pe fereastra W1 pentru cele trei regimuri de curgere fără FF a)/cu FF b)/cu FFE c), la debitele de funcționare de 25.5 și 30 l/s.

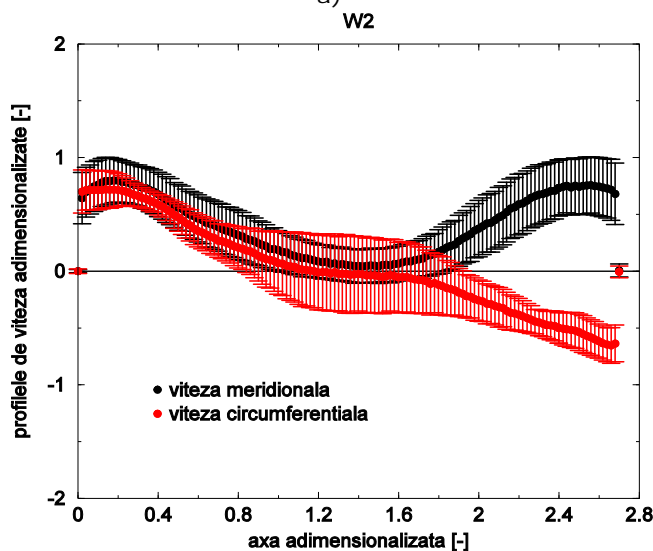
Fig. 5. 3 prezintă profilele de viteză meridionale și circumferențiale pentru cazurile amintite, l-a care s-a aplicat și banda de erori (RMS). În zona de mijloc (Fig. 5. 3 a) – cazul fără flow-feedback), profilul vitezei meridionale are o valoare a vitezei ce scade până la valoarea 0 ceea ce înseamnă că avem o zonă cu deficit de viteză. Pe profilul vitezei circumferențiale observăm că banda de erori se mărește în mijloc ceea ce înseamnă fluctuații mari ale vitezei în acea zonă. Pentru că nu avem un palier de zero al vitezei tangențiale, curgerea din zona de mijloc este una solid-rigidă (ex: un corp cilindric plin care se învâрте în jurul propriei axe de rotație). Atunci când se injectează jetul prin sistemul flow-feedback, se observă o creștere a vitezei meridionale în zona de centru, ce conduce la dispariția zonei cu deficit de

viteză. Odată cu creșterea vitezei în mijloc scade și banda de erori pentru viteza circumferențială, care se așează pe un palier în jurul valorii de 0, respectiv variațiile de viteză sunt mult mai mici.

Dacă se introduce jet prin sistemul flow-feedback cu aport suplimentar de energie, profilul vitezei meridionale în zona de centru este la o valoare dublă față de profilul vitezei meridionale în cazul fără flow-feedback, astfel are loc dispariția completă a zonei cu deficit de viteză și prin urmare dispăre vârtejul funie. De asemenea în acest caz palierul de pe 0 al profilului de viteză circumferențială este mai mare decât în cazul injecției prin flow-feedback. Astfel în zona de mijloc curgerea cu rotație dispăre, locul ei fiind luat de curgerea axială.



a)



b)

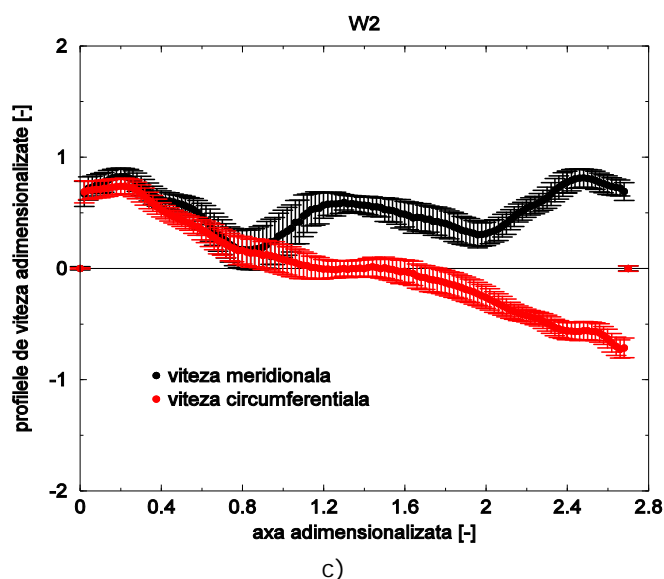


Fig. 5. 4 Profilele de viteză mediate pe fereastra W2 pentru cele trei regimuri de curgere fără FF a)/cu FF b)/cu FFE c), la debitele de funcționare de 25.5 și 30 l/s.

Fig. 5. 4 a,b,c) prezintă profilele de viteză pentru cele trei regimuri de curgere pe fereastra W2. Din profilul vitezei meridionale – pentru cazul fără injecție de jet (fig. a)), se observă că zona de deficit de viteză ocupă aproximativ 2/3 din lungimea axei de măsură, iar profilul vitezei circumferențiale păstrează aproximativ aceeași configurație ca pe fereastra W1. Odată cu injectarea jetului cu flow-feedback (fig. b)), profilul de viteză meridional crește în zona de mijloc peste valoarea de zero, dar totuși rămâne sub 50% din valoarea vitezei de la perete ceea ce conduce la concluzia că încă există un deficit de viteză în acea zonă. Pentru cazul injecției de jet cu flow-feedback și debit suplimentar (fig.c)), profilul vitezei meridionale prezintă o creștere în zona de mijloc a secțiunii, înlăturându-se zona de stagnare, iar profilul vitezei circumferențiale prezintă palierul pe valoarea zero, astfel locul acestuia fiind luat de curgerea axială.

Mai departe se prezintă analiza Fourier a profilelor de viteză meridionale și circumferențiale pe fereastra W1 de-a lungul a 3 puncte și anume la 10, 55 și 100 mm pe axa de măsură de unde începe sonda să se deplaseze (axa de măsură pe fereastra W1 are o lungime de 111mm). Analiza Fourier s-a făcut pentru regimurile: fără flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu aport suplimentar de energie, la debitul nominal de 30 l/s.

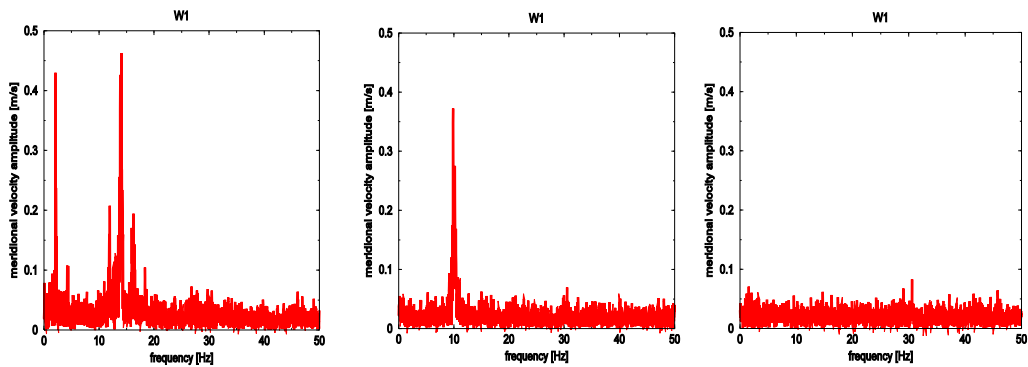


Fig. 5. 5 Analiza Fourier a vitezei meridionale la 10 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

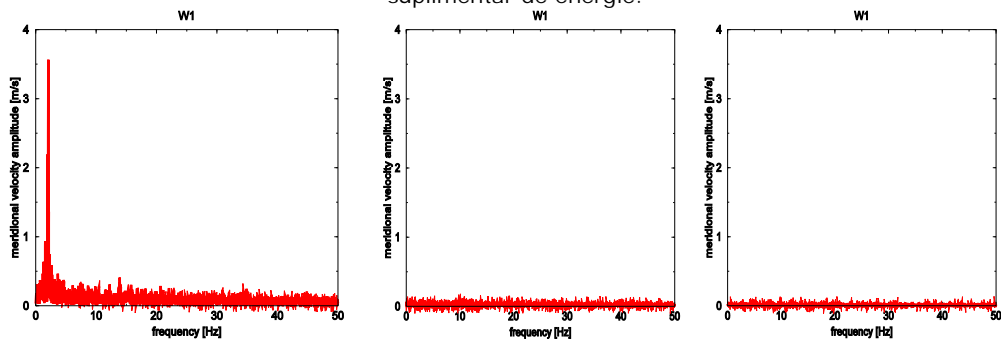


Fig. 5. 6 Analiza Fourier a vitezei meridionale la 55 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

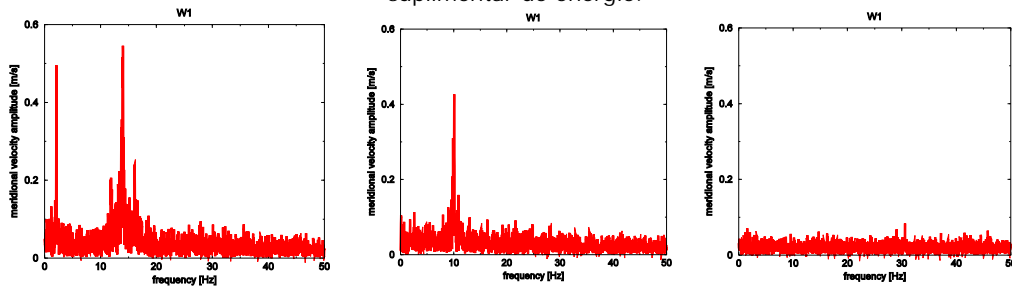


Fig. 5. 7 Analiza Fourier a vitezei meridionale la 100 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.



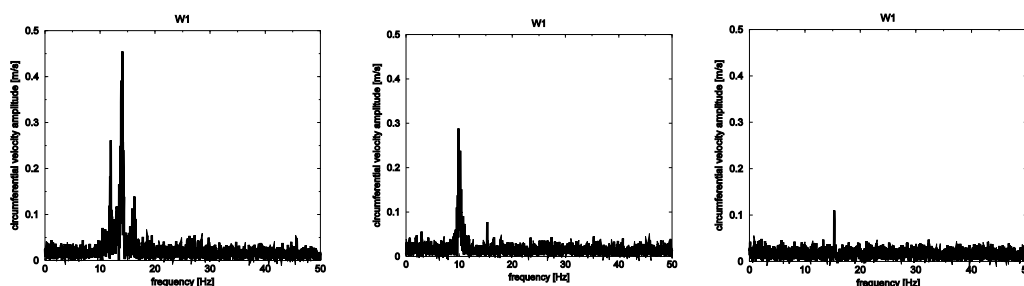


Fig. 5. 8 Analiza Fourier a vitezei circumferențiale la 10 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

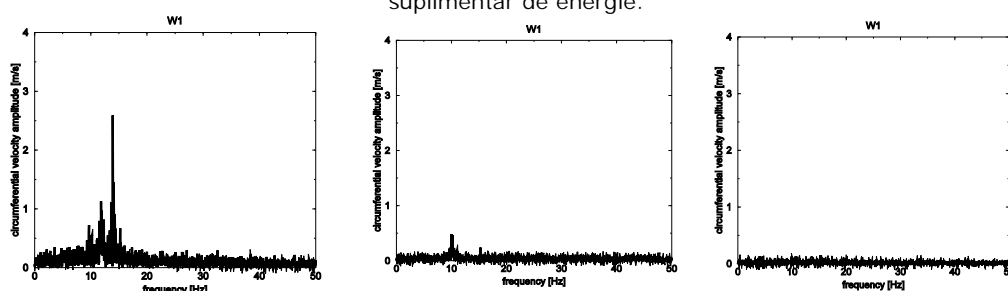


Fig. 5. 9 Analiza Fourier a vitezei circumferențiale la 55 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

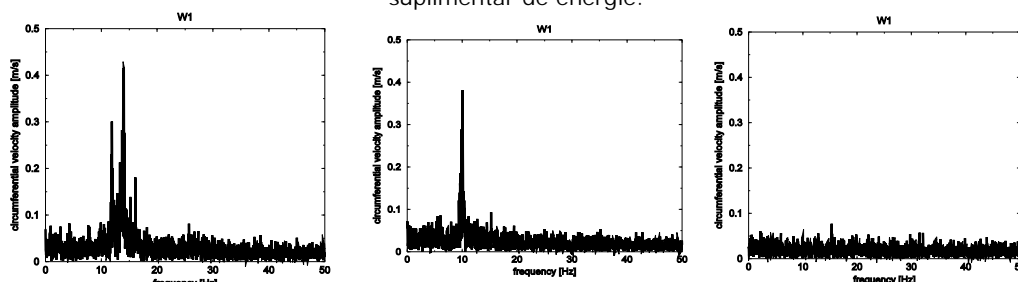


Fig. 5. 10 Analiza Fourier a vitezei circumferențiale la 100 mm pe axa de măsură, de la stânga la dreapta: fără flow-feedback, cu flow-feedback și respectiv cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

Punctele de măsură au fost alese două la perete și anume punctul de 10 mm și respectiv 100 mm pe axa de măsură. Punctul de 55 mm se găsește pe axa de măsură în mijloc. Din analiza Fourier a vitezei meridionale (Fig. 5. 5 Fig. 5. 6 Fig. 5. 7), se observă că la punctele de pe axă care se află lângă perete, frecvența armonicilor predominante scade de la aproximativ 15 Hz la aproximativ 10 Hz atunci când se introduce jet prin flow-feedback, ceea ce înseamnă o scădere de aproximativ 33%, respectiv amplitudinea maximă aferentă armonicilor predominante scade de la 0.5 m/s la 0.4 m/s, însemnând o scădere de aproximativ 20%. Atunci când se introduce jet prin flow-feedback cu aport suplimentar de energie, nu mai există o amplitudine maximă, acestea situându-se în jurul valorii de zero, pe toate punctele analizate. Însă pe punctul din mijloc pentru cazul fără flow-feedback, amplitudinea maximă care are o valoare de aproximativ 3.5 m/s, nu se mai regăsește la aceeași valoare a frecvenței ca în cazul celorlalte puncte, ea mutându-se la o frecvență de aproximativ 2-3 Hz.

Această amplitudine însă nu mai apare datorită curgerii cu rotație, ci apare datorită mișcării axiale a vârtejului funie. Această amplitudine cu frecvența joasă a fost surprinsă și în analiza numerică de către Bergman în teza lui de doctorat [20] (Fig. 5. 11), care presupus obținerea fluctuațiilor de presiune pe generatorul de vârtej proiectat și implementat pe standul experimental de la UPT-Facultatea de Mecanică, cu programul de analiză OpenFOAM. Același lucru este valabil și pentru analiza Fourier a vitezei circumferențiale, excepție făcând punctul din mijloc, unde se observă că pentru cazul fără flow-feedback (cazul cu vârtej funie), frecvența se păstrează la aproximativ 15 Hz, cu o amplitudine maximă de 2.5 m/s. Dar odată cu injecția de jet, aceasta scade până la o valoare aproape de zero.

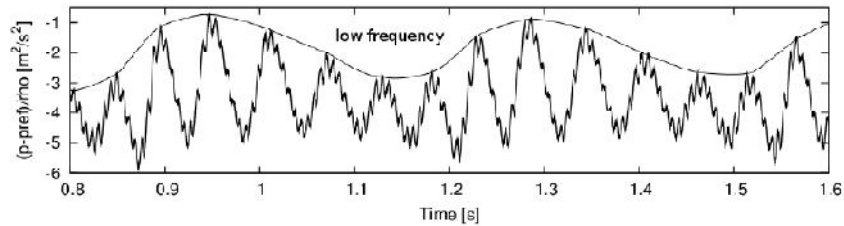


Fig. 5. 11 Semnalul de presiune care surprinde amplitudinea de frecvența joasă [20].

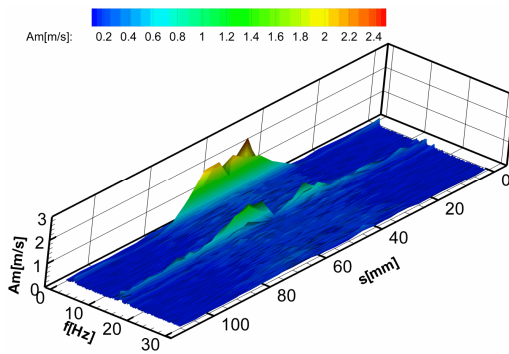


Fig. 5. 12 Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere fără flow-feedback.

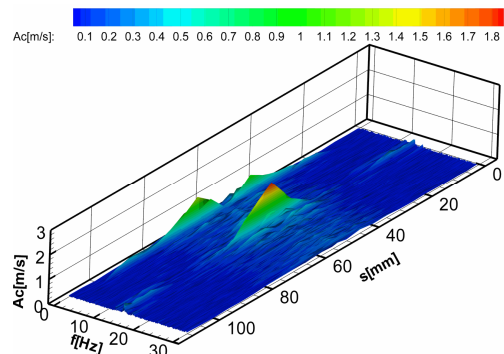


Fig. 5. 13 Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere fără flow-feedback.

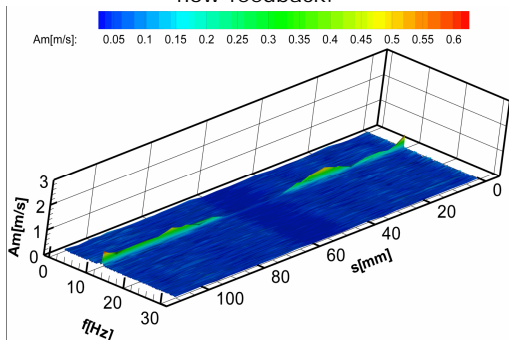


Fig. 5. 14 Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback.

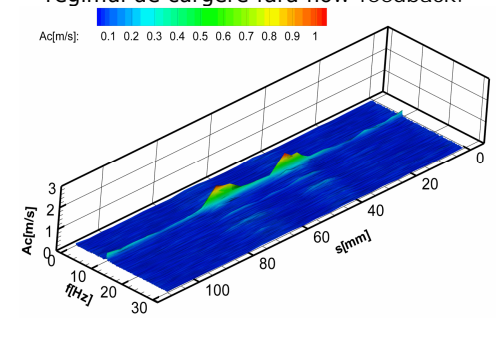


Fig. 5. 15 Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback.

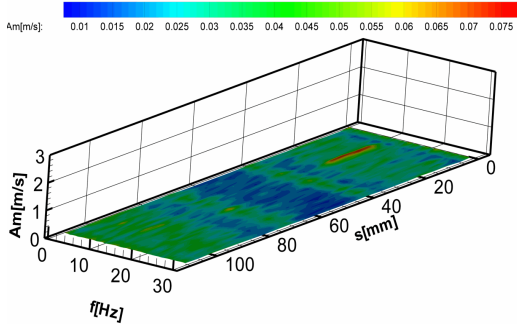


Fig. 5. 16 Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

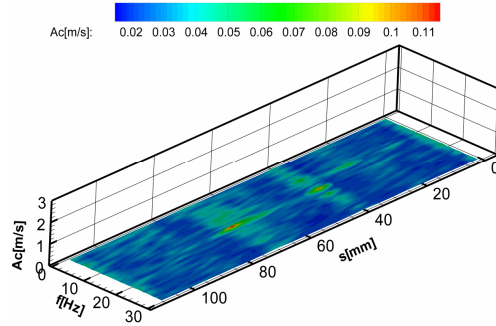


Fig. 5. 17 Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W1 la regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

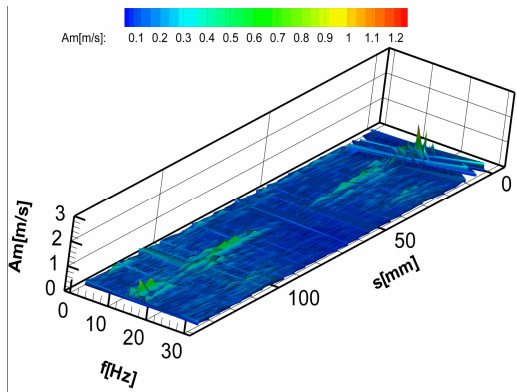


Fig. 5. 18 Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere fără flow-feedback.

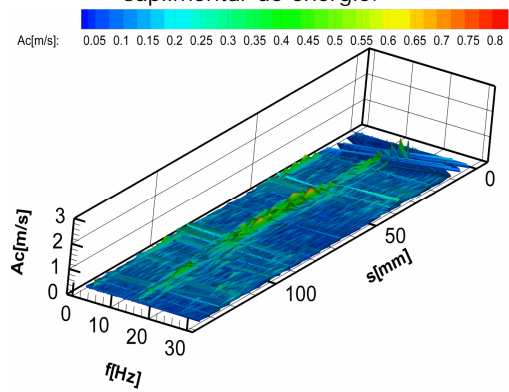


Fig. 5. 19 Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere fără flow-feedback.

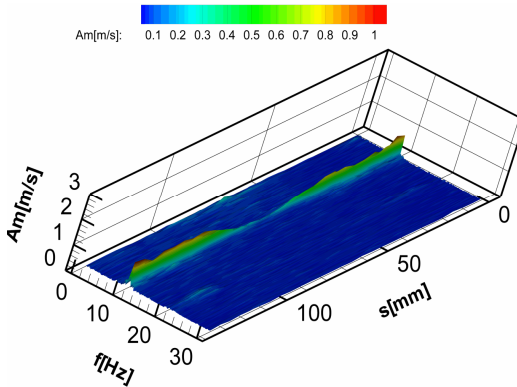


Fig. 5. 20 Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere cu flow-feedback.

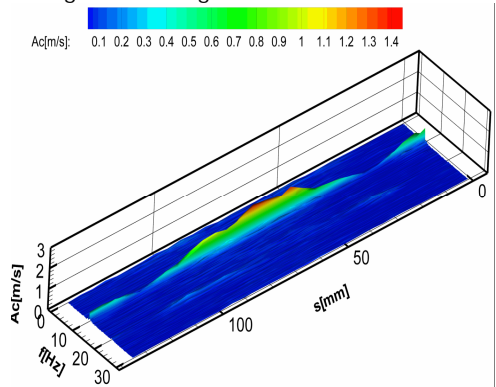


Fig. 5. 21 Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere cu flow-feedback.

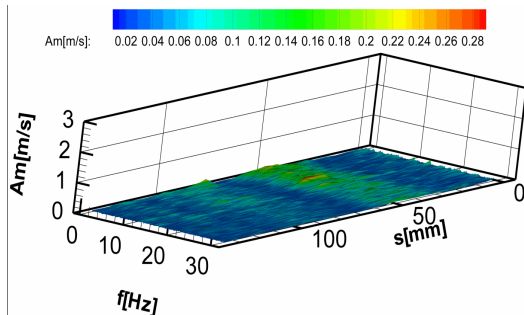


Fig. 5. 22 Spectrul 3D al vitezei meridionale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

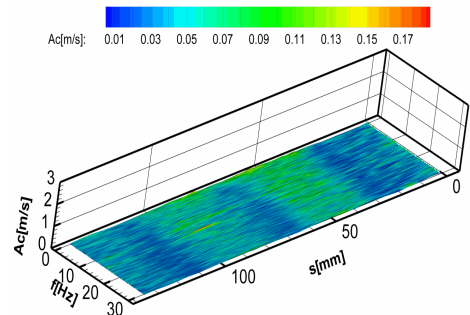


Fig. 5. 23 Spectrul 3D al vitezei circumferențiale pe axa de măsură W2 la regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie.

Fig. 5.12...5.23, prezintă spectrele Fourier 3D de-a lungul axelor de măsură corespunzătoare ferestrelor W1 ȘI W2, la cele trei regimuri de curgere, după cele două componente de viteză, la debitul nominal de 30l/s. Se observă pentru regimul de curgere fără flow-feedback că există o componentă de frecvență joasă predominantă mai ales în partea de mijloc a axei de măsură de 2-3Hz. Această componentă dispăre însă odată cu injecția de apă. De asemenea amplitudinea și frecvența aferentă vârtejului funie se diminuează pentru fereastra W1 odată cu introducerea jetului cu flow-feedback și mai puțin pe fereastra W2 și până la o valoare aproape de zero, atunci când se introduce jet cu flow-feedback cu aport suplimentar de energie.

### 5.2.3. Analiza fluctuațiilor de presiune cu cei doi traductori de presiune piezoelectrice.

Un al doilea pas important care rezultă în urma campaniei de măsurători o reprezintă analiza fluctuațiilor de presiune pe cei doi traductori de presiune Fig.5.24, care au fost montați pe secțiunea de testare cu ferestre optice. În graficele din Fig. 5. 25 se prezintă variația fluctuațiilor pe cei doi traductori de presiune pentru varianta fără flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu aport suplimentar de energie (cu debit suplimentar). Pentru traductorul TP1 observăm că fluctuațiile sunt cuprinse între  $\pm 4$  kPa pentru curgerea cu vârtej, scad la  $\pm 2$  kPa kPa pentru flow-feedback și respectiv scad și mai mult în cazul flow-feedback și debit suplimentar, fiind aproximativ în domeniul  $\pm 1.5$  kPa ce înseamnă o reducere a fluctuațiilor cu peste 60%. La fel, se observă o reducere consistentă de aproximativ 60% și pentru traductorul al doilea TP2.

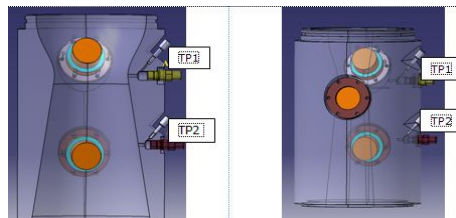


Fig. 5. 24 Secțiunea de testare cu cei doi traductori de presiune și ferestre optice.

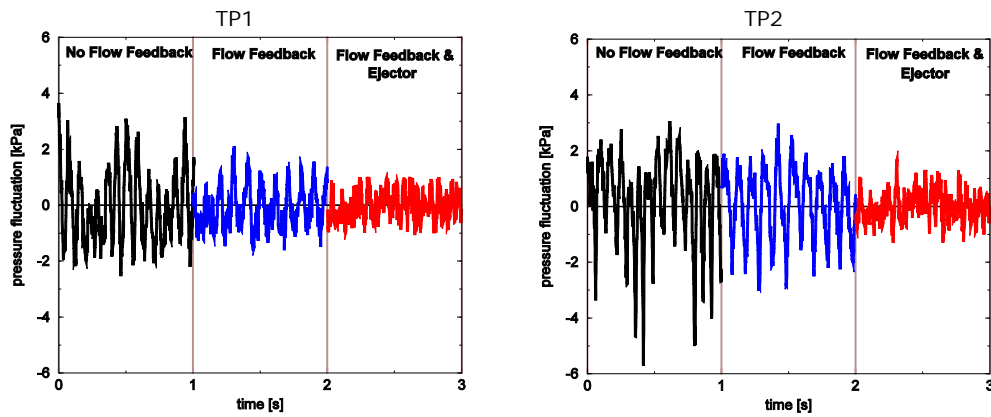


Fig. 5. 25 Fluctuația de presiune pe cei doi traductori pentru cele trei regimuri de curgere: fără FF, cu FF și FF cu debit suplimentar, la debitul nominal de 30 l/s.

### 5.2.3.1. Reconstrucția semnalului de presiune

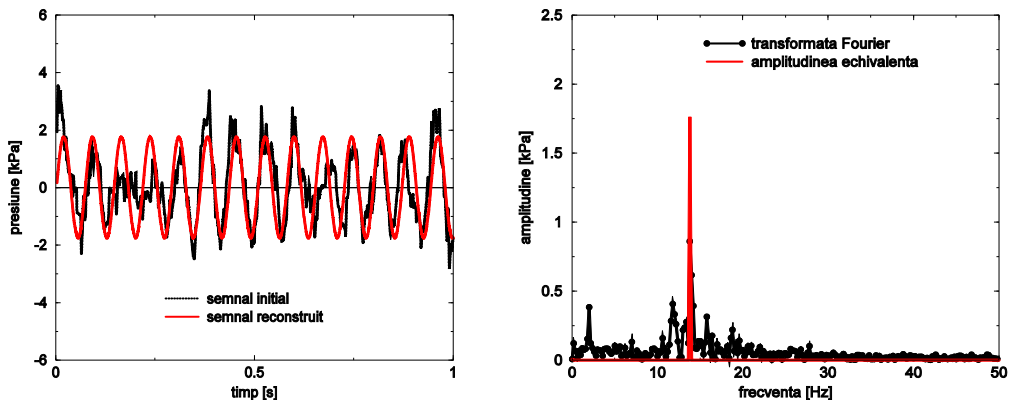


Fig. 5. 26 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP1 în cazul curgerii fără FF, la debitul nominal  $Q = 30$  l/s.

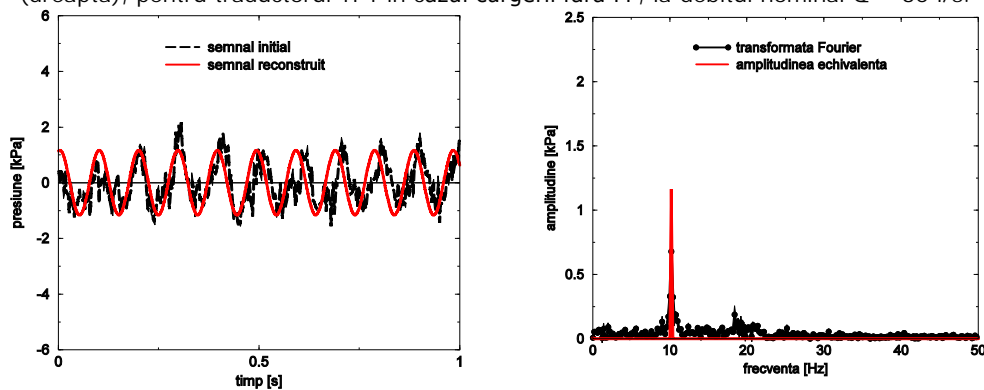


Fig. 5. 27 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP1 în cazul curgerii cu FF la debitul nominal  $Q = 30$  l/s.

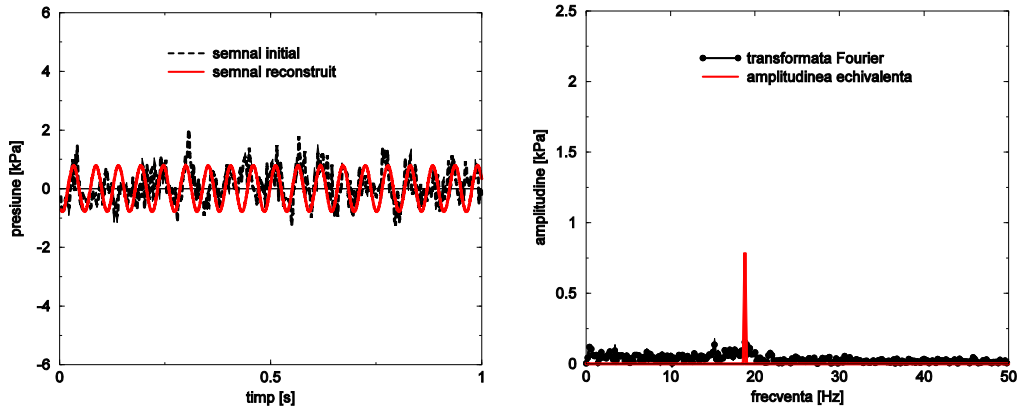


Fig. 5. 28 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP1 în cazul curgerii cu FF și debit suplimentar la debitul nominal  $Q = 30$  l/s.

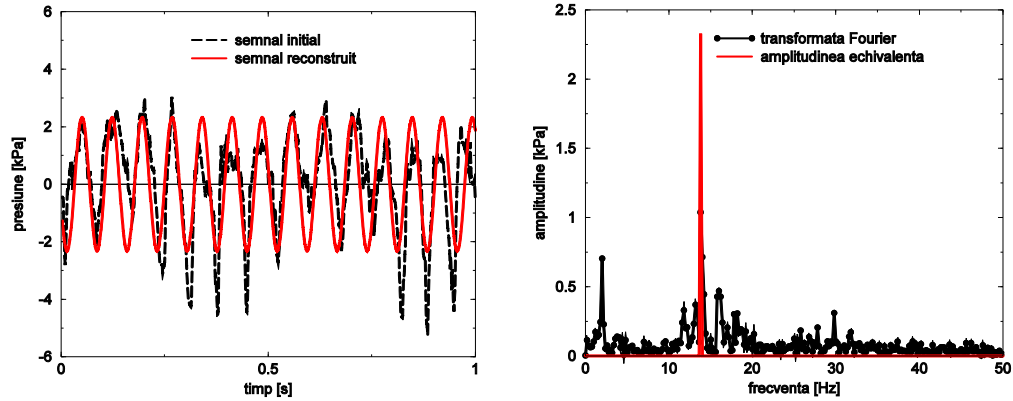


Fig. 5. 29 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP2 în cazul curgerii fără FF la debitul nominal  $Q = 30$  l/s.

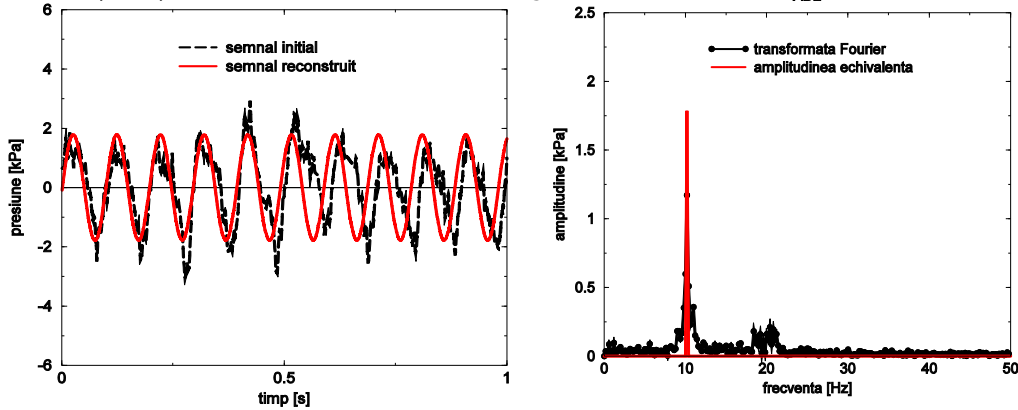


Fig. 5. 30 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP2 în cazul curgerii cu FF la debitul nominal  $Q = 30$  l/s.

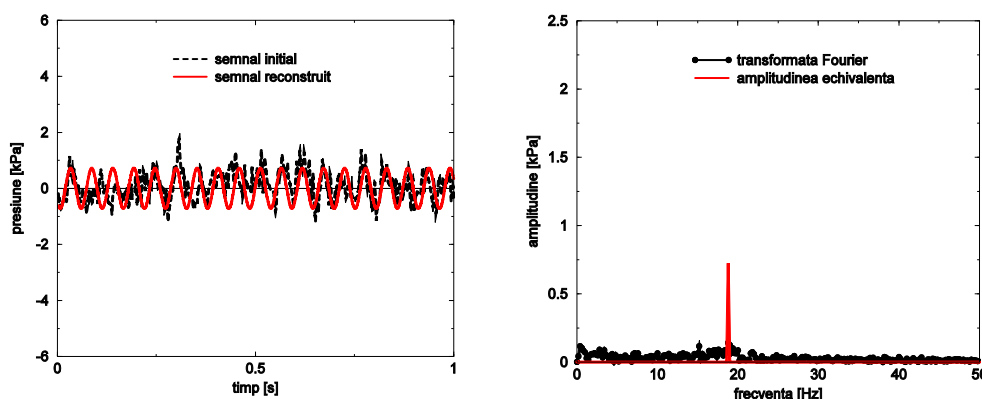


Fig. 5. 31 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și obținerea amplitudinii echivalente (dreapta), pentru traductorul TP2 în cazul curgerii cu FF și debit suplimentar la debitul nominal  $Q = 30$  l/s.

Fig. 5. 26...Fig. 5. 31 reprezintă analiza Fourier a semnalelor de presiune și reconstrucția acestuia după teorema lui Parseval descrisă în capitolul 3, pe cei doi traductori pentru cazurile de curgere enunțate. Acestea ne dau o imagine destul de clară în ceea ce privește scăderea atât în amplitudinea semnalului cât și în ceea ce privește scăderea frecvenței, atunci când se introduce jet prin flow-feedback cu sau fără debit suplimentar, iar Fig. 5. 32 arată din punct de vedere procentual cu cât scade amplitudinea și frecvența în cazul regimurilor de curgere cu injecție de jet. Rezultatele din Fig. 5. 32 sunt prezentate adimensional conform relațiilor din capitolul 3.

În urma reconstrucției semnalului de presiune și analizei utilizând teorema lui Parseval (prezentată în capitolul 3), se poate observa, că atunci când se introduce jet cu flow-feedback și debit suplimentar amplitudinea scade cu aproximativ 60-70 % față de varianta fără flow-feedback, dar crește frecvența cu aprox. 28% pe ambii traductori, deoarece aici amplitudinea echivalentă se reconstruiește după armonica a doua. Dacă jetul se introduce doar cu flow-feedback există o scădere între 25-36%, dar și cu o scădere în frecvență de aprox. 26%. De asemenea se observă că injecția prin flow-feedback sau flow-feedback cu debit suplimentar este comparabilă cu jetul injectat prin sursă auxiliară de 10%, respectiv 12% din debitul nominal.

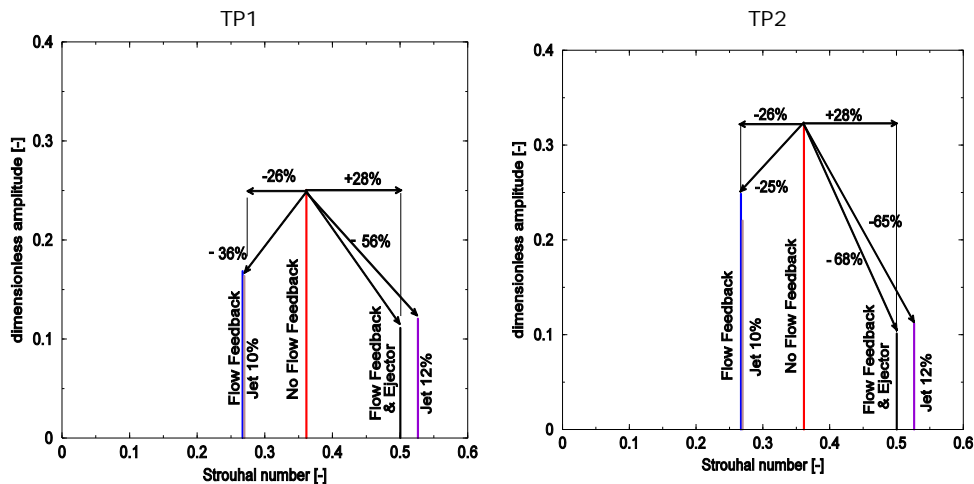


Fig. 5.32 Amplitudinea echivalentă adimensionalizată vs. numărul Strouhal.

### 5.3. CONCLUZII

Acest capitol prezintă măsurători experimentale a câmpului nestaționar de viteză concomitent cu măsurători ale câmpului nestaționar de presiune utilizând tehnica Laser Doppler Velocimetry, asupra regimurilor de curgere care implică injecția de apă pentru înlăturarea pulsațiilor de presiune asociate vârtejului funie. Injecția de apă s-a făcut prin metoda flow-feedback cu și fără aport suplimentar de debit. Pentru fereastra (W1), situată la intrare în zona divergentă a secțiunii de testare, din analiza profilelor de viteză, se observă că viteza meridionale prezintă o creștere în zona de mijloc atunci când se injectează apă, ceea ce conduce la eliminarea zonei de deficit de viteză. Profilul vitezei circumferențiale se așează pe un palier în jurul valorii de zero atunci când se introduce jet, ceea ce înseamnă că nu mai există o componentă tangențială a curgerii, locul acesteia fiind luată de curgerea axială. Din analiza Fourier a profilelor de viteză se observă că amplitudinile predominante și frecvențele aferente acestora, scad atunci când se introduce jet (amplitudinile până aproape la valoarea de zero, iar frecvențele cu aprox. 33% față de varianta de curgere fără flow-feedback sau flow-feedback și debit suplimentar). Dar se surprind amplitudini de frecvență joasă în jurul valorii de 2-3 Hz, care apar datorită mișcării axiale a vârtejului funie.

De asemenea din analiza fluctuațiilor de presiune utilizând cei doi traductori nestaționari de presiune, se observă că amplitudinea scade cu până la 70% atunci când se introduce jet cu flow-feedback și debit suplimentar, iar frecvențele cu aproximativ 33% atunci când se introduce jet numai cu flow-feedback, acestea având o creștere cu 28% față de varianta fără injecție de jet, deoarece reconstrucția semnalului aici, ia în considerare armonica a doua.



## 6. Analiza numerică în generatorul curgerii cu rotație și în secțiunea de testare

### 6.1. Motivația studiului numeric

Calculul numeric în domeniul curgerii fluidelor a început de la calculul bidimensional. Acest prim calcul a oferit inginerilor șansa de a proiecta mult mai ușor turbomașinile. Ca și rezultat al folosirii acestuia, randamentul turbomașinilor a început să crească, iar procesul de proiectare s-a modificat simțitor. În momentul de față s-a ajuns ca tehnica CFD să fie folosită pentru domenii de analiză 3D, astfel încât domeniul de curgere calculat să fie identic cu domeniul de curgere real. Compararea rezultatelor obținute din calcul cu cele experimentale conduc la concluzia că într-adevăr tehnica CFD poate furniza date foarte corecte cu privire la curgerea investigată.

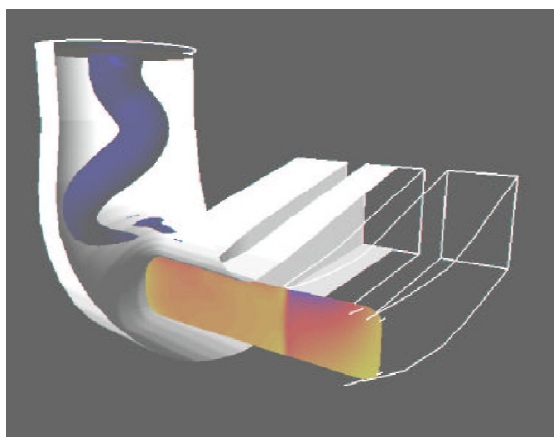


Fig. 6. 1 Vârtejul funie în tubul de aspirație [104].

Fenomenul curgerii cu vârtej funie a ajuns să fie investigată experimental în ultimele decenii de multe colective de cercetare, dar tehnica CFD a ajuns să fie aplicată cu rezultate concludente în conul tubului de aspirație numai în ultimele două decenii. O primă analiză numerică a curgerii nestaționare din conul tubului de aspirație a fost efectuată de Ruprecht și alții [103], [104] (Fig. 6. 1). Atât amplitudinile pulsațiilor de presiune, cât și frecvența din curgerea cu vârtej funie, din calculul numeric sunt validate cu rezultatele obținute din investigarea experimentală. Un pas important în înțelegerea fenomenului curgerii la debite parțiale în conul tubului de aspirație a fost efectuat în cadrul proiectului FLINDT [12], [13].

Investigațiile experimentale au fost efectuate de Ciocan și alții [37], [38] și Vu și alții [133] [134]. Au fost analizate pulsațiile de presiune de pe peretele conului tubului de aspirație, profilele de viteze de la ieșirea din rotor dar și din con cu ajutorul LDV, cât și câmpul de viteză din con cu ajutorul PIV. Aceste date au servit la o mai bună înțelegere a formării vârtejului funie din conul tubului de aspirație.

Totodată rezultatele experimentale au fost comparate cu cele din simularea numerică [107], [111], [112]. Astfel rezultatele pentru simularea numerică a vârtejului funie cu mișcare de precesie din tubul de aspirație al turbinelor hidraulice au arătat că modelul curgerii turbulente tridimensionale și netaționare reproduc corect din punct de vedere cantitativ fenomenul fizic.

În cazul investigării numerice al aparatului de studiu cu rotație existent pe standul experimental din cadrul UPT, Muntean și alții [84], [85], [86], efectuează o primă analiză a pulsațiilor de presiune. Cele trei componente inițiale ogivă, stator și rotor au fost analizate tridimensional la un debit de 30 l/sec similar debitului din investigația experimentală. Profilele de viteză și criteriile de turbulență de la ieșire din ogivă au fost impuse prin mediere circumferențială la intrare în domeniul de analiză al statorului, iar profilul de ieșire din stator a fost impus tot prin mediere circumferențială ca și profil de intrare în rotor.

Pentru analiza 3D netaționară, a domeniului secțiunii de test convergent-divergente, profilele de viteză și criteriile de turbulență rezultate din calculul rotorului au fost impuse ca și condiții la intrare. Domeniul de calcul pentru secțiunea de test a avut 2 milioane de celule, pentru modelul de turbulență a fost ales modelul k- $\epsilon$  realizabil, iar pasul de timp a fost de  $10^{-4}$  secunde. Pentru cazul curgerii cu vârtej funie, s-a obținut următoarea configurație.

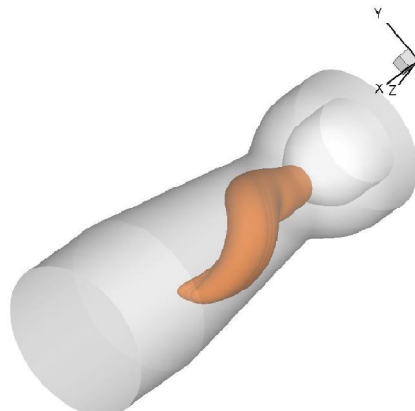


Fig. 6. 2 Vârtejul funie obținut de Muntean și alții pentru secțiunea de test 3D convergent-divergentă.

După cum se observă în Fig. 6. 2, vârtejul funie se dezvoltă pe întreaga zonă divergentă până la intrarea în zona cilindrică. Se formează în zona de centru, pe duza de injecție, având o formă cilindrică, după care începe să aibă o formă elicoidală. Acest studiu a permis analiza semnalului de presiune și a amplitudinilor pulsațiilor de presiune pentru cazul curgerii cu vârtej funie, dar și pentru cazul curgerii cu injecție de apă la diferite debite de injecție. Analiza s-a efectuat în patru nivele denumite MG0, MG1, MG2 și MG3. Primul nivel MG0 este montat la intrarea în zona divergentă, la un diametru al secțiunii  $D=100$  mm. Celelalte trei puncte sunt montate la 50, 100 și 150 mm față de primul punct MG0. Din analiza amplitudinilor pulsațiilor de presiune se observă că pentru cazul curgerii cu vârtej funie, valorile maxime se înregistrează pentru nivelele MG1 și MG2, în zonele unde vârtejul funie atinge raza maximă față de axa de simetrie a domeniului de calcul.

În punctul MG0 datorită formei cilindrice, vârtejul funie are o amplitudine mai mică, iar în punctul MG3 amplitudinea corespunzătoare este cea mai mică datorită faptului că în acea zonă vârtejul funie își pierde din energie.

Pe măsură ce se injectează apă, amplitudinile înregistrate de pe primele trei nivele încep să scadă, iar în cazul punctului MG3, odată cu creșterea debitului de apă injectat amplitudinile se amplifică. Acest fenomen de creștere a amplitudinilor pulsațiilor de presiune pe ultimul nivel (la ieșirea din secțiunea de test divergentă) este datorată faptului că pe măsură ce se injectează apă, zona de stagnare împreună cu vârtejul funie este împinsă în jos.

Astfel amplitudinile maxime în cazul curgerii cu injecție de apă nu se mai înregistrează în nivelele MG1 sau MG2 ci în nivelul MG3 situat sub acestea. Pentru eliminarea completă a vârtejului funie din toate nivelele investigate este nevoie de peste 11,8% debit de injecție, (conform datelor experimentale obținute de Bosioc [29]), debit care în simularea numerică nu a fost atins. O continuare a studiului numeric a curgerii cu vârtej funie și a curgerii cu injecție de apă este prezentat în [85]. S-au calculat fluxurile de energie care definesc caracteristicile de recuperare a energiei în con. Sunt definite trei formule pentru fluxul de energie potențială, cinetică și mecanică. Compararea acestor fluxuri funcție de regimurile de curgere conduce la concluzia că odată cu scăderea fluctuațiilor de presiune pe peretele conului, se îmbunătățește și recuperarea de energie și astfel la utilizarea de conuri mult mai scurte având în același timp o recuperare a presiunii mult mai bună.

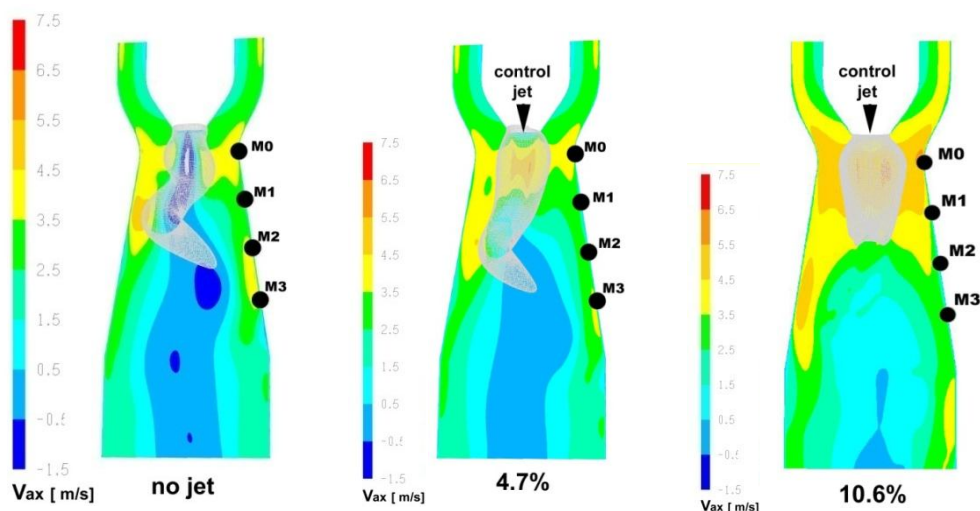


Fig. 6. 3 Vârtejul funie și zona de quasi-stagnare din calculul 3D, cu trei regimuri de curgere, de la stânga la dreapta: fără injecție de jet, cu 4.7% jet și 10.6% jet [85].

Compararea datelor experimentale obținute pe standul experimental cu datele rezultate din simularea numerică 3D efectuate de Muntean și alții, sunt prezentate în studiul efectuat de Bosioc și alții [25], [26]. Sunt comparate și validate amplitudinile pulsațiilor de presiune cât și frecvența.

O comparare între rezultatele experimentale și o simulare numerică 2D axial simetrică au fost efectuate de Susan-Resiga și alții [120], [121]. Lucrarea a demonstrat faptul că o simulare bidimensională este capabilă să surprindă foarte bine profilele de viteză măsurate la diferite nivele din con. Mai mult a fost introdus un nou model de stagnare pentru curgerea axial simetrică cu rotație care îmbunătățește considerabil asemănarea cu profilele de viteză din investigațiile experimentale. Susan-Resiga și alții au arătat că o simulare bidimensională este capabilă să surprindă formarea și dezvoltarea acestor fenomene la valori similare cu

o simulare numerică 3D. Din compararea câmpurilor de viteză și de presiune s-a observat o corelare bună între cele două. În cazul simulării curgerii cu vârtej funie diferența este mai mare, deoarece instabilitatea curgerii este mare. În cazul investigării noii metode de control cu jet de apă diferențele sunt cu o eroare mult mai mică între cele două simulări, deoarece curgerea este una stabilă axial simetrică. Singura observație este că în cazul unei simulări 2D pulsațiile de presiune nu pot fi investigate, în consecință vârfulurile de amplitudine maximă nu pot fi identificate.



Fig. 6. 4 Vârtejul funie obținut pe standul experimental de la UPT, câmpul de viteză și forma vârtejurii funie obținut de Petit și alții [96].

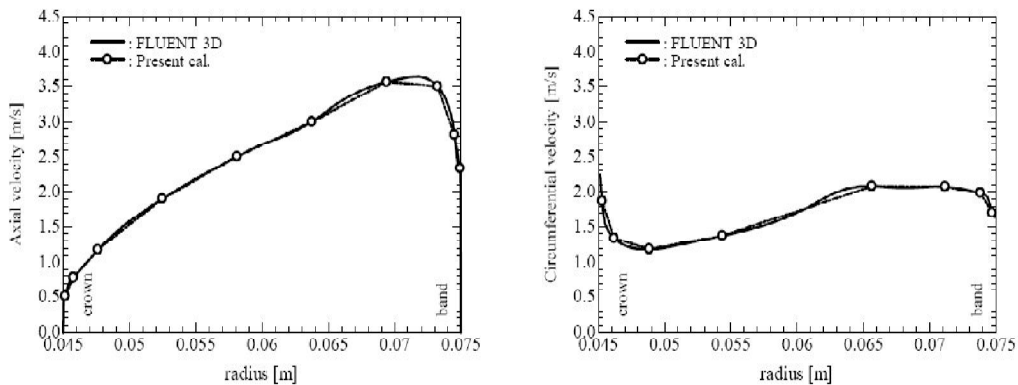


Fig. 6. 5 Compararea profilelor de viteză axială și circumferențială din cele două programe de calcul: Fluent și UzuCruise 3D utilizat de Ojima și alții [94].

Prin urmare o simulare numerică 2D poate oferi în cel mai scurt timp informații corecte despre curgerea din difuzorul conic cu sau fără vârtej funie, la diferite regimuri de curgere sau aplicând noua metodă de control.

În cazul generatorului de curgere cu vârtej din cadrul laboratorului, pe care au fost efectuate măsurătorile experimentale precedente, a fost investigat prin simulare numerică de mai multe colective de cercetare. Scopul acestora a fost acela de a valida modelul de calcul cu rezultatele experimentale prezentate anterior.

Petit și alții [96] folosesc codul OpenFoam pentru a se valida cu profilele de viteză măsurate. Întreg generatorul de curgere cu rotație compus din ogivă, stator și rotor, împreună cu secțiunea de test convergent-divergentă sunt investigate tridimensional.

Un calcul numeric, care a presupus compararea și validarea cu rezultatele obținute din codul Fluent a fost analiza efectuată de Ojima și alții [94]. Pentru simularea numerică s-a utilizat un program de calcul dezvoltat în cadrul universității (UzuCruise 3D). Prima dată a fost calculat generatorul de curgere cu rotație compus din ogivă, stator și rotor. În prima etapă profilele de viteză obținute la ieșirea din rotorul liber au fost comparate cu rezultatele obținute de codul Fluent. Compararea rezultatelor cu cele două coduri de calcul este prezentată în Fig. 6. 5.

Se observă că atât profilele vitezei axiale dar și circumferențiale, cu cele două coduri de simulare se aseamănă foarte bine. Profilul vitezei axiale are un deficit de viteză aproape de butuc, iar la periferie, aproape de perete are un exces de viteză. Acest profil de viteză corespunde curgerii la debit parțial al turbinelor hidraulice. După ce s-au obținut aceleași profile de viteze la ieșirea din rotorul liber, condițiile de la ieșire din rotor au fost puse la intrarea în secțiunea de test. Analiza curgerii din secțiunea de test s-a efectuat pentru două regimuri: curgere cu vârtej funie și curgere cu injecție de apă la un debit al jetului de 10% din cel de funcționare. Din simularea numerică pentru curgerea decelerată cu vârtej funie și pentru curgerea cu injecție de apă a rezultat câmpul de presiune prezentat mai jos:

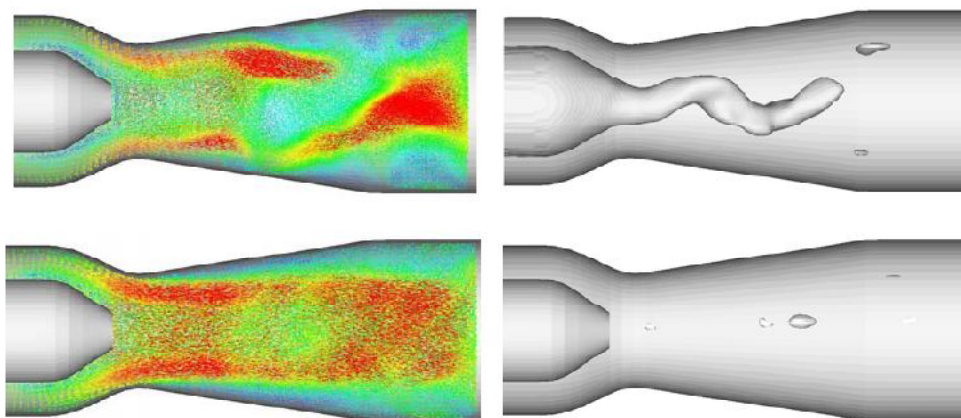


Fig. 6. 6 Câmpul de presiune obținut de Ojima et Kamemoto [94] pentru secțiunea de test convergent divergentă la cele două regimuri de curgere: cu vârtej funie (sus) și curgere cu injecție de apă cu debitul de 10% din cel de funcționare (jos).

Din figura de mai sus se observă că vârtejul funie care se formează la intrarea în zona divergentă a secțiunii de test este eliminat atunci când se introduce jet, rezultând o zonă de curgere axial simetrică.

Concluzia acestor investigații numerice a fost că diferite coduri de calcul numeric au reușit să surprindă foarte bine rezultatele datelor experimentale. Studiile prezentate anterior au fost efectuate pe întreg domeniul de calcul tridimensional. Inconvenientul acestui studiu tridimensional este că durata de calcul este mare, prin urmare este dificil să se calculeze mai multe regimuri de funcționare într-un timp scurt. Prin urmare acest raport va aborda analiza 2D axial simetrică a secțiunii convergent-divergentă. Ținând cont de faptul că rezultatele experimentale (în special cele ale măsurătorilor de viteză) sunt valori mediate în timp, simularea

numerică s-a ales să fie una care să ofere aceleași date și anume valori mediate. Simularea numerică, care oferă astfel de date este simularea 2D. Marele avantaj al acestei metode este că timpul de calcul este foarte scurt în raport cu simularea numerică 3D.

## 6.2. Domeniul de calcul

Hidrodinamica curgerii cu vârtej și mai ales proprietățile de stabilitate a controlului curgerii cu vârtej reprezintă o cheie importantă în contextul turbinelor hidraulice. Decelerarea curgerii cu vârtej în conul tubului de aspirație al turbinelor devine instabilă când turbinele Francis funcționează la sarcină parțială formându-se așa zisul *vârtej funie* cu severe fluctuații de presiune.

Acest capitol își propune studiul numeric a generatorului de vârtej format din 3 trei domenii: ogivă, stator, rotor și analiza curgerii în secțiunea de testare. Componentele generatorului de curgere cu rotație vor fi investigate tridimensional, iar secțiunea de test se va analiza în varianta 2D axial simetrică.

Această analiză a fost studiată și analizată de Bosioc în teza lui de doctorat [29], dar în cazul acesta s-a proiectat, analizat și implementat pe standul experimental un nou stator cu o altă configurație a unghiurilor de curgere relativ și absolut. Modul de proiectare a celor două paletaje este prezentat de Susan-Resiga și alții [118], [119], care prezintă un studiu parametric prin variația a diferite valori ale acestor unghiuri. Astfel noul stator are unghiurile  $\alpha_{hub}^{(1)} = 50^\circ$  și  $\alpha_{tip}^{(1)} = 50^\circ$ . Paletajul statoric cu această configurație a fost implementat pe standul experimental, realizându-se măsurătorile de presiune și viteză aferente (statorul a cărui analiză a fost făcută de către Bosioc în teza lui de doctorat a avut configurația valorică  $\alpha_{hub}^{(1)} = 45^\circ$  și  $\alpha_{tip}^{(1)} = 60^\circ$ ), în schimb s-a păstrat aceeași configurație a rotorului liber cu  $\beta_{hub}^{(1)} = 25^\circ$  și  $\beta_{tip}^{(1)} = 55^\circ$ . Această nouă configurație produce o curgere mult mai accesibilă pentru injecția de jet dată de sistemul flow-feedback. De asemenea domeniul de curgere 2D axial simetric al secțiunii de testare se va analiza nu numai din punct de vedere al studiului vârtejului funie și zonei de stagnare aferente, ci se va analiza și domeniul de curgere în cazul injecției de jet cu flow-feedback.

Domeniile de calcul au fost realizate în preprocesorul Gambit 2.4 [\*\*], iar analiza numerică a fost realizată cu programul FLUENT 6.3 [\*]. Astfel, pentru simularea numerică întreg domeniul ogivei a fost împărțit în 8 subdomenii simetrice, din acesta fiind investigat numai 1/8 din întreg domeniul. Acest mod de calcul prin divizare permite discretizarea mai fină a subdomeniului și un calcul mai rapid. Domeniul statorului conține 13 paletaje fixe ce conferă fluidului o componentă tangențială a vitezei. Calculul unei singure palete permite discretizarea mai fină dar și obținerea mai rapidă a soluției. Domeniul rotorului liber conține 10 paletaje, iar pentru calculul numeric la fel ca în cazul ogivei și statorului se va calcula 1/10 din întregul domeniu. Astfel va conține o singură paletă, având domeniul extins atât spre bordul de atac, dar și spre cel de fugă pentru a permite stabilizarea calculului numeric. Ultimul domeniu de calcul este unul 2D axial simetric și reprezintă secțiunea de testare de pe standul experimental. Pentru injecția de jet cu flow-feedback, a fost reconstruit și domeniul corespunzător acestuia.

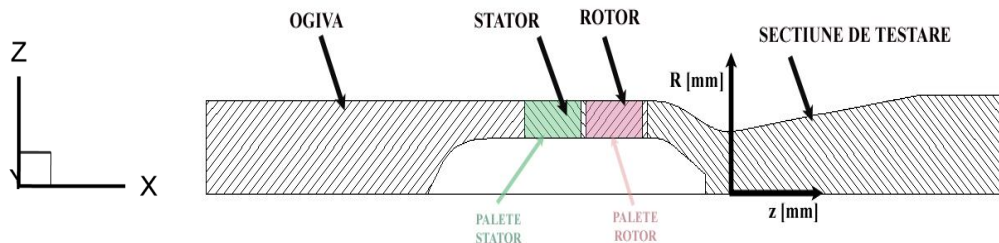


Fig. 6. 7 Domeniul de calcul format din ogivă, stator, rotor, și secțiunea de testare [29].

### 6.2.1. Domeniul 3D al ogivei

Primul element al generatorului de curgere cu rotație este ogiva. În figura de mai jos se va prezenta forma ogivei și domeniul de analiză investigat. Domeniul de calcul investigat conține o discretizare structurată cu 40.000 de celule hexaedrice. La fel ca în cazul tuturor domeniilor de calcul fluidul de lucru impus simulării numerice este apă.

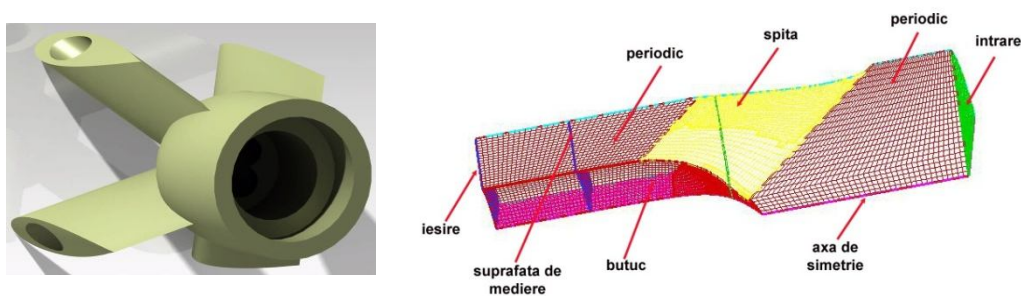


Fig. 6. 8 Domeniul de analiză al ogivei împreună cu condițiile la limită [29].

Datorită formei ogivei (forma circulară cu patru spițe cu rol de alimentare și susținere a întregului generator de curgere cu rotație) domeniul de analiză va avea numai 1/8 parte din întreaga formă a acesteia, așa cum este exemplificată în figura de mai sus. Condițiile la intrare impuse ogivei corespund condițiilor de funcționare ale standului experimental și anume este impus debitul principal de funcționare. Astfel la intrarea în domeniu a fost impusă o singură componentă a vitezei și anume cea axială. Viteza a fost calculată după formula condiției de debit ce ține cont de aria suprafeței cilindrice de la intrarea în domeniul ogivei:

$$v = \frac{Q}{S} \quad (6.1)$$

Nu s-au luat în considerare celelalte două componente ale vitezei, deoarece curgerea în amonte de ogivă este axială. Aceste condiții corespund curgerii de pe standul experimental, care în amonte de ogivă are montat un rezervor secundar de liniștire de tip fagure. Subdomeniul investigat este prelungit în aval pentru a avea o soluție convergentă la ieșire, iar suprafața de mediere a fost pusă exact la aceleași coordonate unde se termină și partea de ogivă reală.

### 6.2.2. Domeniul 3D al statorului

Așa cum se prezintă și în capitolului 2, pe standul experimental a fost implementat un nou stator, care permite o configurație a curgerii mai accesibilă

metodei de injecție de jet prin flow-feedback, păstrându-se în schimb același rotor ca și în cazul studiului realizat de Bosioc în teza lui de doctorat.

După analiza tridimensională a ogivei, profilele de ieșire de pe suprafața de mediere au fost puse ca și condiție de intrare pentru noul stator. Domeniul de calcul pentru stator corespunde geometriei reale a statorului montat pe standul experimental și este prezentat împreună cu condițiile la limită în Fig. 6. 9. Deoarece statorul are 13 palete, domeniul de analiză ca avea 1/13 din toată geometria reală a statorului ce cuprinde o singură paletă. Condițiile la limită au presupus impunerea la intrarea în domeniu a profilelor de viteză de la ieșirea din ogivă împreună cu criteriile de turbulență. Rețeaua de discretizare este mixtă cu un număr de 200000 de celule hexaedrice.

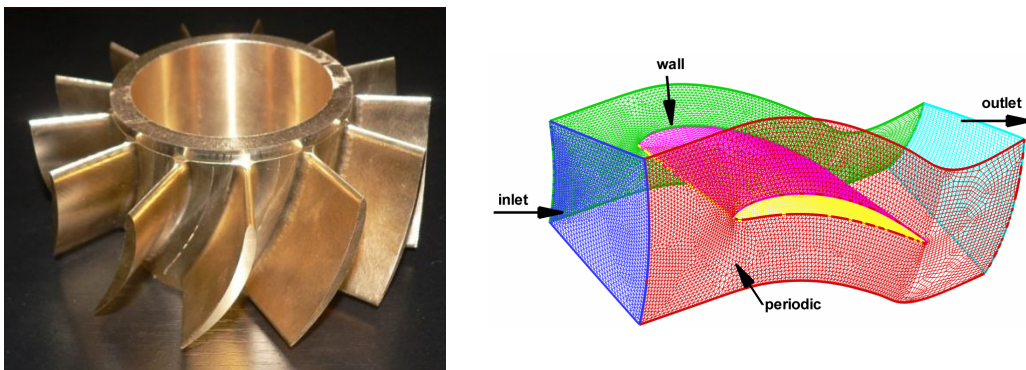


Fig. 6. 9 Domeniul de analiză 3D al statorului împreună cu condițiile la limită.

### 6.2.3. Domeniul 3D al rotorului.

Profilele de viteză și criteriile de turbulență din avalul domeniului de analiză al statorului, au fost impuse la intrarea domeniului de analiză 3D al rotorului. Deoarece rotorul are 10 paletaje identice, domeniul de analiză va conține 1/10 din geometria reală. Pentru suprafețele periodice ale canalelor interpaletare de rotor cu suprafețe periodice de rotație s-a impus periodicitatea vitezei și a presiunii:

$$\vec{v}(r, \theta, z) = \vec{v}\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (6.2)$$

$$p(r, \theta, z) = p\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (6.3)$$

unde  $n_p$  reprezintă numărul de palete, egal 10.

Rețeaua de elemente folosită pentru discretizarea domeniului de analiză al rotorului este una structurată, cu un număr de celule 245.000 de celule hexaedrice. La intrarea pe domeniu s-a impus profilele de viteză împreună cu criteriile de turbulență de la ieșirea din stator.



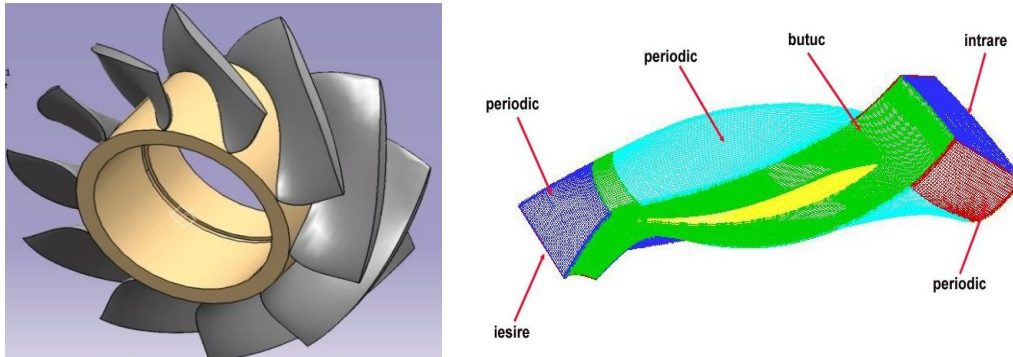


Fig. 6. 10 Rotorul și domeniul de analiză 3D împreună cu condițiile la limită impuse [29].

#### 6.2.4. Domeniul de analiză 2D axial simetric al secțiunii de test cu și fără flow-feedback.

Profilul interior al secțiunii de test prezentat în figura de mai jos, corespunde domeniului 2D axial simetric investigat. Condițiile la limită impuse au fost: profilul exterior al secțiunii de test a fost definit ca și perete, pe intrare au fost impuse profilele de viteză de la ieșire din rotor, iar la ieșire din domeniu a fost impusă condiția de presiune constantă împreună cu condiția de echilibru radial. De asemenea s-a mai impus o contrapresiune de 6000 Pa, pe intrarea în diuză de injecție, aceasta fiind valoarea aproximativă a pierderilor de pe traseul de flow-feedback de pe standul experimental. Totodată valoarea de contrapresiune impusă, va da valoarea corectă a debitului din jet, ce se obține din analiza numerică. Rețeaua de discretizare a fost una structurată cu un număr de 80000 de elemente.

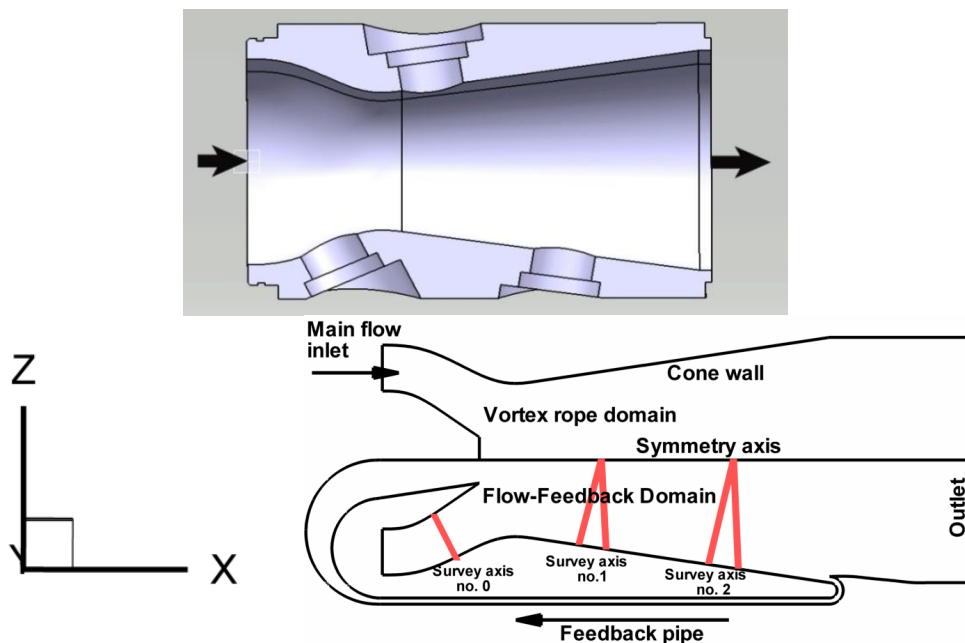


Fig. 6. 11 Domeniul de analiză 2D axial simetric al secțiunii de testare împreună cu axele de măsură (planul de sus domeniul fără flow-feedback, planul de jos domeniul cu flow-feedback).

Pentru acest domeniu am luat aceleași axe de măsură similare cu axele de măsură din secțiunea de test pentru măsurarea profilelor de viteze, de pe standul experimental, dar și aceleași nivele pentru calculul presiunilor medii. Astfel pentru măsurarea vitezelor au fost calculate coordonatele de început și de sfârșit ale punctelor ce definesc axele de măsură, după care au fost definite în domeniul de măsură. Pentru zona convergentă axa de măsură din secțiunea de test, normală la curba profilului interior are limitele extreme între profilul convergent și profilul exterior al duzei de injecție, cu o lungime de 32 mm. Pentru axa de măsură numărul 1 și 2 situate la intrarea și ieșirea din secțiunea divergentă pentru domeniul de calcul am definit două linii pentru a avea întreaga lungime a axei de măsură din secțiunea de test. Astfel avem o linie perpendiculară pe profilul conic ce continuă până ajunge pe axa de simetrie, iar pentru a avea și cealaltă jumătate a axei de măsură s-a construit o linie ce respectă coordonatele din secțiunea de test reală [29].

### 6.3. Ecuațiile care guvernează simularea curgerilor și modelul de turbulență utilizat

Domeniul de calcul al generatorului de curgere cu rotație este investigat tridimensional. Prin urmare pentru calculul acestuia în codul FLUENT 6.3 se vor utiliza ecuațiile curgerilor turbulente 3D. Curgerile turbulente sunt caracterizate prin fluctuații ale câmpului de viteză. În schimb, pentru calculul secțiunii de test se va utiliza un domeniu de calcul bidimensional. Ecuațiile curgerii pentru cele două modele tridimensional și bidimensional precum și ecuațiile modelului de turbulență utilizate vor fi descrise în subcapitolele următoare.

#### 6.3.1. Ecuațiile curgerii pentru domeniul de analiză 3D al generatorului de vârtej

Soluționarea curgerilor tridimensionale s-a realizat cu ajutorul ecuației de continuitate și a ecuației de mișcare Navier-Stokes. Ecuația de continuitate pentru fluide incompresibile este scrisă sub forma:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (6.4)$$

Iar ecuația de mișcare Navier-Stokes este descrisă de ecuația:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\overline{\overline{T}}) + \rho \vec{g} \quad (6.5)$$

În care este utilizată:  $\rho$  densitatea lichidului,  $\vec{v}$  vectorul viteză,  $g$  accelerația gravitațională și  $\overline{\overline{T}}$  este tensorul tensiunilor definit prin expresia:

$$\overline{\overline{T}} = \mu \left[ \left( \nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (6.6)$$

Ecuația de mai sus are definiți la rândul ei următorii termeni:  $\mu$  vâscozitatea moleculară,  $I$  este tensorul unitar. Pentru sistemul relativ de referință viteza relativă se obține cu formula:

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (6.7)$$

În ecuația (6.7)  $r$  reprezintă vectorul de poziție, prin urmare ecuația Navier-Stokes definită cu ecuația (6.5) va avea forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\bar{v} \bar{v}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{w}) + \nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{w}) + 2\rho \bar{\omega} \times \bar{w} + \rho \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}) + \rho \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t} \times \bar{r} \quad (6.8)$$

### 6.3.2. Modelul de turbulență utilizat

Pentru curgerea tridimensională al generatorului de vârtej, dar și pentru curgerea bidimensională axial simetrică s-a utilizat modelul de turbulență k-ε realizabil. Modelul k-ε realizabil a fost dezvoltat relativ recent și diferă de modelul k-ε standard prin următoarele, [\*]:

- modelul realizabil k-ε conține o formulă diferită pentru vâscozitatea turbulentă;
- o nouă ecuație de transport a ratei de disipare ε, a fost derivată dintr-o ecuație exactă pentru transportul fluctuației vorticității.

Termenul de realizabil înseamnă că modelul satisface constrângerile matematice de tip Reynolds. Un beneficiu imediat al modelului k-ε este că prezice cu o acuratețe mai mare rata de împrăștiere a jeturilor plane sau rotunde. Este de asemenea de așteptat ca să ofere performanțe superioare pentru curgeri ce implică rotații, stratouri limită ce implică gradienti de presiune adverși, separări sau recirculări.

Pentru a înțelege matematica din spatele modelului k-ε realizabil se consideră combinația dintre relația lui Boussinesq și definiția vâscozității turbulente, pentru a obține următoarea expresie pentru Normal Stress Reynolds într-o curgere incompresibilă.

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (6.10)$$

Utilizând ecuația  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  pentru  $\nu_t \equiv \mu_t / \rho$  se obține valoarea pentru sarcina normală  $\overline{u^2}$  care prin definiție este o valoare pozitivă sau devine negativă sau non realizabilă când tensiunea este destul de mare pentru a satisface formula, Fluent 6.3 [\*]:

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} \geq \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad (6.11)$$

Se poate arăta că inegalitatea Schwartz pentru efort tangențial ( $\overline{u_\alpha u_\beta}^2 \leq \overline{u_\alpha^2} \overline{u_\beta^2}$ ) poate fi forțată când valoarea efortului mediu este mare. Următorul pas pentru a asigura realizabilitatea (pozitiv pe efortul normal și inegalitatea Schwarz pentru efort tangențial) este acela de a face variabila  $C_\mu$  sensibilă la curgerea principală (deformarea principală) și la turbulența (k, ε). Noțiunea de variabilă  $C_\mu$  este propusă de mulți modelatori inclusiv Reynolds și este bine susținută de partea experimentală. Spre exemplu  $C_\mu$  are o valoare de aproximativ 0.09 în substraturile inerțiale ale echilibrului stratului limită și de 0,05 într-un curent de fluid puternic omogen. Atât modelul realizabil cât și RNG al k-ε au arătat îmbunătățiri substanțiale peste modelul k-ε standard unde caracteristicile curgerii cuprind curburi mari ale liniilor de curent, vorticitate și rotație. Cum modelul este relativ nou nu este exact clar dacă modelul realizabil k-ε completează intru totul modelul RNG. Totuși, studii inițiale au arătat că modelul realizabil oferă performanțe mai bune în comparație cu celelalte versiuni ale modelului k-ε pentru câteva validări ale curgerilor cu separație

și ale curgerilor cu caracteristici complexe ale curgerii secundare. Un punct slab al modelului k-ε sau a altor modele tradiționale k-ε este ecuația de modelare a ratei de disipare (ε). Cunoscutul jet rotund anormal este considerat a fi cel mai potrivit pentru ecuația modelului de disipație. Modelul realizabil propus de Shih a fost destinat să se adreseze acestor deficiențe ale modelului k-ε tradițional adoptând următoarele condiții:

- o nouă formulă a vâscozității turbulente luând în calcul o variabilă  $C_\mu$  originală propusă de Reynolds;
- un nou model pentru ecuația de disipare ε bazată pe ecuația dinamică a fluctuației medii de vorticitate.

O limitare a modelului k-ε este acela că produce turbulențe ale vâscozității care nu sunt naturale în situații când domeniul de calcul conține atât zone ale curgerii cu rotație și staționare. Aceasta este datorată faptului că modelul k-ε realizabil include efectele rotației principale ale curgerii în vâscozitatea turbulentă. Acest efect al extra rotației a fost testat într-un sistem cu o singură componentă a rotației și a arătat o comportare superioară peste modelul k-ε standard.

Ecuatiile de transport mediate pentru k și ε în modelul utilizat sunt, Fluent 6.3 [\*]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (6.12)$$

Și ecuația de transport pentru disipația energiei cinetice este definită prin:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1e} \frac{\epsilon}{k} C_{3e} G_b + S_\epsilon \end{aligned} \quad (6.13)$$

unde

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\epsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (6.14)$$

În aceste ecuații  $G_k$  reprezintă generarea energiei cinetice turbulente corespunzătoare gradientului vitezei medii definit prin ecuația de transport exactă a energiei cinetice turbulente k.  $G_b$  reprezintă generarea energiei cinetice turbulente corespunzătoare forței ascensionale.  $Y_M$  reprezintă contribuția fluctuației dilatației în turbulența compresibilă a ratei totale de disipare.  $C_2$  și  $C_{1e}$  sunt constante.  $\sigma_k$  și  $\sigma_\epsilon$  numerele Prandtl de turbulență pentru k respectiv ε.  $S_k$  și  $S_\epsilon$  sunt termeni definiți de model. De remarcat că atât pentru modelul k-ε realizabil, dar și pentru modelul k-ε standard ecuația pentru k este similară. Modelul realizabil k-ε a fost validat considerabil pentru o mare varietate de curgeri, aici incluzând curgerile rotative, curgerile libere ce includ jeturile și starurile combinate din curgere sau curgerile separate. Pentru toate aceste cazuri performanțele modelului au fost mult mai bune decât modelul k-ε standard. De remarcat este faptul că modelul k-ε realizabil poate valida bine jeturile rotunde, rata de împrăștiere a jeturilor axial simetrice sau a celor plane.

La fel ca pentru celelalte modele k-ε, vâscozitatea turbulentă este calculată din:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6.15)$$

Diferența dintre modelul realizabil k-ε, modelul k-ε standard și modelul k-ε RNG este că  $C_\mu$  nu este constant. Acesta este calculat din:

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (6.16)$$

unde

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}} \quad (6.17)$$

și

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (6.18)$$

unde  $\bar{\Omega}_{ij}$  este tensorul mediu al ratei de rotație într-un sistem de referință cu o viteză unghiulară  $\omega_k$ . Constantele modelului  $A_0$  și  $A_s$  sunt date de:

$$A_s = \sqrt{6} \cos \varphi, A_0 = 4.04 \quad (6.19)$$

unde:

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\bar{S}^3}, \bar{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (6.20)$$

Se poate observa că  $C_{\mu}$  este o funcție a efortului mediu și a ratei de rotație, viteza unghiulară a sistemului de rotație și a câmpului de turbulență ( $k$  și  $\varepsilon$ ). Constantele modelului  $C_2, \sigma_k, \sigma_{\varepsilon}$  au fost stabilite să asigure performanțele modelului pentru valabilitatea curgerilor.

### 6.3.3. Ecuțiile curgerii pentru domeniul de analiză 2D axial simetric

Prin curgere axial simetrică înțelegem că domeniul de calcul 2D se rotește după o anumită axă dată în prealabil. Pentru curgerea axial simetrică cu vârtej funie impusă în programul de calcul Fluent se înțelege că și componenta de curgere cu rotație în cazul nostru componenta circumferențială a vitezei este inclusă. Pentru domeniul 2D axial simetric ecuația de conservare a momentului pentru curgerea cu vârtej poate fi scrisă după formula de mai jos:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r\rho u\omega) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho v\omega) = \\ = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[ r\mu \frac{\partial \omega}{\partial x} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r^3 \mu \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\omega}{r} \right) \right] - \rho \frac{v\omega}{r} \end{aligned} \quad (6.21)$$

unde:  $x$  este coordonata axială,  $r$  este coordonata radială,  $u$  este viteza axială,  $v$  este viteza radială, iar  $\omega$  este viteza tangențială, (\* Fluent, 2001).

Din analiza efectuată de Resiga et al. în [120], [121], s-a concluzionat că modelul axial simetric surprinde cu acuratețe modelul de turbulență 3D mediat. Pentru simularea numerică 2D, ecuațiile care guvernează curgerea axial simetrică și a fluidelor incompresibile au fost obținute scriind ecuația de continuitate și ecuațiile de moment în coordonate cilindrice. Formula ecuației de continuitate este descrisă de :

$$\nabla \cdot V = \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} = 0 \quad (6.22)$$

Ecuția momentului axial:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_z}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} (r V_z V_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r V_z) = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[ r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} 2 \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \left( \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (6.23)$$

Ecuția momentului radial:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_r}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} (r V_z V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r V_r) = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{V_\theta^2}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[ r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} 2 \frac{\partial V_r}{\partial r} \right] - 2 \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \frac{V_r}{r^2} \end{aligned} \quad (6.24)$$

Ecuția momentului circumferențial:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} (r V_z V_\theta) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r V_\theta) = \\ = -\frac{V_r V_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[ r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r^3 \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{V_\theta}{r} \right) \right] \end{aligned} \quad (6.25)$$

Vâscozitatea dinamică efectivă este calculată ca și suma dintre vâscozitate turbulentă  $\mu_T$  și vâscozitatea moleculară  $\mu$ . Modelul curgerii axial simetrice este implementat în codul FLUENT 6.3. La ieșirea din domeniul de calcul o condiție de echilibru radial este impusă, ceea ce implică gradientul presiunii și viteza circumferențială:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho V_\theta^2}{r} \quad (6.26)$$

## 6.4. Rezultatele simulării numerice

Simulările numerice au fost efectuate pentru cele patru elemente ale aparatului de studiu al curgerii cu rotație. Rezultatele simulărilor numerice vor fi prezentate pentru fiecare componentă în parte și corespunzător profilele de viteză în secțiunile din Fig. 6. 11 și Fig. 6. 12.

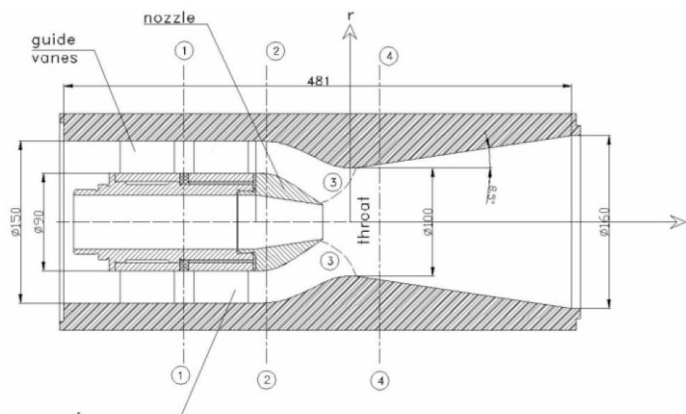


Fig. 6. 12 Secțiune prin generatorul de vârtej împreună cu axele de măsură a profilelor de viteză din simularea numerică: S1 – aval de stator, S2 – aval de rotor, S3 – în gât, S4 – amonte de difuzor.

Fig. 6. 12 prezintă o secțiune transversală prin generatorul de vârtej împreună cu secțiunile de măsură, cu principalele dimensiuni. Diametrul din gât este de 100 mm, cu un debit nominal de 30 l/s. Difuzorul conic este realizat după un unghi de 8.5° cu o lungime de 200 mm [118].

6.4.1. Rezultatele simulării numerice pentru domeniul 3D al ogivei.

Rezultatele simulării numerice pentru domeniului 3D al ogivei sunt prezentate în [29]. Se prezintă distribuția câmpului de presiune și de viteză, precum și profilele de viteză de la ieșire din domeniu (Fig. 6. 13 și Fig. 6. 14).

După cum se observă în profilul vitezei axiale la ieșirea din suprafața de mediere acesta este aproximativ constant. Acesta este constant deoarece la proiectarea ei s-a avut în vedere să influențeze cât mai puțin curgerea, rolul ei principal fiind acela de a susține tot generatorul de curgere cu rotație, dar și de a oferi posibilitatea injecției de apă la intrarea în secțiunea de intrare a difuzorului conic. Aceeași configurație de profil constant este observat și pentru viteza tangențială care este aproximativ egală cu zero pe toată suprafața radială. Variația de viteză aproape de butuc pentru cele două profile este datorată influenței spiței care este atașată butucului.

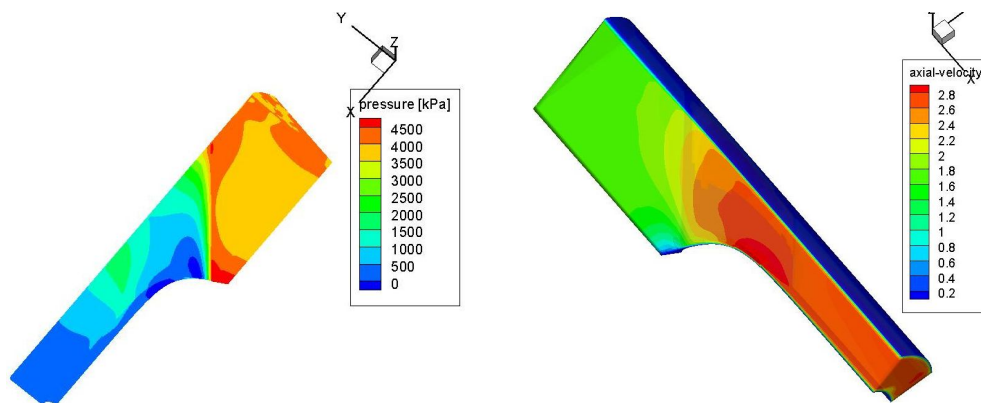


Fig. 6. 13 Repartiția de presiune statică și viteză axială pe domeniul de analiză 3D al ogivei [29].

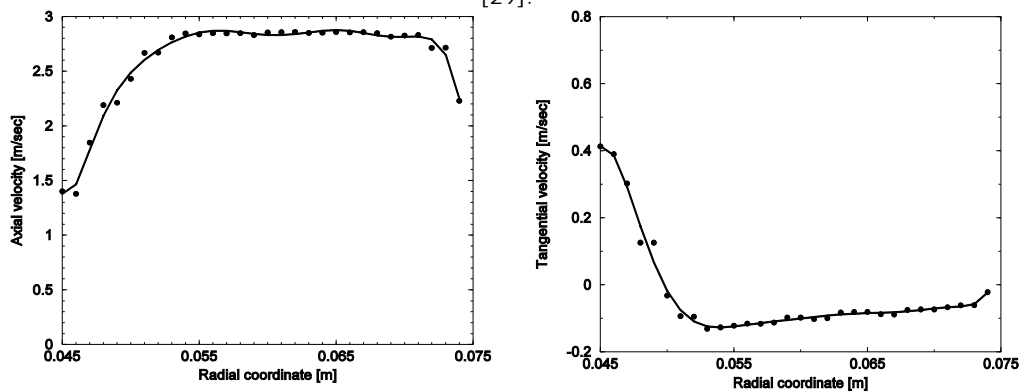


Fig. 6. 14 Profilele de viteză de la ieșirea din ogivă, viteza axială (stânga) și viteza tangențială (dreapta) [29].

6.4.2. Rezultatele simulării numerice pentru domeniul 3D al statorului.

În continuare se prezintă evoluția câmpului de presiune statică, liniile de curent și profilele de viteză de la ieșire din noul stator implementat pe standul experimental. În domeniul 3D al statorului, evoluția liniilor de curent arată că avem o distribuție uniformă a acestora atât pe intradosul paletelor, cât și pe extradados (Fig. 6. 15). Din simularea statorului se va prezenta variația presiunii statice pe intradosul și extradadosul paletelor statorului. Din cauza curentului accelerat, atunci când trece dinspre bordul de atac, pe extradadosul paletelor avem o scădere a presiunii, această scădere de presiune fiind mai pronunțată în apropierea butucului (Fig. 6. 16).

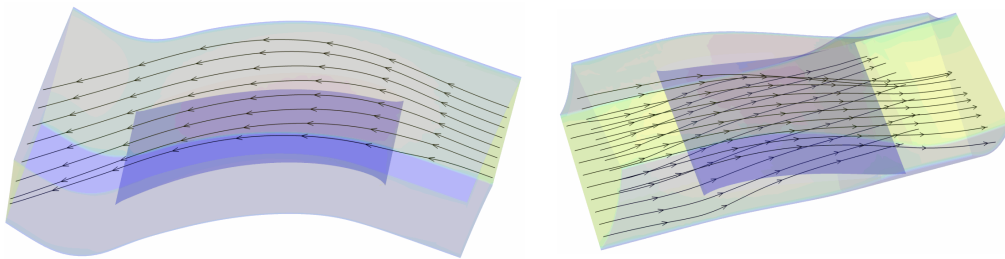


Fig. 6. 15 Liniile de curent de-alungul domeniului 3D al statorului.

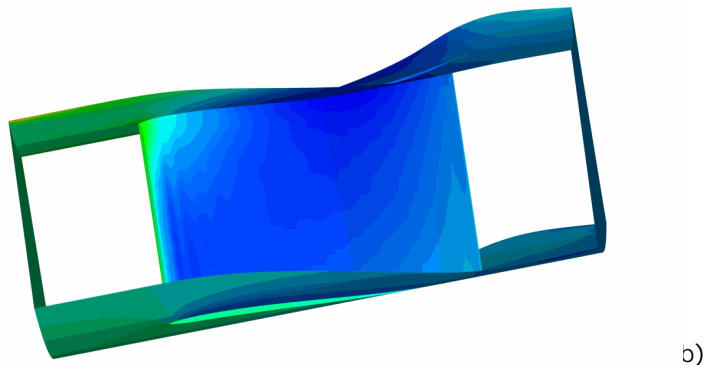
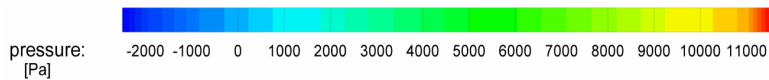
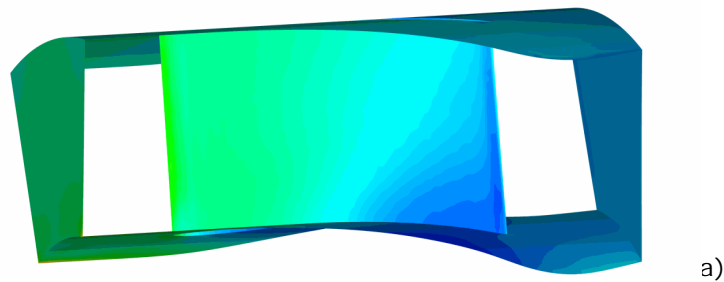
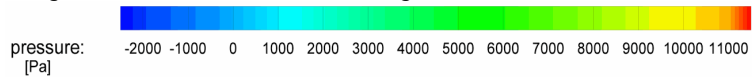


Fig. 6. 16 Distribuția presiunii statice pe intradosul a) și extradadosul b) domeniului statorului.



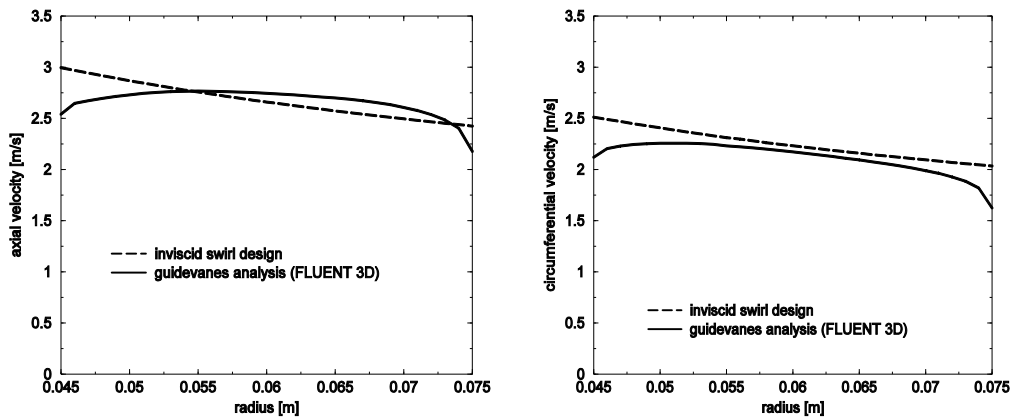
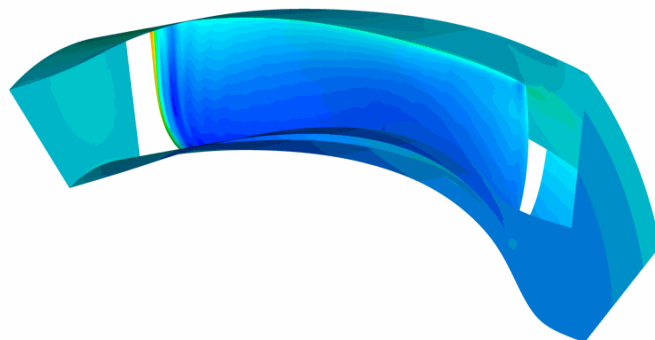
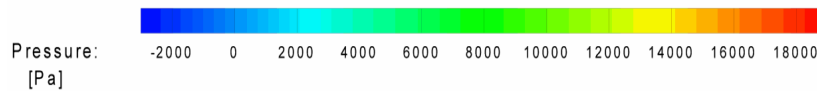


Fig. 6. 17 Profilele de viteză axială și circumferențială în aval de stator – secțiunea S1.

Din analiza presiunii statice pe extradusul paletii, se observă o creștere a presiunii la impactul dintre bordul de atac al paletii statorului și curentul principal. Pe tot extradusul paletii avem o presiune constantă. Din analiza statorului reiese că nu avem desprinderi de pe paletii, astfel profilele vitezelor de la ieșire, se vor impune ca și condiții la intrare în rotor. La ieșirea din stator (secțiunea S1 – aval de stator), avem profile de viteză mediate circumferențial din Fig. 6. 17, unde se prezintă profilele de viteză axială și circumferențială proiectate (linie întreruptă) în aval de stator (secțiunea S1) și corespunzător profilele de viteză obținute în urma simulării numerice 3D a statorului (linie plină). Se observă că există o curgere cu vârtej ce are o configurație quasi-constantă a vitezei axiale. Profilul vitezei tangențiale este la o valoare aproape constantă pe toată lungimea razei. Prin urmare statorul îndeplinește funcția pentru care a fost proiectat și anume de a conferi fluidului o componentă tangențială la ieșire.

6.4.3. Rezultatele simulării numerice pentru domeniul 3D al rotorului.



a)

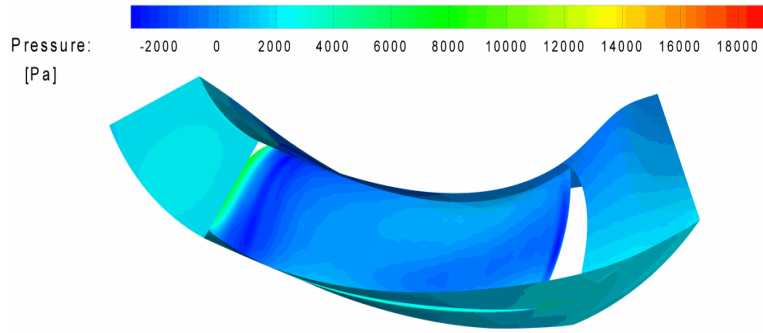


Fig. 6. 18 Distribuția presiunii statice pe intradosul a) și extradadosul b) domeniului rotorului.

Repartiția de presiune pe paleta rotorului arată faptul ca pe intrados (Fig. 6. 18 a) avem o zonă cu deficit de presiune aproape de butucul rotorului, iar pe toată periferia peretelui avem o presiune mai mare. Deficitul de presiune de pe intradosul paletei corespunde funcționării rotorului liber în acea zonă ca și turbină, iar presiunea mai mare corespunde funcționării rotorului liber ca și pompă.

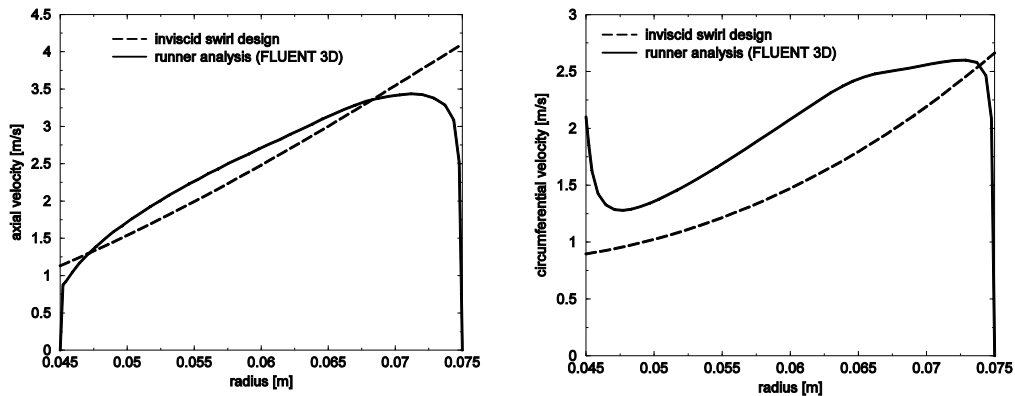


Fig. 6. 19 Profilele de viteză axială și circumferențială în aval de rotor – secțiunea S2.

Proiectarea rotorului liber este mai dificilă datorită comportamentului acestuia ca turbină la butuc și ca pompă la periferie. Fig. 6. 19 prezintă profilele de viteză proiectate și cele rezultate în urma analizei numerice 3D turbulente. Se observă că atât profilele axiale cât și cele circumferențiale sunt într-o bună asemănare, observându-se distribuția excesului de energie la periferie (comportament de pompă) și deficit de energie la butuc (comportament de turbină).

#### 6.4.4. Rezultatele simulării numerice 2D axial simetrice a secțiunii de testare.

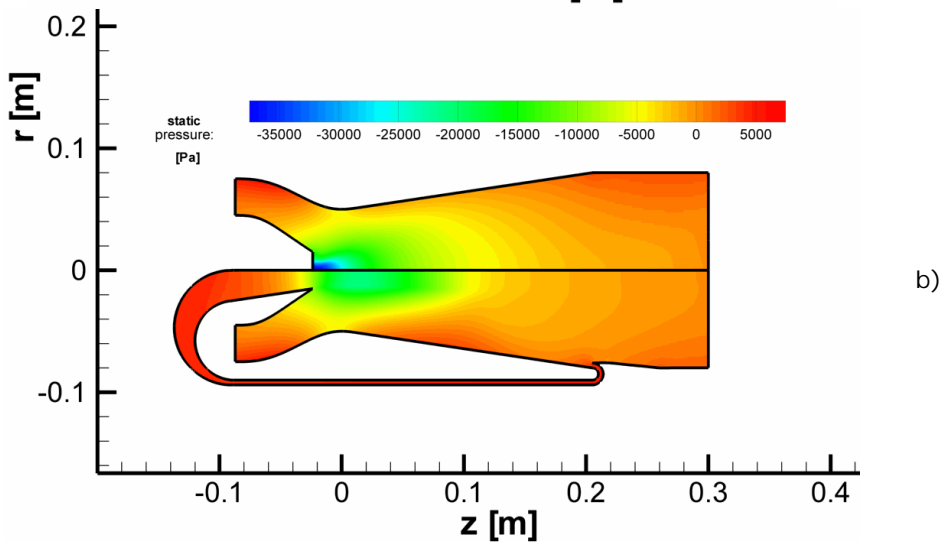
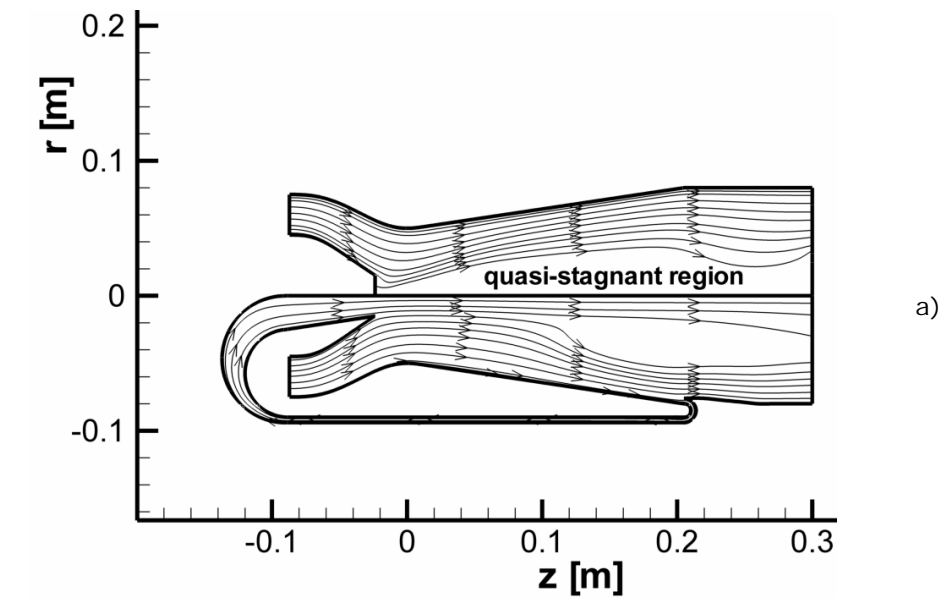
Fig. 6. 20 prezintă o comparație între curgerea cu vârtej din difuzorul conic cu și fără metoda de control prin flow-feedback. Valoarea debitului obținut pentru cazul fără flow-feedback este de aproximativ 30l/s, iar pentru cazul cu flow-feedback este de  $Q_{jet} \approx 3l/s$ . Se observă clar că jetul produs de flow-feedback elimină cu succes regiunea de quasi-stagnare, stabilizând curgerea. Distribuția presiunii totale (Fig. 6. 20 c), prezintă un exces la perete (planul de sus) și creștere de-a lungul axei atunci când este implementată metoda de control flow-feedback (planul de jos).

Fluxurile de energie (Fig. 6. 21) definesc caracteristicile de recuperare a energiei, ținând cont de faptul că în con există o transformare a energiei cinetice în energie potențială.

Fluxul de energie potențială 
$$\Pi(x) = \int_{S(x)} p(x,y)V \times ndS [W] \tag{6.27}$$

Fluxul de energie cinetică 
$$K(x) = \int_{S(x)} \frac{\rho V^2(x,y)}{2} V \times ndS [W] \tag{6.28}$$

Fluxul de energie totală 
$$E(x) = \Pi(x) + K(x) [W] \tag{6.29}$$



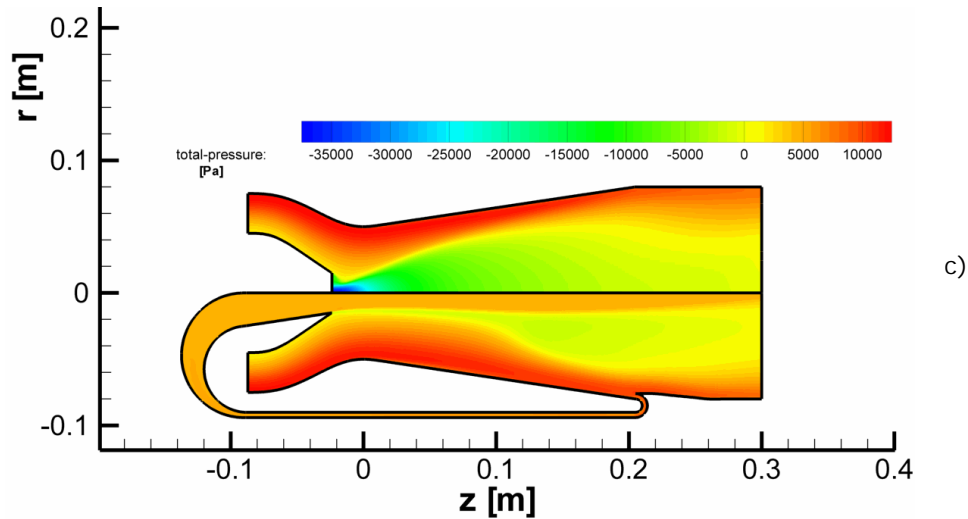


Fig. 6. 20 Distribuția liniilor de curent a) și a presiunii statice b) și totale c), pentru cazul fără flow-feedback (planul de sus,  $Q = 30\text{l/s}$ ) și cu flow-feedback (planul de jos,  $Q_{\text{jet}} = 3\text{l/s}$ ).

Pentru cazul curgerii cu vârtej observăm că fluxul de energie potențială se recuperează liniar pe toată lungimea conului. Odată cu injecția de jet prin flow-feedback se observă că recuperarea este mai mare cu 50%. Totodată observăm că această recuperare de presiune are loc numai pe jumătate din lungimea conului, ceea ce înseamnă că această metodă de control face ca să se poată utiliza conuri mai scurte și mai compacte. Fluxul de energie totală, pentru cazul de injecție prin flow-feedback prezintă o variație aproape constantă de-a lungul difuzorului, ceea ce înseamnă că pierderile în acest caz sunt minime.

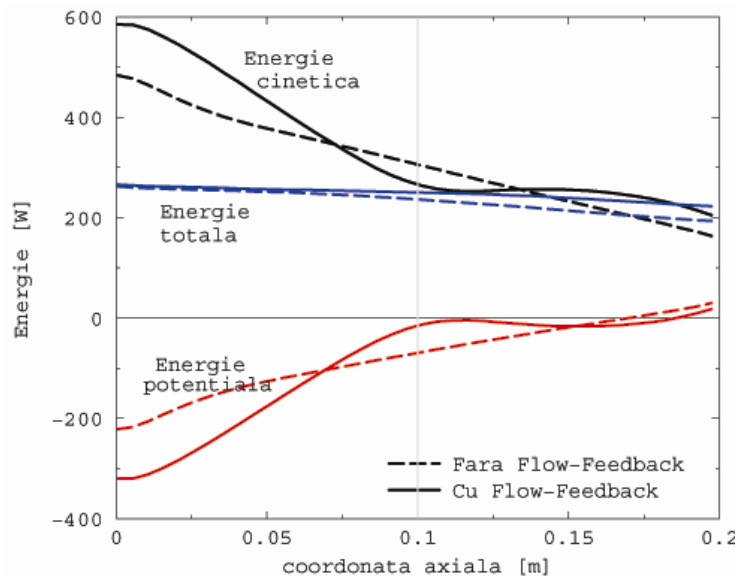


Fig. 6. 21 Compararea fluxurilor de energie pentru cele două regimuri de curgere investigate numeric.

## 6.5. Concluzii

Acest capitol a prezentat rezultate ale câmpului de presiune și a profilelor de viteză mediate din simularea numerică 3D a generatorului de vârtej (care cuprinde un nou stator), implementat pe standul experimental din cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice și rezultate ale analizei numerice 2D în difuzorul conic al secțiunii de testare. Simularea numerică 3D a presupus analiza a trei domenii de curgere: ogivă, stator și rotor. Condiția la limită pe intrare în domeniul ogivei a presupus introducerea componentei axială, pe domeniul statorului s-a impus profilele de viteză (cu componentele: axială, circumferențială, radială și criteriile de turbulență), mediate circumferențial de la ieșirea din domeniul ogivei, același tip de condiție fiind aplicat și în cazul rotorului liber (profilele de viteză de la ieșire din stator s-au impus la intrarea în domeniul rotorului). Pentru simularea 2D axial simetrică a difuzorului conic s-a impus ca și condiție pe intrare, profilele de viteză împreună cu criteriile de turbulență de la ieșire din rotor.

Comparațiile dintre profilele 3D și cele proiectate arată că generatorul de vârtej care cuprinde un nou stator, are o configurație mai bună a curgerii cu vârtej și este mult mai avantajos pentru injecția de jet utilizând sistemul flow-feedback. Rezultatele simulării 2D axial simetrice în difuzorul conic arată clar că zona de quasi-stagnare, care apare în cazul curgerii cu vârtej funie dispare când se introduce jet prin flow-feedback. Aceasta se vede și din distribuția liniilor de curent cât și din distribuția câmpului de presiune statică și totală. Mai mult o dată cu injecția de jet prin flow-feedback se îmbunătățesc performanțele difuzorului conic datorită reducerii pierderilor hidraulice și astfel crește recuperarea de presiune.

## 7. Validarea datelor numerice cu cele experimentale

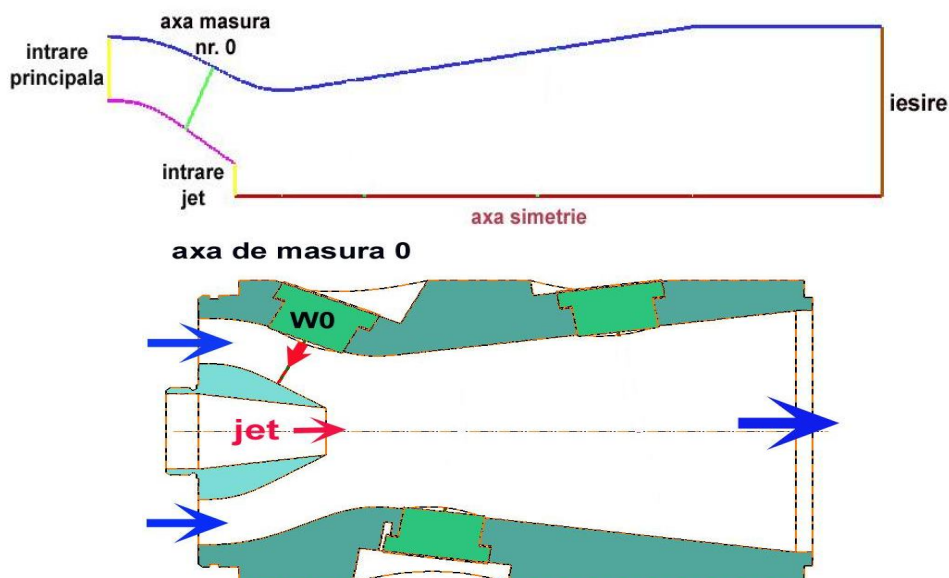
Acest capitol cuprinde compararea și validarea rezultatelor numerice cu cele experimentale și evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback. Sunt comparate profilele de viteză mediate după cele trei axe de măsură investigate și presiunile medii de pe peretele conului prin coeficientul de recuperare al presiunii la două regimuri de curgere: cu/fără injecție de apă cu flow-feedback.

### 7.1. Compararea profilelor de viteză

7.1.1. Compararea profilelor de viteză pentru axa de măsură de pe fereastra optică zero (zona convergentă a secțiunii de test)

Validarea rezultatelor numerice cu cele experimentale de pe fereastra zero permite verificarea configurației curgerii din generatorul de curgere cu rotație oferind o imagine asupra corectitudinii de proiectare a acestuia, totodată se demonstrează că în această zonă a secțiunii de test curgerea este de un tip axial simetrică. Astfel din Fig. 7. 1 se observă că cele două componente ale vitezei sunt într-o asemănare foarte bună.

Se observă că la mijlocul axei de măsură valoarea RMS-ului este mare. Acesta se datorează schimbării configurației rotorului liber, care prezintă un comportament de turbină aproape de butuc și de pompă aproape de periferie după cum a fost proiectat, [118], [119].



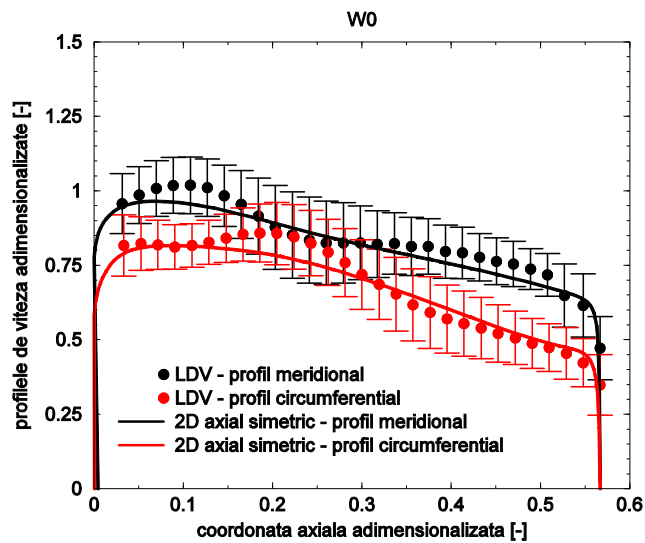
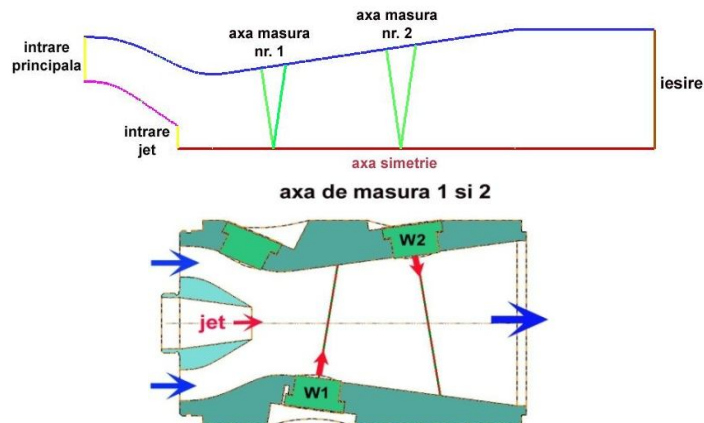


Fig. 7. 1 Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru fereastra din zona convergentă (W0), roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională.

### 7.1.2. Compararea profilelor de viteză pentru axa de măsură de pe fereastra optică 1 și 2 (zona divergentă a secțiunii de test) fără flow-feedback

Din analiza efectuată pe axa de măsură din zona convergentă s-a dovedit că generatorul curgerii cu rotație a fost calculat corect, astfel la intrarea în secțiunea convergentă profilul de viteză calculat este asemănător cu cel rezultat din simularea numerică 3D. În continuare se prezintă profilele de viteză obținute experimental cât și din analiza 2D axial simetrică la cele trei regimuri de curgere: fără flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu aport suplimentar de energie. Debitul de jet pentru regimul cu flow-feedback obținut în urma analizei numerice și flow-feedback cu aport suplimentar de energie, după impunerea ca și condiție la limită pe intrarea în duza de injecție a contrapresiunii cu valoarea de 6000, respectiv 7000 Pa, au fost:  $Q_{FF} \approx 3l/s$  și  $Q_{FFE} = \approx 3.6l/s$ .



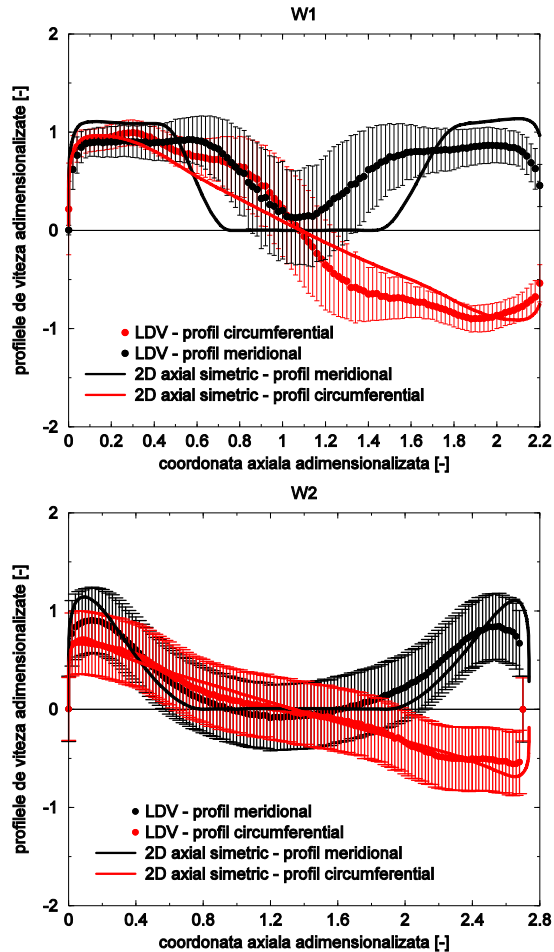


Fig. 7. 2 Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru cele două fereaște (W1 – stânga și W2 - dreapta), pentru regimul de curgere fără flow-feedback (roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională,  $Q = 30\text{l/s}$ ).

În cazul regimului de curgere fără flow-feedback (Fig. 7. 2), se observă că vitezele calculate pentru cele două axe de măsură (W1 și W2), se încadrează în variațiile vitezei măsurate, ceea ce înseamnă că simularea numerică 2D se apropie bine de fenomenul investigat. În cazul profilului de viteză meridională se observă că prezintă în zona de centru un palier ce se menține constant pe zero. În jurul acestei zone de stagnare conform teoriei emise de Nishi și alții [89], se formează vârtejul funie. Conform acestei teorii curgerea principală se împarte în două zone: una de quasi-stagnare situată în zona de mijloc pe lungimea conului și o zonă în care este concentrată întreaga curgere situată aproape de perete. Zona de stagnare care se formează în mijlocul conului ocupă mai bine de 50% din raza difuzorului, curgerea principală fiind împinsă pe o zonă inelară aproape de peretele conului. Profilul vitezei circumferențiale nu prezintă acest palier ci cade direct pe zero, producând o curgere de tip solid-rigidă.



7.1.3. Compararea profilelor de viteză pentru axa de măsură de pe fereastra optică 1 și 2 (zona divergentă a secțiunii de test) pentru regimul de curgere cu flow-feedback

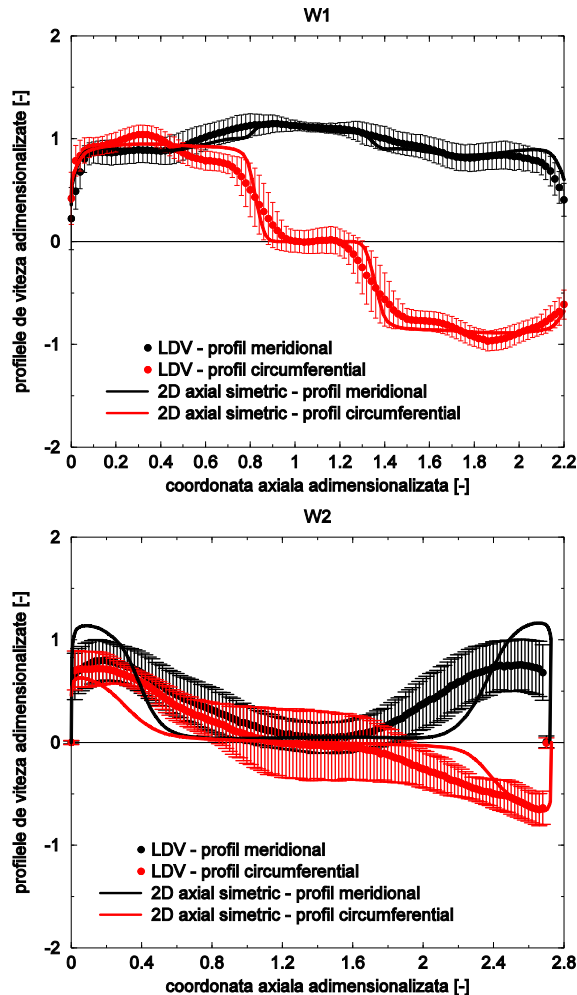


Fig. 7. 3 Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru cele două ferestre (W1 – stânga și W2 - dreapta), pentru regimul de curgere cu flow-feedback (roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională  $Q_{FF} \approx 3l/s$ ).

După cum se observă din Fig. 7. 3 profilele de viteză pe ambele ferestre, pentru cazul injecției de jet prin flow-feedback sunt într-o asemănare foarte bună. Pe fereastra 1 se observă din profilul vitezei meridionale excesul de viteză care apare atât în cazul profilelor determinate experimental cât și din analiza 2D axial simetrică, iar profilul de viteză circumferențial pentru ambele determinări prezintă se așează pe zero. Astfel se concluzionează că pe fereastra 1 în cazul curgerii cu flow-feedback zona de stagnare asociată vârtejului funie este eliminată. Pe fereastra 2, atât din analiza numerică cât și din datele experimentale, se observă că există zona

de stagnare, care nu poate fi eliminată, deoarece în această zonă de la ieșirea din con, jetul nu este suficient de puternic.

7.1.4. Compararea profilelor de viteză pentru axa de măsură de pe fereastra optică 1 și 2 (zona divergentă a secțiunii de test) pentru regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie

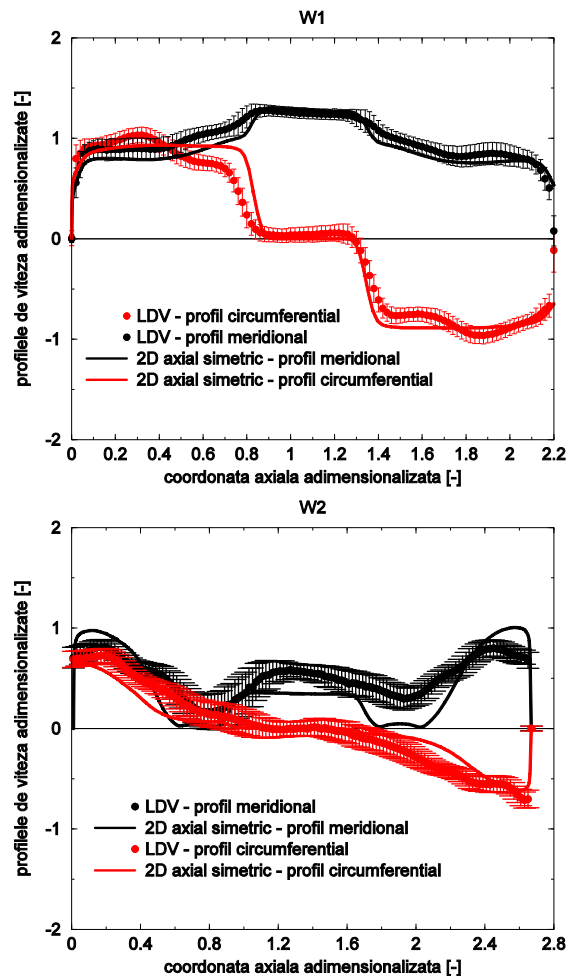


Fig. 7. 4 Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru cele două ferestre (W1 – stânga și W2 - dreapta), pentru regimul de curgere cu flow-feedback și aport suplimentar de energie (roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridională,  $Q_{FFE} \approx 3.6\text{l/s}$ ).

În cazul curgerii flow-feedback cu aport suplimentar de energie, pe fereastra 1 ca și în cazul curgerii cu flow-feedback, se observă că zona de stagnare asociată vârtejului funie este eliminată. Același lucru, de eliminare a zonei de stagnare se observă și pe fereastra 2, chiar dacă excesul de viteză a profilului meridional este mai mic decât pe fereastra 1. De asemenea se observă că pe ambele ferestre

profilele de viteză pentru datele obținute din analiza numerică cât și experimental se găsesc într-o bună asemănare.

## 7.2. Compararea coeficientului de recuperare a presiunii

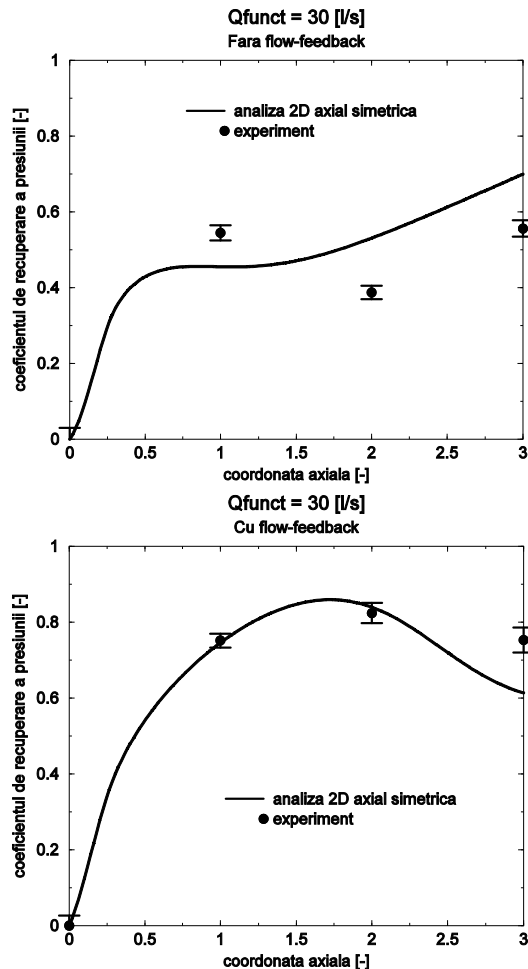


Fig. 7. 5 Compararea coeficientului de recuperare al presiunii pentru curgerea fără flow-feedback și cu flow-feedback.

Din compararea coeficientului de recuperare a presiunii, pentru regimul de curgere fără flow-feedback, se observă că modelul 2D axial simetric nu poate surprinde într-o asemănare foarte bună curgerea 3D netaționară cu vârtej funie determinată experimental. Cu toate acestea erorile ce apar între rezultatele determinate numeric față de cele experimentale se încadrează între 20...24%, fiind acceptabile. În cazul regimului de curgere cu flow-feedback se observă că modelul 2D axial simetric surprinde destul de bine curgerea cu vârtej de pe standul experimental, deoarece efectele de netaționaritate datorate curgerii 3D cu rotație

sunt eliminate odată cu introducerea jetului axial, cu excepție ultimul nivel unde eroarea este de aproximativ 20%. De asemenea se observă recuperarea de presiune crește cu o valoare dublă în zona de centru a secțiunii o dată cu introducerea jetului prin flow-feedback.

### 7.3 Concluzii

Compararea rezultatelor experimentale cu cele numerice obținute din calculul 2D axial simetric, a dorit evaluarea celor două metode de investigare și validarea simulării 2D axial simetrice cu rezultatele experimentale, ținând cont de simplificarea modelului utilizat. Pentru simularea numerică am impus condițiile de funcționare similare cu cele de pe standul experimental. Astfel debitul principal a fost setat la o valoare de 30 l/s, iar turația rotorului liber a de 920 rot/min, fiind determinată experimental. Modelul de turbulență impus a fost k- $\epsilon$  realizabil.

Validarea rezultatelor numerice cu cele experimentale a presupus: compararea profilelor de viteză meridională și circumferențială mediate pentru trei regimuri de curgere, unul pentru curgerea fără injecție de jet cu flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu aport suplimentar de energie; și compararea coeficientului de recuperare al presiunii la două regimuri de curgere (cu/fără flow-feedback).

Validarea rezultatelor numerice cu cele experimentale de pe fereastra zero a permis evaluarea și verificarea configurației curgerii din generatorul de curgere cu rotație oferind o imagine asupra corectitudinii de proiectare a acestuia. Această verificare a fost foarte importantă pentru a valida proiectarea corectă a noului stator implementat pe standul experimental.

În cazul regimului de curgere fără flow-feedback, se observă că vitezele calculate pentru cele două axe de măsură (W1 și W2), se încadrează în variațiile vitezei măsurate, ceea ce înseamnă că simularea numerică 2D se apropie bine de fenomenul investigat. În cazul curgerii cu flow-feedback pe fereastra 1 zona de stagnare asociată vârtejului funie este eliminată, iar pe fereastra 2, atât din analiza numerică cât și din datele experimentale, se observă că există zona de stagnare, care nu poate fi eliminată, deoarece în această zonă de la ieșirea din con, jetul nu este suficient de puternic.

În cazul curgerii flow-feedback cu aport suplimentar de energie, pe fereastra 1 ca și în cazul curgerii cu flow-feedback, se observă că zona de stagnare asociată vârtejului funie este eliminată. Același lucru, de eliminare a zonei de stagnare se observă și pe fereastra 2, chiar dacă excesul de viteză a profilului meridional este mai mic decât pe fereastra 1. De asemenea se observă că pe ambele ferestre profilele de viteză pentru datele obținute din analiza numerică cât și experimental se găsesc într-o bună asemănare.

Din compararea coeficientului de recuperare a presiunii, pentru regimul de curgere fără flow-feedback, se observă că modelul 2D axial simetric nu poate surprinde într-o asemănare foarte bună curgerea 3D nestaționară cu vârtej funie determinată experimental. În cazul regimului de curgere cu flow-feedback se observă că modelul 2D axial simetric surprinde destul de bine curgerea cu vârtej de pe standul experimental, deoarece efectele de nestaționaritate datorate curgerii 3D cu rotație sunt eliminate odată cu introducerea jetului axial, cu excepție ultimul nivel. De asemenea se observă recuperarea de presiune crește cu o valoare dublă în zona de centru a secțiunii o dată cu introducerea jetului prin flow-feedback.

## 8. Concluzii

Prezenta lucrare cu denumirea "Flow-Feedback pentru reducerea fluctuațiilor de presiune în difuzorul conic al turbinelor hidraulice", propune și investighează din punct de vedere experimental și numeric o nouă tehnică de control a curgerilor cu rotație în difuzorul conic al turbinelor hidraulice.

Funcționarea turbinelor hidraulice (în special a celor cu palete fixe, ex: turbinele Francis), într-un domeniu mult mai larg decât punctul lor de randament maxim, la care a fost proiectată turbina să funcționeze, duce la apariția fenomenului cunoscut în literatura de specialitate ca "vârtej funie". Fenomenul este unul foarte dăunător, producând pulsații de presiune, care duc la fisurarea paletelor rotorului sau rupei ale acestora, smulgeri de ogive, sau deteriorări ale tubului de aspirație.

De-a lungul timpului au fost elaborate o serie de metode care să elimine efectele vârtejului funie, ca de exemplu: admisia de aer, aripioare montate pe peretele conului tubului de aspirație, prelungiri de ogive, injecție de jeturi tangențiale la peretele tubului de aspirație, etc. Dar toate aceste metode chiar dacă elimină efectele vârtejului funie, au dezavantajele de a fi dificil de implementat, sau sunt eficiente numai la un anumit punct de funcționare a turbinei și mai ales sunt costisitoare din punct de vedere economic și pot produce alte efecte negative asupra mașinilor.

O nouă soluție de înlăturare a vârtejului funie și efectelor acestuia conform Susan-Resiga și alții [115], este de a introduce un jet axial de apă de-a lungul coroanei, care să înlătore zona de stagnare asociată vârtejului funie, care apare în tubul de aspirație. Această metodă a fost dezvoltată pe standul experimental de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara, Facultatea de Mecanică. Apa care alimentează jetul axial este preluată din amonte, iar debitul introdus este de aproximativ de 10%, (conform rezultatelor obținute de Bosioc [29] acest debit trebuie să fie de aproximativ 11,5-12%, pentru a îndepărta cu succes zona de stagnare, fluctuațiile de presiune reducându-se cu până la 70% din valoarea lor inițială când se introduce jetul).

Însă nu este acceptabil să by-passezi acest debit din amonte datorită pierderilor volumice care apar (debitul de injecție utilizat la înlăturarea vârtejului funie nu mai este turbinat), astfel Susan-Resiga și alții [117] propune o nouă tehnică de înlăturare a „vârtejului funie” și efectelor acestuia, utilizând ca și metodă de alimentare a jetului axial, cu apă din aval, fără pierderi, fără aport suplimentar de energie și fără să scadă randamentul turbinei. Această metodă presupune introducerea unei camere spirale în avalul conului tubului de aspirație care să preia o fracțiune din debitul de pe peretele conului (se știe că atunci când apare fenomenul de „vârtej funie”, se formează o zona de stagnare centrală, iar apa este împinsă la perete, această apă este preluată de camera spirală) și să îl introducă ca jet axial în amonte (în capătul coroanei). Sistemul implementat pe același stand experimental de la UPT, format din camera spirala și sistemul de aducțiune a apei din aval în amonte, poartă denumirea de *flow-feedback*.

Activitatea de cercetare științifică din cadrul temei de cercetare, a început prin participarea la proiectarea, dezvoltarea și execuția sistemului flow-feedback, continuându-se cu implementarea și testarea lui pe standul experimental.

Sistemul flow-feedback are ca și componentă principală camera spirală cu ieșire dublă – CSID – prezentată în capitolul 3 al cărui rol este de a colecta o fracțiune din debit de pe peretele conului tubului de aspirație (aval) și de a-l transporta în capătul coroanei (amonte), pentru a alimenta jetul de axial, care să îndepărteze vârtejul funie.

Primele determinări experimentale au presupus măsurători ale câmpului netaționar de presiune. Aceste măsurători au oferit și primele informații legate de evaluarea performanțelor sistemului flow-feedback. Măsurătorile de presiune au fost efectuate utilizând secțiunea de testare pe care au fost montați 8 traductori de presiune a câte 4 nivele (capitolul 2), iar regimurile de curgere au fost cu și fără injecție de jet cu flow-feedback. Astfel rezultatele arată că atunci când se introduce jet cu sistemul flow-feedback pulsațiile de presiune asociate vârtejului funie scad cu până la 30%, iar frecvența cu aproximativ 35%. Descompunerea semnalelor de presiune reconstruite arată că există o componentă predominantă și anume cea de tip rotativ, dar cazul curgerii cu flow-feedback aceasta este la valori mai mici față de cazul fără injecție de jet. De altfel prin introducerea jetului prin flow-feedback, recuperarea de energie ajunge la o valoare dublă în zona unde vârtejul funie este cel mai dezvoltat. O primă concluzie ar fi că sistemul flow-feedback are potențial în ceea ce privește controlul curgerilor cu vârtej în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, atât prin faptul că se diminuează amplitudinea și frecvența vârtejului funie, cât și prin faptul că ajută la recuperarea de energie. Mai mult acest sistem nu afectează randamentul turbinei și nu necesită aport suplimentar de energie, asigurându-se astfel flexibilitate și control prin ajustarea debitului dat de flow-feedback la diferite debite de funcționare a turbinei.

Dar dacă se dorește eliminarea vârtejului funie la fel ca în cazul injecției de apă din amonte [29], atunci când se utilizează 12% debit injectat, este necesar un aport suplimentar de debit, care adăugat la debitul dat de sistemul flow-feedback duce la diminuarea pulsațiilor de presiune cu până la 70%. Astfel din evaluarea debitului dat de sistemul flow-feedback (capitolul 4), se arată că acesta este la o valoare de 10% din cel nominal, rezultând faptul că pentru înlăturarea pulsațiilor de presiune cu până la 70% ar mai fi necesar 2% debit suplimentar. Acest debit suplimentar se adăugă la sistemul flow-feedback cu ajutorul unei pompe ejector (prezentată în capitolul 4). Astfel alimentarea debitului suplimentar se face cu o sursă auxiliară de energie. Pompa ejector a fost proiectată să ofere un debit suplimentar de 2% din debitul nominal și o presiune suplimentară sistemului flow-feedback de aproximativ 7kPa. Creșterea presiunii a fost necesară datorită pierderilor care apar pe traseul sistemului flow-feedback. La reluarea măsurătorilor de presiune se dovedește că utilizând tehnica de injecție cu flow-feedback cu aport suplimentar de energie (sau flow-feedback și ejector – FFE), pulsațiile de presiune scad cu până la 70%, iar recuperarea de presiune crește la fel de mult ca în cazul utilizării injecției prin flow-feedback fără aport suplimentar de energie.

Astfel comparativ cu metoda injecției cu apă din amonte când este necesar un debit injectat de 12%, sistemului flow-feedback îi mai este necesar doar 2% debit suplimentar, pierderile volumice care apar fiind neglijabile. Pentru acest caz de injecție cu FFE apare ca și predominantă, din descompunerea semnalelor, componenta de tip piston, care nu poate fi neglijată datorită problemelor ce pot apărea la generatorul electric.

Următoarele determinări experimentale au presupus efectuarea de măsurători a câmpului netaționar de viteză mediat utilizând sistemul Laser Doppler Velocimetry concomitent cu măsurători ale câmpului netaționar de presiune, la cele trei regimuri de curgere fără flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu

aport suplimentar de energie. Pentru aceste măsurători s-a utilizat secțiunea de testare cu cele trei ferestre optice, pe care s-a montat încă doi traductori de presiune. Măsurătorile de viteză s-au făcut pentru două componente: meridională și circumferențială. Pentru regimul de curgere fără flow-feedback componenta meridională în zona de mijloc a secțiunii de testare se situează la o valoare aproximativ egală cu zero, ceea ce indică faptul că există zona de quasi-stagnare asociată vârtejului funie. O dată cu injecția de jet prin flow-feedback această zonă de quasi-stagnare dispăre numai pentru fereastra 1 (care se găsește la intrare în con), iar atunci când se introduce jet prin flow-feedback cu aport suplimentar de energie această zonă dispăre și pentru fereastra 2, care se găsește la ieșire din con.

O altă parte importantă a tezei o reprezintă analiza spectrelor Fourier 3D de a celor două componente de viteză de-a lungul axelor de măsură corespunzătoare ferestrelor W1 și W2, unde se observă că odată cu injecția de apă cu flow-feedback și mai ales flow-feedback cu aport suplimentar de energie, amplitudinea vitezei scade aproape în totalitate față de regimul fără flow-feedback (cu vârtej funie).

Capitolele 6 și 7 prezintă analiza numerică și comparații ale rezultatelor numerice cu cele experimentale. Validarea rezultatelor numerice cu cele experimentale a presupus: compararea profilelor de viteză meridională și circumferențială mediate pentru cele trei regimuri de curgere și compararea coeficientului de recuperare al presiunii.

Validarea rezultatelor numerice cu cele experimentale de pe fereastra zero a permis evaluarea și verificarea configurației curgerii din generatorul de curgere cu rotație oferind o imagine asupra corectitudinii de proiectare a acestuia. Această verificare a fost foarte importantă pentru a valida proiectarea corectă a noului stator implementat pe standul experimental.

În cazul regimului de curgere fără flow-feedback, se observă că vitezele calculate pentru cele două axe de măsură (W1 și W2), se încadrează în variațiile vitezei măsurate, ceea ce înseamnă că simularea numerică 2D se apropie bine de fenomenul investigat. În cazul curgerii cu flow-feedback pe fereastra 1 zona de stagnare asociată vârtejului funie este eliminată, iar pe fereastra 2, atât din analiza numerică cât și din datele experimentale, se observă că există zona de stagnare, care nu poate fi eliminată, deoarece în această zonă de la ieșirea din con, jetul nu este suficient de puternic.

În cazul curgerii flow-feedback cu aport suplimentar de energie, pe fereastra 1 ca și în cazul curgerii cu flow-feedback, se observă că zona de stagnare asociată vârtejului funie este eliminată. Același lucru, de eliminare a zonei de stagnare se observă și pe fereastra 2, chiar dacă excesul de viteză a profilului meridional este mai mic decât pe fereastra 1. De asemenea se observă că pe ambele ferestre profilele de viteză pentru datele obținute din analiza numerică cât și experimental se găsesc într-o bună asemănare.

Din compararea coeficientului de recuperare a presiunii, pentru regimul de curgere fără flow-feedback, se observă că modelul 2D axial simetric nu poate surprinde într-o asemănare foarte bună curgerea 3D nestaționară cu vârtej funie determinată experimental. În cazul regimului de curgere cu flow-feedback se observă că modelul 2D axial simetric surprinde destul de bine curgerea cu vârtej de pe standul experimental, deoarece efectele de nestaționaritate datorate curgerii 3D cu rotație sunt eliminate odată cu introducerea jetului axial, cu excepție ultimul nivel. Prin urmare un model 2D care are ca și cerințe resurse minime și cu un timp minim de calcul poate surprinde bine curgerea decelerată din conul tubului de aspirație. Acest aspect este important deoarece cu un model 2D se poate prezice ușor comportarea curgerii din difuzorul conic al unei turbine hidraulice.

### **8.1. Contribuții originale**

În cadrul tezei de doctorat atât în ceea ce privește instalația experimentală, echipamentele de măsură cât și partea de analiză numerică, am avut următoarele contribuții personale:

1. Participarea la construcția standului experimental prin adăugarea la acesta a sistemului flow-feedback.
2. Proiectarea sistemului flow-feedback și a camerei spirale cu ieșire dublă pentru injecția de apă.
3. Echiparea secțiunii de testare pentru măsurătorile câmpului de viteză, cu doi traductori de presiune nestaționari piezoelectrice.
4. Contribuții la dezvoltarea și echiparea sistemului de măsură a rotației rotorului liber.
5. Analiza numerică tridimensională a camerei spirală cu ieșire dublă.
6. Proiectarea pompei ejector pentru alimentarea cu debit suplimentar a sistemului flow-feedback și instalarea acestuia pe standul experimental.
7. Măsurători ale câmpului nestaționar de viteză concomitent cu cel de presiune utilizând sistemul neinvaziv Laser Doppler Velocimetry, la trei regimuri de curgere: fără flow-feedback, cu flow-feedback și flow-feedback cu aport suplimentar de energie.
8. Determinarea spectrelor Fourier 3D a profilelor de viteză la cele trei regimuri de curgere.
9. Punerea în evidență a eliminării zonei de stagnare asociată vârtejului funie utilizând injecția de apă cu sistemul flow-feedback, prin măsurători cu LDV.
10. Reducerea amplitudinii pulsațiilor de presiune și creșterea coeficientului de recuperare a presiunii în difuzorul conic, odată cu injecția de apă prin flow-feedback.
11. Analiza numerică bidimensională a pompei ejector.
12. Analiza numerică tridimensională a generatorului de vârtej, care cuprinde un nou stator, instalat pe standul experimental.
13. Analiza numerică axial simetrică în secțiunea de testare fără și cu injecție de apă utilizând sistemul flow-feedback.

### **8.2. Perspective ale cercetării**

Se dorește să se evalueze și să se pună în evidență vârtejul funie dezvoltat pe standul experimental prin reconstrucția câmpului de viteză nestaționar pe cele două componente – meridională și circumferențială, la cele trei regimuri de curgere. De asemenea se are în vedere realizarea analizei numerice 3D a curgerii cu rotație având ca și domeniu de calcul secțiunea de testare împreună cu camera spirală.



## Bibliografie

- \* FLUENT, 6.3. 2001. *User Guide*.
- \*\* GAMBIT, 2.4. 2001. *User Guide*.
- \*\*\* KISTLER, Manual. 2005. *User Guide*.
- \*\*\*\* BSA, 4.10. 2006. *User Guide*.
- \*\*\*\*\* IMSL, Fortran. 2003. *User's Guide*.
- [6] ALEKSEENKO, S.V., Kuibin, P.A., Okulov, V.L. and Shtork, S.I. 1999. Helical vortices in swirling flow. *Journal of Fluid Mechanics*. **382**, pp.195-243.
- [7] ANGELICO, G., Muciaccia, F. & Rossi, F. 1986. Part load behaviour of a turbine - a study on a complete model of hydraulic power plant. *In: 13th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Montreal, Canada.
- [8] ANTON, I. 1979. *Turbine hidraulice*. Timisoara, Romania: Ed. Facla.
- [9] ANTON, L.E. & Baya, A. 2002. *Mecanica fluidelor, masini hidraulice si actionari*. Timisoara, Romania: Ed. Orizonturi Universitare.
- [10] ARPE, J. & Avellan, F. 2002. Pressure wall measurements in the whole draft tube: steady and unsteady analysis. *In: Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland.
- [11] ARPE, J. 2003. *Analyse du champ parietale d'un diffuseur coude de turbine Francis*. Ecole Polytechnique de Lausanne, Switzerland.
- [12] AVELLAN, F. 2000. Flow investigations in a Francis draft tube: the FLINDT project. *In: Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Charlotte, U.S.
- [13] AVELLAN, F. 2004. Introduction to cavitation in hydraulic machinery. *In: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*. Timisoara, Romania.
- [14] BARGLAZAN, M. 2001. *Turbine hidraulice si transmisii hidrodinamice*. Timisoara: Ed. Politehnica.
- [15] BAUER, D. 2006. *Selective visualisation of unsteady 3D flow using scale-space and feature-based technique*. Zurich.
- [16] BAYA, A., Bosioc, A., Stuparu, A., Muntean, S., Resiga, R., Milos, T. & Anton, A. 2007. Development a new test rig for analysis and control of swirling flows. *In: 3rd International Conference on Energy and Environment*. Bucharest, Romania.
- [17] BAYA, A.. 2009. Experimental investigation of the vortex rope into a simplified draft tube and its flow control. *Acta Tehnica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics*. **11**, pp.243-249.
- [18] BAYA, A. 2010. Experimental investigation of the unsteady flow in a Francis turbine draft tube cone. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Timisoara, Romania.
- [19] BENJAMIN, T. 1962. Theory of vortex breakdown phenomenon. *Journal of Fluid Mechanics*. **14**.
- [20] BERGMAN, O. 2010. *Numerical investigation of the flow in a swirl generator, using OpenFoam*. Goteborg, Sweden.
- [21] BERKELEY, D.F. *Ejectors*. Batavia, N.Y.: Graham Manufacturing Company, Inc.
- [22] BLOMMAERT, G., Prenat, J.E., Avellan, F. & Boyer, A. 1999. Active control of Francis turbine operation stability. *In: 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference*. San Francisco, California, USA.
- [23] BLOMMAERT, G. 2000. *Etude du comportement dynamique des turbines Francis: controle actif de leur stabilite de fonctionnement*.

- [24] BOSIIOC, A., Susan-Resiga, R. & Muntean S. 2008. Design and manufacturing of a convergent-divergent section for swirling flow apparatus. *In: 4th German-Romanian Workshop in Turbomachinery Hydrodynamics*. Stuttgart, Germany.
- [25] BOSIIOC, A., Tanasa, C., Muntean, S. & Susan-Resiga, R. 2009. 2D LDV measurements and comparison with axisymmetric flow analysis of swirling flow in a simplified draft tube. *In: 3rd International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Brno, Czech Republic, pp.551-561.
- [26] BOSIIOC, A., Tanasa, C., Muntean, S. & Susan-Resiga, R. 2009. 2D LDV measurements of swirling flow in a simplified draft tube. *In: The 14th International Conference on Fluid Flow Technologies*. Budapest, Hungary.
- [27] BOSIIOC, A., Tanasa, C., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. 2010. Pressure recovery improvement in a conical diffuser with swirling flow and jet injection. *Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Informational Science*. **11**(3), pp.245-252.
- [28] BOSIIOC, A., Tanasa, C., Muntean, S. & Susan-Resiga, R. 2010. Unsteady pressure measurements and numerical investigation of the jet control method in a conical diffuser with swirling flow. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Timisoara, Romania.
- [29] BOSIIOC, A. 2011. *Controlul curgerii cu rotatie in conul tubului de aspiratie al turbinelo hidraulice*. Timisoara, Romania.
- [30] BOSIIOC A., Tanasa C., Susan-Resiga R. and Muntean S. 2011. Experimental analysis of unsteady velocity in decelerated swirling flow. *In: 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Belgrade, Serbia.
- [31] BREEZE, P. 2005. *Power generation technologies*. Linacre House, Jordan Hill, Oxford.
- [32] BREKKE, H. 2010. Performance and safety of hydraulic turbines. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Timisoara, Romania.
- [33] CASSIDY, J.J. 1969. *Experimental study and analysis of draft tube surging*. Denver, Colorado, USA.
- [34] CHEN, C., Christophe, N., Farhat, M., Avellan, F. & Tsujimoto, Y. 2008. One-Dimensional analysis of full load draft tube surge. *Journal of Fluids Engineering*. **130**(041106-1-041106-6).
- [35] CHIOREAN, D., Rogoz, I. and Poienariu, I. 2010. *Probleme tehnice rezultate din exploatarea turbinelor hidraulice din cadrul SH Cluj*.
- [36] CIOCAN, G. & Kueny, J. 1996. Tip clearance flow in turbomachines-experimental flow analysis. *In: Proceedings of the 18th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Valencia, Spain, pp.91-100.
- [37] CIOCAN, G.D., Iliescu, M., Vu, T.C., Nennemann, B. & Avellan, F. 2007. Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex. *Journal of Fluids Engineering*. **129**, pp.146-158.
- [38] CIOCAN, G.D., Vu, T.C., Nennemann, B., Demers, E. & Susan-Resiga, R. 2007. *Liquid control jet during part load operation in a hydraulic turbine*. WO/2007/142709.
- [39] CIOCAN, G.D. & Iliescu, M.S. 2008. 3D PIV measurements in two phase flow and rope parametrical modeling. *In: 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Foz do Iguassu, pp.CD-ROM.

- [40] DIXON, S.L. 1998. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Linacre House, Jordan Hill, Oxford.
- [41] DOERFLER, P., Lohmberg, A., Mishler, W. & Sick, M. 2003. Investigation of pressure pulsation and runner forces in a single-stage reversible pump-turbine model. *In: Proceedings of the 11th IAHR International Meeting of the Workgroup on the Behaviour Machinery and Steady Oscillatory Conditions*. Stuttgart, Germany.
- [42] ESCUDIER, M. 1987. Confined vortices in flow machinery. *Ann. Rev. Fluid Mech.* **19**, pp.27-52.
- [43] FALVEY, H.T. & Cassidy, J.J. 1970. Frequency and amplitude of pressure surges generated by swirling flows. *In: Proceedings of 5th Symposium of International Association for Hydraulic Machinery, Equipments and Cavitation*. Stockholm, Sweden, p.Paper E1.
- [44] FALVEY, H.T. 1971. *Draft tube surge- a review of present knowledge and an adnoted bibliography*.
- [45] FREITAG, M. & Klein, M. 2005. Direct numerical simulation of a recirculating swirling flow. *Flow, Turbulence and Combustion.* **75**, pp.51-66.
- [46] FRUNZEVERDE, D., Muntean, S., Marginean, G., Cimpian, V., Marsavina, L., Terzi, R. & Serban, V. 2010. Failure analysis of a Francis turbine runner. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012115*. Timisoara, Romania.
- [47] FUCHS, R. 2008. *The visible vortex-Interactive analysis and extraction of vortices in large time-dependent flow data sets*. Wien.
- [48] GARG, A. & Leibovich, S. 1979. Spectral characteristics of vortex breakdown flow field. *Phys. Fluids.* **22**, pp.2053-2064.
- [49] GUPTA, A. K., Lilley, D. G., and Syred, N. 1984. *Swirl Flows*. Cambridge, MA: Abacus Press.
- [50] GYLLENRAM, W. 2008. *Analytical and numerical studies of internal swirling flows*. Sweden.
- [51] GYULAI, F. 1988. *Pompe, ventilatoare, compresoare*.
- [52] HARVEY, J. 1962. Some observations of the vortex breakdown phenomenon. *Journal of Fluid Mechanics.* **14**.
- [53] HUTH, H.J. 2005. *Fatigue design of hydraulic turbine runners*. Trondheim, Norway.
- [54] 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. *Journal of Fluids Engineering.* **130**, pp.021105-021105-10.
- [55] ILIESCU, M. 2009. *Analysis of large scale hydrodynamic phenomena in turbine draft tubes*. Switzerland.
- [56] IONESCU, GH.D. 1984. *Teoria diferentiale a curbelor si suprafetelor cu aplicatii tehnice*. Cluj-Napoca, Romania: Ed. Dacia.
- [57] JACOB, T. 1993. *Evaluation sur modeles reduit et prediction de la stabilite de fonctionnement des turbines Francis*. Switzerland.
- [58] JACOB, T. & Prenat, J.E. 1993. Francis turbine surge: discussion and data base. *In: Proc. of the 18th IAHR Symposium on Hydarulic Machinery and Cavitation.*, pp.855-864.
- [59] KARAMBIROV, S.N.& Chebaevskii, V.F. 2005. Possibilities of improving ejector pump characteristics. *Chemical and Petroleum Engineering.* **41**(1-2), pp.75-80.
- [60] KELLER, J.J., Egli, W. & Althaus, R. 1988. Vortex breakdown as a fundamental element of vortex dynamics. *Journal of Applied Mathematics and Physics.* **39**, pp.404-440.

- [61] KIKUYAMA, K., Hasegawa, Y., Augusto, G., Nisibori, K. & Nakamura, S. 1996. The swirling inlet flow effects on the pressure recovery of a low head water turbine draft tube. *In: Proc of the 18th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Valencia, Spain, pp.875-885.
- [62] KIRSCHNER, O. & Rupprecht, A. 2007. Vortex rope measurements in a simplified draft tube. *In: 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Timisoara, Romania: Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, pp.185-197.
- [63] KIRSCHNER, O., Grupp, J. & Schmidt, H. 2008. Experimental investigation of vortex control in a straight draft tube model. *In: 4th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics*. Stuttgart, Germany.
- [64] KIRSCHNER, O., Rupprecht, A. & Gode, E. 2009. Experimental investigation of pressure pulsation in a simplified draft tube. *In: Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Brno, Czech Republic, pp.55-65.
- [65] KIRSCHNER, O., Schmidt, H., Rupprecht, A., Mader, R., & Mausburger, P. 2010. Experimental investigation of vortex control with an axial jet in the draft tube of a model pump-turbine. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Timisoara, Romania.
- [66] KJELDSEN, M. 2006. Water injection for the mitigation of draft tube pressure pulsations. *In: International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Barcelona, Spain.
- [67] KRAUSE, E. 2009. Stagnant vortex flow. *Acta Mech.*
- [68] KREYSZIG, E. 1999. *Advanced engineering mathematics*. John Wiley and Sons Inc.
- [69] KUIBIN, P.A. and Okulov, V.L. 1994. Determination of the precession frequency of a helical vortex. *Tech. Phys. Lett.* **20**, pp.274-278.
- [70] KUIBIN, P.A., Okulov, V.L., Susan-Resiga, R. & Muntean, S. 2010. Validation of the mathematical models for predicting the swirling flow and the vortex rope in a Francis turbine operated at partial discharge. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Timisoara, Romania.
- [71] KUROKASA, M., Kikuchi, M., Hirano, K., Yuge, T. & Inoue, H. 2003. Interchangeability of vortex breakdown types. *Experiments in Fluids*. **34**, pp.77-86.
- [72] KUROKAWA, J., Kajigaya, A., Matusi, J. & Imamura, H. 2000. Suppression of the swirl in a conical diffuser by use of J-Groove. *In: Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Charlotte, North Carolina, USA, pp.DY-01.
- [73] LAIS, S., Liang, Q., Henggeler, U., Weiss, T., Escaler, X. & Equsquiza, E. 2009. Dynamic analysis of Francis runners-experiment and numerical simulation. *Int. J. of Fluid Machinery and Systems*. **2**(4), pp.303-313.
- [74] LIPEJ, A., Jost, D., Meznar, P. & Djelic, V. 2008. Numerical prediction of pressure pulsation amplitude for different operating regimes of Francis turbine draft tube. *In: 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Foz do Iguassu, Brasil, pp.CD-ROM.
- [75] LIU, S., Zhang, L., Nishi, M. & Wu, Y. 2009. Cavitating turbulent flow simulation in a Francis turbine based on mixture model. *J. of Fluids Engineering*. **131**.
- [76] LOWYS, P., Paquet, F., Couston, M., Farhat, M., Natal, S. & Avellan, F. 2002. Onboard measurements of pressure and strain fluctuations in a model of low head

- Francis turbine - Part 2 measurements and preliminary analysis results. *In: Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland, pp.873-880.
- [77] MANDEL, J. 1984. *The statistical analysis of experimental data*. New York: Dover Publications.
- [78] MARJAVAARA, B.D. 2006. *CFD Drived optimization of hydraulic turbine draft tubes using suragate models*.
- [79] MAURI, S. 2002. *Numerical simulation and flow analysis of an elbow diffuser*. Switzerland.
- [80] MENTER, F. R., Langtry, R. & Hansen, T. 2004. CFD simulation of turbomachinery flow-verification, validation and modelling. *In: European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering*.
- [81] MUNTEAN, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A. & Bernad, S. 2007. Water jet control technique for swirling flows in Francis turbines diffuser. *In: 3rd International Conference on Energy and Envirinment*. Bucharest, Romania: U.P.B. Sci. Bull., Series C.
- [82] MUNTEAN, S. 2008. *Analiza numerica a curgerii in turbinele hidraulice Francis*. Timisoara: Ed. Orizonturi Universitare.
- [83] MUNTEAN, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A., Stuparu, A. & Anton, L. 2008. Mitigation of pressure fluctuation in a conical diffuser with precessing vortex rope using axial jet control method. *In: The 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Foz do Iguassu, Brasil, pp.CD-ROM.
- [84] MUNTEAN, S., Nilsson, H. & Susan-Resiga, R. 2009. 3D numerical analysis of the unsteady turbulent swirling flow in a conical diffuser using Fluent and OpenFoam. *In: Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Brno, Czech Republic, pp.155-165.
- [85] MUNTEAN, S., Susan-Resiga, R. & Bosioc, A. 2009. 3D numerical analysis of unsteady pressure fluctuations in a swirling flow without and with axial water jet control. *In: The 14th International Conference on Modelling Fluid Flow*. Budapest, Hungary, pp.CD-ROM.
- [86] MUNTEAN, S., Susan-Resiga, R. & Bosioc, A. 2009. Numerical investigation of the jet control method for swirling flow with precessing vortex rope. *In: Procceding of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgoup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Brno, Czech Republic, pp.65-75.
- [87] MUNTEAN, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A., Cimpian, C., Nedelcu, D., Safta, C., si altii. 2009. Vortex Flows in Turbomachines. *In: Vortex Dominated Flows*, Timisoara, Romania: Ed. Eurostampa, pp.203-233.
- [88] NICOLET, C., Zobeiri, A., Maruzewski, P. & Avellan, F. 2010. On the upper part load vortex rope in Francis turbine: experimental investigation. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Onlineat: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Timisoara, Romania.
- [89] NISHI, M., Shigenori, M., Takashi, K. & Yosutashi, S. 1982. Flow regimes in a elbow draft tube. *In: IAHR Symposium, Operating Problems of Pump Station and Power Plants*.
- [90] NISHI, M., Matsunaga, S., Okamoto, M., Uno, M. & Nishitani, K. 1988. Measurements of three-dimensional periodic flow on a conical draft tube at surging condition. *Flows in Non-Rotating Turbomachinery Components, FED. 69*, pp.81-88.
- [91] NISHI, M., Matsunga, S., Okamoto, M. & Takatsu, K. 1990. Wall pressure measurements as a diagnosis of draft tube surge. *In: Proceedings of the 15th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Belgrade, Serbia.

- [92] NISHI, M., Yoshida, K. & Morimitsu, K. 1998. Control of separation in a conical diffuser by vortex generators jets. *JSME International Journal*. **41**(Series B), pp.233-238.
- [93] NISHI, M., Yoshida, K., Ma, Z. & Fujii, M. 2000. Alleviation of the pressure surge observed in a elbow draft tube by installation of fin. *In: Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic machinery and Cavitation*. Charlotte, USA.
- [94] OJIMA, A. & Kamemoto, K. 2010. Vortex method simulation of 3D and unsteady vortices in a swirling flow apparatus experimented in "Politehnica" University of Timisoara. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Timisoara, Romania.
- [95] PAPILLON, B., Sabourin, M., Couston, M. & Deschenes, C. 2002. Methods for air admission in hydroturbines. *In: Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland.
- [96] PETIT, O., Bosioc, A., Nilsson, H., Muntean, S., Susan-Resiga, R. 2011. Unsteady simulations of the flow in a swirl generator using OpenFoam. **4**(1).
- [97] QIAN, Z.-D., Yang, J.-D. & Huai, W.-X. 2007. Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis turbine with air admission. *J. of Hydrodynamics*. **Ser. B, 19**(4), pp.467-472.
- [98] QINGHUA, S. 1996. Experimental investigation of frequency characteristics of draft tube pressure pulsations for Francis turbines. *In: Proc. of the 18th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Valencia, Spain, pp.925-935.
- [99] RADHA KRISHNA, H.C. 1997. *Hydraulic design of hydraulic machinery*. Avebury: ed. Limited Asghate Publishing.
- [100] RILEY, K., Hobson, M. & Bence, S. 1997. *Mathematical methods for physics and engineering*. Cambridge University Press.
- [101] ROTH, M. 2000. *Automatic extraction of vortex core lines and other line-type features for scientific visualization*.
- [102] ROUND, G.F. 2004. *Incompressible flow turbomachines. Design, Selection, Applications, and Theory*. Linacre House, Jordan Hill, Oxford.
- [103] RUPRECHT, A., Helmrich, T., Aschenbrenner, T. & Scherer, T. 2001. Simulation of pressure surge in a hydro power plant caused by an elbow draft tube. *In: 10th International Meeting of the Workgroup on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions*. Trondheim, Norway.
- [104] RUPRECHT, A., Helmrich, T., Aschenbrenner, T. & Archerer, A. 2002. Simulation of vortex rope in a turbine draft tube. *In: Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland, pp.257-264.
- [105] RUPRECHT, A., Grupp, J., Al-Salaymeh, A. & Kirscher, O. 2008. Experimental and numerical investigation of vortex control in a simplified straight draft tube model. *In: 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Foz do Iguassu, pp.CD-ROM.
- [106] RUS, T., Sirok, B., Hocevar, M. & Novak, M. 2000. Simultaneous analysis of structural and pressure pulsations of cavitated vortex core in a Francis turbine. *In: Proceedings of the 4th International Conference on Hydro-Science and Engineering*. Seoul, South Korea, pp.2321-238.
- [107] SICK, M., Doerfler, P., Sallaberger, M., Lohmberg, A. & Casey, M. 2002. CFD simulation of the draft tube vortex. *In: Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland, pp.249-256.
- [108] SKOTAK, A., Mikulasek, J. and Troubil, P. 2001. Unsteady flow in the draft tube with elbow. Part A - experimental investigation. *In: 10th International Meeting*

of the Workgroup on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions. Trondheim, Norway.

- [109] SPIRODONOV, E.K. 2005. Designing an ejector pump for a hydraulic system for discharging water and emptying tanks. *Chemical and Petroleum Engineering*. **41**(1-2), pp.66-74.
- [110] SQUIRE, H. 1960. *Analysis of the vortex breakdown phenomena, part1*. Imperial College Aeronautics Department.
- [111] STEIN, P. 2007. *Numerical simulation and investigation of draft tube vortex flow*. Coventry University in collaboration with Andritz-Va Tech Hydro.
- [112] STEIN, P., Sick, M., Doerfler, P., White, P. & Braune, A. 2008. Numerical simulation of the cavitating draft tube vortex in a Francis turbine. *In: Proc. of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Yokohama, Japan, pp.CD-ROM.
- [113] SUSAN-RESIGA, R. 2003. *Mecanica fluidelor numerica*. Timisoara, Romania: Ed. Orizonturi Universitare.
- [114] SUSAN-RESIGA, R., Ciocan, G.D., Anton, I. & Avellan, F. 2006. Analysis of the swirling flow downstream a Francis runner. *Journal of Fluids Engineering*. **128**, pp.177-189.
- [115] SUSAN-RESIGA, R., Vu, T., Muntean, S., Ciocan, G. & Nennemann, B. 2006. Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge. *In: Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Yokohama, Japan.
- [116] SUSAN-RESIGA, R., Ciocan, G., Muntean, S., Anton, I. & Avellan, F. 2006. Numerical simulation and analysis of swirling flow in the draft tube of a Francis turbine. *In: Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Yokohama, Japan.
- [117] SUSAN-RESIGA, R., Muntean, S., Bosioc, A., Stuparu, A., si altii. 2007. Swirling flow apparatus and test rig for flow control in hydraulic turbines discharge cone. *In: Proceedings of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Scien. Bull. of the Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, pp.203-207.
- [118] SUSAN-RESIGA, R., Muntean, S. 2008. Decelerated swirling flow control in the discharge cone of Francis turbines. *In: The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering*. Beijing, China: Springer, pp.89-96.
- [119] SUSAN-RESIGA, R., Muntean, S., Tanasa, C. & Bosioc, A. 2008. Hydrodynamic design and analysis of a swirling flow generator. *In: The 4th German Romanian Workshop on TurboMachinery Hydrodynamics*. Stuttgart, Germany.
- [120] SUSAN-RESIGA, R., Muntean, S., Stein, P. & Avellan, F. 2009. Axisymmetric swirling flow simulation of draft tube of vortex in Francis turbines at partial discharge. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. **2**(4), pp.295-302.
- [121] SUSAN-RESIGA, R., Muntean, S., Tanasa, C. & Bosioc, A. 2009. Three-dimensional versus two-dimensional axisymmetric analysis for decelerated swirling flows. *In: The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies*. Budapest, Hungary.
- [122] SUSAN-RESIGA, R., Muntean, S., Hasmatuchi, V., Anton, I. & Avellan, F. 2010. Analysis and prevention of vortex breakdown in the simplified discharge cone of a Francis turbine. *Journal of Fluids Engineering*. **132**.
- [123] SUSAN-RESIGA, R., Muntean, S., Avellan, F. and Anton, I. 2011. Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range. *Applied Mathematical Modelling*. **35**, pp.4759-4773.

- [124] TANASA, C., Susan-Resiga, R., Bosioc, A. & Muntean, S. 2010. Design, numerical analysis and practical implementation of a flow-feedback system for conical diffuser with swirling flow. *Scien. Bull. of the Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics*. **Tom 55(69)**(Fascicola 2), pp.1-6.
- [125] TANASA, C., Susan-Resiga, R., Bosioc, A. & Muntean, S. 2010. Mitigation of pressure fluctuation in the discharge cone of hydraulic turbines using flow-feedback. *In: Proc. of the 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*.
- [126] TANASA, C., Bosioc, A., Muntean, S. & Susan-Resiga, R. 2011. Flow-Feedback control technique for vortex rope mitigation from conical diffuser of hydraulic turbines draft tube. *Proc. of the Romanian Academy, Series A*.
- [127] TANASA, C., Bosioc, A., Susan-Resiga, R. & Muntean, S. 2011. Flow-Feedback for pressure fluctuation mitigation and pressure recovery improvement in a conical diffuser with swirl. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. **4**(1), pp.47-56.
- [128] TANASA C., Bosioc A., Susan-Resiga R. and Muntean S. 2011. LDV measurements of swirling flow using flow-feedback jet injection method. *In: 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. Belgrade, Serbia.
- [129] THIKE, R.H. 1981. Practical solutions for draft tube instability. *Water Power and Dam Construction*. **33**(2), pp.31-37.
- [130] VEKVE, T. 2004. *An experimental investigation of draft tube flow*. Norway.
- [131] VU, T.C. & Shyy, W. 1990. Viscous flow analysis as a design tool for hydraulic turbine components. *J. of Fluids Engineering*. **112**(5).
- [132] VU, T. and Retieb, S. 2002. Accuracy assessment of current CFD tools to predict hydraulic turbine efficiency hill chart. *In: Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Laussane, Switzerland.
- [133] VU, T., Nennemann, B., Ciocan, G. & Iliescu, M. 2004. Experimental study and unsteady simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex rope. *In: Proc. of the Hydro 2004 Conference*. Porto, Portugal, pp.FE-05-1175.
- [134] VU, T., Nennemann, B., Demers, E., Susan-Resiga, R. & Ciocan, G. 2006. *Control jet for hydraulic turbines*. 2549749.
- [135] VU, T.C., Devals, C., Zhang, Y., Nennemann, B. & Guibault, F. 2010. Steady and unsteady flow computation in a elbow draft tube with experimental validation. *In: 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Timisoara, Romania.
- [136] WAHL, T.L. 1990. *Draft tube surging hydraulic model study*.
- [137] WAHL, T., Skinner, M. & Falvey, T. 1991. The twin vortex draft tube surge. *Water Power*.
- [138] WANG, Z. & Zhou, L. 2002. Experimental study on pressure surge in draft tube. *In: Proc. of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland, pp.612-617.
- [139] WANG, Z. & Zhou, L. 2006. Simulation and measurements of pressure oscillations caused by vortex ropes. *Journal of Fluids Engineering*. **128**, pp.649-655.
- [140] WEC. 2010. *2010 Survey of energy resources*. London, United Kingdom: World Energy Council, Regency House.
- [141] WEC. 2010. *Water for Energy*. London, United Kingdom: World Energy Council, Regency House.
- [142] XIAO, Y., Wang, Z., Yan, Z. & Zhang, J. 2010. Experimental and numerical analysis of pressure pulses characteristics in a Francis turbine with partial load. *In:*



*25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Online at: IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. Timisoara, Romania.*

[143] ZHANG, R., Cai, Q., Wu, J., Liu, S. & Zhang, J. 2005. The physical origin of severe low-frequency pressure fluctuations in giant Francis turbine. *Modern Physical Letter B*. **19**(28-29), pp.99-102.

[144] ZHANG, R., Wu, J., Chen, S. & Wu, Z. 2009. Characteristics and control of the draft tube flow in part-load Francis turbines. *Journal of Fluids Engineering*. **131**(1).

[145] ZOBEIRI, A. 2009. *Investigations of time dependent flow phenomena in a turbine and pump-turbine of Francis type: rotor-stator interactions and precessing vortex rope*. Ecole Polytechnique de Lausanne, Switzerland.

## Curriculum vitae



### Informații personale

Nume / Prenume  
Adresă

Telefon fix/Mobil  
Fax  
E-mail

Naționalitate

Data nașterii

Sex

### Experiența profesională

Perioada  
Funcția sau postul ocupat  
Activități și responsabilități principale  
Numele și adresa angajatorului  
Tipul activității sau sectorul de activitate

### Educație și formare

Perioada  
Calificarea / diploma obținută  
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite

### TĂNASĂ, Constantin

Str. Sirius, Nr. 1B, Bl. 93, Sc. D, ap.6, et.2, Timișoara, Timiș

+40 256403698/0720741338

+40 256403698

[costel@mh.mec.upt.ro](mailto:costel@mh.mec.upt.ro)

Română

07.08.1982

Masculin

2007-prezent

Doctorand cu frecvență

Activitate de cercetare în domeniul mașinilor hidraulice prin simulare numerică și măsurători experimentale pe stand experimental.

Universitatea „Politehnica” Timișoara, Piața Victoriei, nr. 2, Timișoara, România

Învățământ superior

2006-2008

Diplomă de Master

Simulare și metode numerice, Vibrații și Vibropercuții ale turbomașinilor, Hidrodinamica turbomașinilor/  
Competențe specifice sectorului de cercetare-dezvoltare în domeniul Mașinilor și sistemelor hidraulice și pneumatice

|  |  |
|--|--|
| <p>Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare</p> <p>Perioada</p> <p>Calificarea / diploma obținută</p> <p>Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite</p> | <p>Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice</p> <p>2001-2006</p> <p>Diplomă de Inginer</p> <p>Pompe și stații de pompare, Turbine hidraulice, Centrale hidroelectrice, Acționări hidraulice și pneumatice / Aprofundarea de cunoștințe în domeniul ingineriei mecanice - mașinilor hidraulice, pneumatice și sisteme de acționare</p>   |
| <p>Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare</p> <p>Calificarea / diploma obținută</p>   | <p>Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice</p> <p>Diplomă de Bacalaureat</p>   |
| <p>Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite</p>  | <p>Științe exacte și umaniste / Cunoștințe teoretice fundamentale cu accent pe științele exacte și mecanice</p>  |
| <p>Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare</p>   | <p>Grup Scolar industrial Emanoil Ungureanu, Timișoara</p>   |
| <p><b>Aptitudini și competențe personale</b></p> <p>Limba maternă</p> <p>Limbi străine cunoscute</p> <p>Competențe și aptitudini</p>   | <p>Română</p> <p>Engleză, Franceză</p> <p>Competențe în managementul proiectelor naționale și internaționale de cercetare, dovedite prin numeroase proiecte la care am luat parte în calitate de membru al echipei de cercetare, precum și competențe în organizarea conferințelor naționale și internaționale:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Contracte de cercetare naționale – 2</li> <li>• Contracte de cercetare pentru industrie – 5</li> <li>• Organizare conferințe – 2</li> </ul> |

Competențe și  
aptitudini tehnice

Mecanica fluidelor și mașini hidraulice, Metode moderne de investigare experimentală, Simularea numerică a curgerii în mașinile hidraulice

Competențe și  
aptitudini de utilizare  
a calculatorului

Sisteme de operare: Windows  
Pachete științifice: FLUENT 6.3, Gambit, Catia, AutoCAD,  
MathCAD  
Pachete PC uzuale: MS-Office, Adobe Photoshop

**Informații  
suplimentare**

Burse de studiu obținute:  
• bursă de doctorand cu frecvență obținută de la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara, 2008-  
2011.

**Anexe**

Listă lucrări publicate

Ing. Constantin Tănasă



## **LISTA LUCRĂRILOR PROPRII LA CARE FACE REFERIRE TEZA DE DOCTORAT**

**Ing. Constantin TĂNASĂ**

### **1. Lucrări științifice publicate în Reviste indexate ISI**

[1]. Bosioc A.I., Tănasă C., Muntean S. and Susan-Resiga R., Pressure recovery improvement in a conical diffuser with swirling flow using water jet injection, Publishing House of the Romanian Academy, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Informational Science, Volume 11, Number 3, pp. 245-252, ISSN (Online: [www.acad.ro/proceedings.htm](http://www.acad.ro/proceedings.htm)): 1454-9069, 2010.

[2]. Tănasă C., Bosioc A.I., Muntean S. and Susan-Resiga R., Flow-feedback control technique for vortex rope mitigation from conical diffuser of hydraulic turbines, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Informational Science, Volume 12, Number 2, pp. 125-132, ISSN (Online: [www.acad.ro/proceedings.htm](http://www.acad.ro/proceedings.htm)): 1454-9069, 2011.

[3]. Bosioc A.I., Susan-Resiga R., Muntean S. and Tănasă C., Unsteady Pressure Analysis of Swirling Flow with Vortex Rope and Axial Water Injection Method in a Discharge Cone, Journal of Fluid Engineering (submitted), 2011.

### **2. Lucrări științifice publicate în reviste de specialitate (BDI)**

[1]. Tănasă C., Bosioc A.I., Susan-Resiga R. and Muntean S., Flow-Feedback for Pressure Fluctuation Mitigation and Pressure Recovery Improvement in a Conical Diffuser with Swirl, International Journal of Fluid Machinery and Systems, DOI: 10.5293/IJFMS.2011.4.1.047, Vol. 4, No. 1, ISSN (Online: [www.ijfms.org](http://www.ijfms.org)): 1882-9554, 2011.

### **3. Lucrări publicate în volumele unor manifestări științifice (Proceedings) din străinătate (țări UE sau comparabile)**

[1]. Bosioc A.I., Tănasă C., Muntean S., Susan-Resiga R., 2D LDV Measurements and Comparison with Axisymmetric Flow Analysis of Swirling Flow in a Simplified Draft Tube, in Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, October 14-16, ISBN (Online: <http://khzs.fme.vutbr.cz/iahrwg2009/proceedings.shtml>): 978-80-214-3947-4, Vol. II, Paper P6, pp. 551 – 560, 2009.

[2]. Susan-Resiga R., Muntean S., Tănasă C., Bosioc A.I., Three-Dimensional versus Two-Dimensional Axi-symmetric Analysis for Decelerated Swirling Flows, in Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'09), September 9-12, Budapest, Hungary, Vol. II, pp. 862 – 869, 2009.

[3]. Bosioc A.I., Tănasă C., Muntean S., Susan-Resiga R., 2D LDV Measurements of Swirling Flow in a Simplified Draft Tube, in Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'09), September 9-12, Budapest, Hungary, Vol. II, pp. 833 – 838, 2009.

- [4]. Tănasă C., Susan-Resiga R., Bosioc A. I. and Muntean S., Mitigation of pressure fluctuations in the discharge cone of hydraulic turbines using flow-feedback in 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012067 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012067, www.iop.org), 2010.
- [5]. Bosioc A.I., Tănasă C., Muntean S. and Susan-Resiga R., Unsteady pressure measurements and numerical investigation of the jet control method in a conical diffuser with swirling flow, in 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012017 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012017, www.iop.org), 2010.
- [6]. Tănasă C., Bosioc A., Susan-Resiga R., Muntean S., LDV Experimental Measurements of Swirling Flow using Flow-Feedback Jet Injection Method, Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Belgrade, Serbia, pp. 305-312, ISBN: 978-86-7083-740-9, October 26-28, 2011.
- [7]. Bosioc A., Tănasă C., Susan-Resiga R., Muntean S., Experimental Analysis of Unsteady Velocity in Decelerated Swirling Flows, Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Belgrade, Serbia, pp. 98-105, ISBN: 978-86-7083-740-9, October 26-28, 2011.
- [8]. Muntean S., Bosioc A., Stanciu, R., Tănasă C., Susan-Resiga R., 3D Numerical Analysis of a Swirling Flow Generator, Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Belgrade, Serbia, pp. 106-115, ISBN: 978-86-7083-740-9, October 26-28, 2011.

#### **4. Lucrări publicate în reviste de specialitate de categoria B**

- [1] Tănasă C., Bernad S., Susan-Resiga R. and Ersek A., Hemodynamic Analysis of an Abdominal Aortic Aneurysm in Patient Specific Model, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, cod CNCSIS 301, ISSN 1224-6077, Tom 54(68), Fascicola 1, pp. 17-22, (Online: <http://eng.upt.ro/buletin>), 2009.
- [2] Tănasă C., Bosioc A.I., Susan-Resiga R. and Muntean S., Design, numerical analysis and practical implementation of a Flow-Feedback system for conical diffuser with swirling flow, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, cod CNCSIS 301, ISSN 1224-6077, Tom 55 (69), Fascicola 3, Iss. 2, pp. 1-7, (<http://eng.upt.ro/buletin>), 2010.