

ANALIZA EXPERIMENTALĂ ȘI NUMERICĂ A FUNCȚIONĂRII POMPELOR CENTRIFUGE DE ACUMULARE

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

ing. Gheorghiță GÎNGA

Conducător științific:	prof.univ.dr.ing Liviu Eugen ANTON
Referenți științifici:	prof.univ.dr. Anton ANTON CS 1 dr.ing. Sebastian MUNTEAN prof.univ.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA

Ziua susținerii tezei: 14.11.2012

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, 2006

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 Departamentului de Mecanică, Catedra de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice din Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat Domnului Profesor Doctor Inginer Liviu Eugen ANTON pentru îndrumarea și sprijinul acordat de-a lungul celor trei ani al stagiului doctoral. De asemenea sincere mulțumiri se cuvin Domnilor Prof.dr.ing. Alexandru BAYA, membru al catedrei de Mașini Hidraulice, și CS 1 dr.ing. Sebastian MUNTEAN, membru al Centrului de Cercetare pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe, pentru observațiile și sprijinul necondiționat acordate în timpul stagiului doctoral. Țin să amintesc și să mulțumesc pentru sprijinul oferit membrilor catedrei de MH, Conf.dr.ing. Teodor MILOȘ și Ș.L. Adrian STUPARU, membrilor centrului CCISFC, Prof.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA și CS 2 dr.ing. Șandor BERNAD, și nu în ultimul rând colegilor din cadrul centrului de cercetare.

Dezvoltarea standului experimental, proiectarea și testarea modelelor au fost realizate în cadrul colaborării cu S.C. Hidroelectrică S.A. Sucursala Hidroelectrică Râmnicu-Vâlcea în proiectul cu titlul “Cercetări și experimentări privind îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale ale pompelor PRO 10-195 de la SP Jidoaia”, etapa I-a contract nr. 97-113.03/16.10.2008, etapa a II-a contract nr. 72-113.03/05.11.2009, etapa a III-a contract nr. 175/30.12.2010, Beneficiar S.C. Hidroelectrică – Sucursala Râmnicu Vâlcea, Director proiect Prof.dr.ing. Liviu Eugen ANTON.

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

Timișoara, Noiembrie 2012

Ing. Gheorghiță GÎNGA

Destinatarii dedicației.

GÎNGA, Gheorghică

Analiza experimentală și numerică a funcționării pompelor centrifuge de acumulare

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 123, Editura Politehnica, 2012, 232 pagini, 248 figuri, 14 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-555-7

Cuvinte cheie:

pompe de acumulare, cotul de la aspirație, instabilități generate de cot, stand experimental, investigații experimentale și numerice, pulsații de presiune, impulsor, reproiectare rotor.

Rezumat,

Lucrarea de față prezintă analiza experimentală și numerică a curgerii în pompele de acumulare cu dublu flux. Obiectivele tezei sunt investigarea, experimental și numeric, comportamentului în funcționare a rotorului model existent și dezvoltarea de soluții constructive inovative de îmbunătățire a performanțelor. În prima parte este descris standul experimental proiectat, realizat și dezvoltat în Laboratorul de Pompe al Catedrei de Mașini Hidraulice. A doua parte prezintă investigații experimentale și numerice pentru determinarea performanțelor și a comportamentului în funcționare a soluției originare de rotor. Ultima parte prezintă două soluții constructive inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului existent, prin adaptarea unui impulsor și prin proiectarea unui nou rotor prevăzut cu impulsor la aspirație.

CUPRINS

Prefață	8
Nomenclator	16
1. Introducere.....	29
1.1. Probleme actuale ale pompelor de acumulare.....	29
1.1.1. Generalități privind pompele centrifuge.....	29
1.1.2. Mărimi caracteristice funcționale ale pompelor.....	29
1.1.3. Clasificarea pompelor.....	31
1.2. Stadiul actual al cercetării privind pompele centrifuge.....	32
1.2.1. Pompe centrifuge de acumulare.....	35
1.3. Amenajarea hidroenergetică Lotru.....	40
1.3.1. Stația de pompare Jidoaia.....	41
1.3.2. Parametrii funcționali ai pompelor PRO 10-195 din SP Jidoaia. Regimuri normale de exploatare.....	42
1.3.3. Aspecte particulare privind funcționarea pompelor de acumulare PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia	43
1.3.3.1. Măsurători „in situ” efectuate la SP Jidoaia.....	43
1.3.3.2. Reprezentarea grafică a rezultatelor măsurate.....	44
1.3.4. Concluzii privind construcția și funcționarea pompelor PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia.....	47
1.4. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat.....	48
2. Proiectarea și realizarea standului experimental	50
2.1. Introducere.....	50
2.2. Proiectarea standului de laborator pentru încercarea pompelor centrifuge	52
2.2.1. Metoda de calculul a caracteristicilor interioare standului.....	53
2.2.2. Curbe caracteristice pentru conducte.....	54
2.2.3. Determinarea pierderilor hidraulice din noul stand experimental.....	55
2.2.4. Realizarea standului experimental de laborator pentru încercarea pompelor centrifuge.....	58
2.3. Echipamente de măsură.....	59
2.3.1. Echipamente de măsură pentru determinarea caracteristicilor globale ale pompelor centrifuge.....	59
2.3.1.1. Echipament pentru măsurarea debitului.....	59
2.3.1.2. Echipament pentru măsurarea presiunilor.....	60
2.3.1.3. Echipament pentru măsurarea temperaturii.....	61
2.3.1.4. Echipamente pentru măsurarea caracteristicilor motorului electric.....	61
2.3.1.5. Echipamente pentru achiziția datelor măsurate de aparatele de măsură.....	62
2.3.2. Echipamente de măsură pentru investigarea curgerii nestaționare pe secțiunea de ieșire a cotelui de la aspirație.....	64
2.3.2.1. Traductorii de presiune piezorezistiv și amplificatorul de semnal.....	64
2.3.2.2. Sistemului de achiziție al semnalului de presiune nestaționară.....	67
2.3.3. Erori de măsură.....	69
2.4. Calibrarea sistemului de achiziție de date.....	70
2.5. Concluzii.....	72
3. Proiectarea și testarea rotorului model al pompei PRO 10-195 din SP Jidoaia.....	74
3.1. Rotorul prototip al pompei PRO 10-195.....	74
3.2. Realizarea rotorului model de pompă de acumulare.....	75
3.2.1. Relații de similitudine utilizate.....	75

3.2.2. Modelarea și realizarea rotorului model de pompă de acumulare.....	77
3.3. Evaluarea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare	81
3.3.1. Determinarea performanțelor energetice ale rotorului model de pompă de acumulare.....	81
3.3.2. Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație NPSHc a rotorului model de pompă de acumulare	83
3.4. Concluzii	85
4. Influența cotului de la aspirație asupra performanțelor rotorului model.....	87
4.1. Realizarea și implementarea cotului model în standul experimental.....	87
4.2. Determinarea caracteristicilor energetice și cavitaționale ale rotorului model în pompa echipată cu, cotul de la aspirație.....	89
4.2.1. Determinarea caracteristicilor energetice	89
4.2.2. Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație	93
4.3. Vizualizarea instabilităților generate de cotul de la aspirație la aspirația pompei.....	95
4.4. Concluzii.....	97
5. Măsurători de presiune nestaționară pe secțiunea de ieșire din cotul de la aspirație.....	99
5.1. Instalarea traductoarelor piezorezistive de presiune în traseul hidraulic model al pompei de acumulare.....	99
5.2. Determinarea pierderilor hidraulice din traseul de aspirație al pompei model.....	100
5.3. Măsurători de presiune nestaționară.....	102
5.3.1. Rezultate experimentale.....	102
5.4. Prelucrarea semnalelor de presiune nestaționară.....	112
5.4.1. Identificare fenomenelor cu frecvențe cuprinse în intervalul 0..50Hz.....	112
5.4.2. Reconstrucția semnalului de presiune.....	114
5.4.3. Determinarea tipului de pulsație din semnalul de presiune reconstruit.....	127
5.5. Concluzii.....	130
6. Simularea numerică 3D a curgerii în traseul hidraulic model al pompei de acumulare.....	132
6.1. Traseul hidraulic al pompei de acumulare PRO 10-195.....	132
6.2. Domenii de analiză. Condiții la limită pe frontierele domeniilor de analiză.....	134
6.3. Algoritmul de cuplare a curgerii "mixing interface".....	138
6.3.1. Convergența algoritmului de cuplare "mixing interface".....	139
6.4. Ecuațiile care guvernează simularea numerică a curgerilor și modelul de turbulenta ales.....	141
6.4.1. Ecuațiile curgerii pentru domeniul de analiză al tronsonului hidraulic model.....	141
6.4.2. Modelul de turbulență ales.....	142
6.5. Rezultate numerice.....	145
6.5.1. Distribuția vitezei pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație a pompei PRO 10-195 la punctul optim de funcționare.....	145
6.5.2. Distribuția vitezei pe secțiunea de ieșire a cotului în afara punctului optim de funcționare.....	149
6.5.3. Determinarea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model.....	162
6.5.3.1. Determinarea performanțelor energetice	162

6.5.3.2. Evaluarea performanțelor cavitaționale	165
6.6. Validarea rezultatelor simulării numerice cu date experimentale.....	172
6.7. Concluzii.....	178
7. Soluții inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare.....	180
7.1. Îmbunătățirea comportamentului cavitațional al rotorului prin montarea unui impulsor.....	180
7.1.1. Determinarea caracteristicilor energetice ale rotorului model în pompa echipată cu impulsor	181
7.1.2. Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație a rotorului model de pompă de acumulare în pompa echipată cu impulsor.....	185
7.1.3. Concluzii privind încercarea energetică și cavitațională a rotorului model în pompa dotată cu impulsor	187
7.2. Proiectarea cu metoda inversă a unei variante îmbunătățite de rotor prototip pentru pompa de acumulare PRO 10-195.....	187
7.2.1. Metoda inversă de proiectare a turbomașinilor.....	187
7.2.2. Proiectarea rotorului prototip pentru pompa de acumulare PRO 10-195.	188
7.2.3. Analiza numerică 3D a soluțiilor constructive reproiectate de rotoare	193
7.2.4. Concluzii privind proiectarea noilor rotoare pentru pompa de acumulare PRO 10-195.....	196
7.3. Realizarea și testarea rotorului model reproiectat.....	197
7.3.1. Modelarea geometrică și realizarea rotorului reproiectat.....	197
7.3.2. Testarea și analiza rezultatelor pentru rotorul reproiectat	199
7.3.2.1. Determinarea performanțelor energetice ale rotorului nou reproiectat	199
7.3.2.2. Determinarea performanțelor cavitaționale ale rotorului model reproiectat.....	202
7.3.3. Concluzii privind performanțele energetice și cavitaționale ale noului rotor.....	206
7.4. Compararea performanțelor energetice și cavitaționale: rotor original vs. rotor reproiectat	206
7.4.1. Compararea performanțelor energetice	206
7.4.2. Compararea performanțelor cavitaționale.....	210
7.5. Concluzii.....	211
8. Concluzii, contribuții și perspective.....	213
8.1. Concluzii.....	213
8.2. Contribuții originale.....	217
8.3. Perspective.....	218
Bibliografie.....	219

Prefață

În țările industrializate pomparea fluidelor ocupă un rol tot mai mare în viața social-economică, astfel încât consumă peste 20% din energia produsă, iar fabricarea pompelor reprezintă 1 - 2% din produsul intern brut.

Pompele de acumulare reprezintă o categorie aparte din tipologia generatoarelor hidraulice, ele fiind destinate vehiculărilor de debite ridicate, având randamente bune și o dezvoltare acceptabilă a fenomenului de cavitație. Pentru a satisface aceste cerințe au apărut pompele cu dublă intrare, mono sau multietajate, în funcție de înălțimea de pompare necesară. Aceste pompe sunt utilizate în alimentări cu apă, irigații sau ca pompe de acumulare în amenajările hidroenergetice.

Performanțele energetice și cavitaționale ale acestor pompe sunt afectate de fenomene hidrodinamice 3D complexe care apar în general la pompe, dar și de forma lor constructivă specială, caracterizată prin dublu flux și o cameră de aspirație, străbătută de arborele pompei.

Forma camerei de aspirație și prezența arborelui introduce vârtejuri și separări ale curentului în câmpul hidrodinamic amonte de rotor. Buna funcționare a acestor pompe este de o importanță majoră pentru amenajările hidroenergetice cu acumulare prin pompare, deoarece ele asigură o cotă importantă din stocul de apă necesar producției de energie (bunăoară 75%, în cazul amenajării hidroenergetice Lotru).

Prezenta teză de doctorat continuă preocupările Școlii Timișorene de Mașini Hidraulice de a rezolva probleme stringente din economie, respectiv industria hidroenergetică.

Luând ca studiu de caz, stația de pompare Jidoaia din Amenajarea hidroenergetică Lotru, stație echipată cu pompe centrifuge cu dublu flux tip PRO 10-195, doctorandul ing. Gheorghică Gînga întreprinde cercetări experimentale și analize numerice originale, remarcabile din punct de vedere științific și de actualitate deosebită pentru sistemul hidroenergetic, având în vedere că aceste pompe au fost date în exploatare în urmă cu 30 de ani și durata lor de viață se apropie de sfârșit, fiind necesară re tehnologizarea cât mai repede posibil. În cadrul tezei, în urma cercetărilor efectuate se oferă soluții pentru îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale ale acestor pompe în stadiul actual de funcționare, dar și soluții pentru re tehnologizarea lor.

Pentru realizarea acestor obiective autorul întreprinde o cercetare sistematică pentru cunoașterea în amănunt a pompei actuale și a funcționării ei.

El întreprinde investigații experimentale, proiectând și realizând o stațiune de încercare (stand) în laborator și un model al rotorului pompei PRO 10-195 și, de asemenea, un model al camerei de aspirație (cot de la aspirație) pe care le implementează în stand.

Autorul întreprinde simulări numerice privind curgerea în rotor și traseul de la intrarea în rotor, comparându-le cu rezultatele experimentale.

Toate aceste rezultate obținute în urma unor temeinice și valoroase cercetări, au permis autorului să ofere soluții inovative de îmbunătățire a funcționării pompei PRO 10-195 prin implementarea unui rotor impulsor amonte de rotorul principal, îmbunătățind astfel performanțele cavitaționale ale acestuia și prin proiectarea și realizarea unui nou rotor principal, cu performanțe energetice

superioare. Și aceste variante au fost analizate experimental și numeric, din nou, de autor.

Aceste rezultate frumoase, obținute printr-o muncă asiduă, au fost primite cu satisfacție de beneficiarul Hidroelectrică S.A., iar unele au fost apreciate cu ocazia unor conferințe internaționale de către specialiști din domeniu, ceea ce întărește concluzia că atât problema abordată în teză cât și soluțiile propuse de doctorand răspund nemijlocit unor probleme actuale și acute din hidroenergetica românească și nu numai.

Teza este structurată pe 8 capitole, împreună cu o bogată bibliografie care include 124 titluri dintre care 64 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 stadiului actual al cercetărilor privind pompele centrifuge, cu accent pe pompele centrifuge de acumulare cu dublu flux și evidențiază particularitățile constructive ale acestora (Fig. 1. 6, Fig. 1. 7 și Fig. 1. 8). Aceste pompe sunt destinate vehiculării de debite mari cu randamente ridicate și cu o dezvoltare a fenomenului de cavitație în limitele acceptate tehnic. Pompele centrifuge de acumulare au în componență lor o cameră de aspirație simetrică sub forma unui pantalon cotit, traseul hidraulic fiind despărțit de o pilă centrală și străbătut de arbore, dar și un rotor cu intrare dublă - simetric față de o axă verticală. Această geometrie complexă a camerei de aspirație generează neuniformități severe în câmpul hidrodinamic amonte de rotor sub forma a două vârtejuri cavitaționale contrarotative care se dezvoltă în spatele arborelui. În § 1.4 este prezentat cazul test al temei de cercetare doctorală - pompa PRO 10-195, care echipează stația de pompare Jidoaia din amenajarea hidro-energetică Lotru.. Stația de pompare Jidoaia este localizată pe pârâul Voineșița, scopul acesteia fiind de a reface stocul de apă a lacului de acumulare Vidra, prin pomparea apei din lacul aflat în spatele barajului stației. Stația de pompare este echipată cu două pompe de acumulare cu dublu flux proiectate de Bergeron în anii '60, pompa numărul 1 fiind de fabricație Neypirc-Franța, în timp ce pompa numărul 2 este fabricată sub licență de Uzinele de Construcții de Mașini Reșița-România (Fig. 1. 17). Datele de catalog ale acestor pompe sunt după cum urmează: debit nominal de $4.2 \text{ m}^3/\text{s}$, putere absorbită de 10 MW la randamente de 89%.

În cadrul unui contract de cercetare comun cu, colectivul nostru, Dl. Prof. Anton A. a efectuat un set de măsurători in situ, utilizând metoda termodinamică de determinare a randamentului, cu scopul de a evalua performanțele energetice în funcționare ale celor două pompe. Din comparația rezultatelor măsurătorilor in situ cu datele de catalog reiese că nici una dintre cele două pompe nu atinge valorile curbelor de catalog. De asemenea pompa numărul 2, cea de fabricație UCMR, prezintă un domeniu de debite de funcționare cu valori mai mici decât pompa numărul 1, cu același consum de putere dar cu randamente mai slabe (Fig. 1. 22 și Fig. 1. 23). O altă problemă a acestor pompe o reprezintă dezvoltarea fenomenului de cavitație peste limitele acceptate tehnic, rotoarele fiind puternic afectate de efectele fenomenului de cavitație, eroziuni cavitaționale severe și chiar ruperi ale bordului de atac al paletelor rotorice (Fig. 1. 24). Pe baza acestor considerente sunt definite în § 1.5 obiectivele tezei - analiza experimentală și numerică a soluției existente în stația de pompare și îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului original, prin adaptarea unui impulsor pentru eliminarea fenomenului de cavitație și prin proiectarea unui nou rotor prevăzut cu impulsor pentru îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale. Acestea sunt clar definite și includ atât proiectarea și realizarea unui nou stand experimental destinat

încercărilor globale și speciale aplicate pompelor, modelarea și realizarea rotorului model al pompei PRO 10-195, proiectarea și realizarea unui nou rotor de pompă de acumulare, cât și investigații experimentale pentru determinarea performanțelor globale ale rotoarelor și investigații experimentale complexe ale câmpului de presiune nestaționară amonte de rotor, precum și o componentă de analiză numerică însoțită de validare cu datele experimentale.

Capitolul 2 prezintă detaliat standul experimental pentru studiul curgerilor în pompele centrifuge (Fig. 2. 9 și Fig. 2. 10). Încă din acest capitol se regăsesc primele contribuții originale ale Drd. Ing. Ghe. Gînga, doctorandul contribuind încă din fazele inițiale de proiectare a noului stand experimental, montaj, punere în funcțiune, calibrarea sistemului de achiziție de date automat cu care este dotat standul și evaluarea limitelor maxime de exploatare ale circuitului hidraulic. Echipamentele de măsură (debitmetru electromagnetic, traductoare de presiune, termo-cuplă, panoul de acționare al motorului electric), sistemul de achiziție de date ale mărimilor globale și sistemul de măsurare a presiunii nestaționare la perete sunt prezentate în detaliu în acest capitol. Doctorandul și-a însușit corect și complet tehnicile de investigare experimentală, și a contribuit direct la realizarea standului și implementarea sistemelor de măsurare. Apreciem că în urma stagiului doctoral, Dl. Gînga a dobândit cunoștințele și abilitățile practice pentru a concepe și a derula o campanie complexă de investigații experimentale în hidrodinamică, atât globale cât și speciale, utilizând cele mai moderne tehnici de măsurare neinvazive a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotoarelor de pompe centrifuge cât și a câmpului presiune nestaționară amonte de rotor.

Capitolul 3 prezintă etapa de modelare geometrică a rotorului model al pompare de acumulare PRO 10-195, etapă în care s-au utilizat relațiile de similitudine ale turbomașinilor care au condus la o scară geometrică de modelare a rotorului model ca fiind 1:5.7. În continuare sunt prezentați pașii de modelare și realizarea a rotorului model de pompă de acumulare, model care s-a realizat pornind de la reconstrucția geometrie rotorului original la scara 1:1 conform desenelor de execuție disponibile ale pompei numărul 2 fabricată la UCMR. Deoarece rotorul original este intrare dublă, fiind simetric față de o axă verticală (Fig. 3. 1 și Fig. 3. 2), s-a considerat realizarea modelului sub forma unei jumătăți de rotor. Rotorul model a fost modelat în programul expert Catia, realizat și apoi instalat în carcasa unei pompe disponibile în Laboratorul de Pompe al Fac. de Mecanică UPT. Performanțele energetice și cavitaționale ale rotorului model s-au evaluat prin încercarea acestuia în circuitul hidraulic al noului stand experimental, stand echipat la aspirația în pompă cu intrare axială (dreaptă). Pentru transpunerea rezultatelor la prototip și compararea acestora cu datele de catalog și cele determinate in situ, este necesară reproducerea cât mai fidelă a circuitului hidraulic al pompei prototip, astfel determinând doctorandul să modeleze la scara rotorului model și să implementeze în circuitul standului experimental, modelul camerei de la aspirație al pompei de acumulare cu dublu flux.

Capitolul 4 prezintă etapele de modelare, realizare și implementare în circuitul hidraulic al standului experimental a modelului camerei de aspirație cât și determinări experimentale ale performanțelor globale ale rotorului model încercare în pompa echipată cu, cameră de aspirație (Fig. 4. 1 - Fig. 4. 7). Scopul realizării modelului camerei de aspirație este de a evalua influența acestuia asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model. Din punct de vedere energetic prezența camerei de aspirație nu aduce modificări majore asupra performanțelor energetice ale rotorului model. Aceste diferențe nu pot fi cuantificate deoarece se regăsesc în domeniul de incertitudine ale aparatelor de măsură. Punctul

optim de funcționare, punctul de funcționare cu randamentul cel mai ridicat, se regăsește la un debit mai mare cu 10% decât debitul nominal de funcționare ($Q_{opt}=1.1Q_n$). Din transpunerea de la model la prototip a datelor obținute din determinările experimentale (Fig. 4. 8, Fig. 4. 9 și Fig. 4.10) se observă că rotorul prototip prezintă performanțe energetice mai mici în limita a 2% în comparație cu performanțele măsurate in situ pentru pompa numărul 2. Aceste discrepanțe sunt cauzate de diferențele constructive ale traseului hidraulic amonte și aval de pompă, ale soluțiilor constructive diferite de colector (pompa prototip având un colector cu două începuturi în timp ce pompa model are un colector cu un singur început), dar și a efectelor de scară. Prezența camerei de aspirație nu aduce modificări majore ale comportamentului cavitațional al rotorului. Așa cum reiese din Fig. 4. 16 rotorul model funcționează în cavitație de la o valoare a debitului situată în apropierea debitului nominal de funcționare ($Q_n = 33.5$ l/s). În timpul determinărilor experimentale, doctorandul a surprins cele două vârtejuri cavitaționale contra-rotative dezvoltate de camera de aspirație la funcționarea la debite mai mari decât debitul nominal, vârtejuri care mai apoi sunt transportate în rotor (Fig. 4.18). Aceste neuniformități generate de camera de aspirație sub forma celor două vârtejuri contra-rotative conduc la variații circumferențiale ale unghiului relativ de curgere la intrarea în rotor și încărcări neuniforme pe bordul de atac al paletelor rotorice.

Pentru cuantificarea, determinarea frecvențelor și amplitudinilor asociate vârtejurilor, neuniformităților generate de camera de aspirate, în Capitolul 5 doctorandul a întreprins campanii de măsurători ale presiunii nestaționare amonte de rotor pentru un domeniu larg de debite, domeniu cuprins între $0.5 \dots 1.3Q_n$. S-au instalat pe secțiunea de ieșire a camerei de aspirație la o distanță unghiulară de 90° , două traductoare de presiune nestaționară (Fig. 5. 1 și Fig. 5. 2). Cu ajutorul acestor traductoarelor piezorezistive montate, doctorandul a determinat căderea de presiune pe tronsonul de aspirație și a calculat coeficientul de pierderi hidraulice din acest tip de cameră de aspirație (Fig. 5. 4 și Fig. 5. 5). Din analiza preliminară a pulsațiilor de presiune achiziționate reiese că, camera de la aspirație generează o curgere cu caracter puternic nestaționar, pulsațiile de presiune înregistrate ajungând la variații de până la 20 KPa (Figurile 5. 6 - 5. 14). Doctorandul identifică majoritatea frecvențelor dominante din spectrul Fourier al pulsațiilor de presiune, ex. 50 Hz - frecvența de rotație a rotorului unde se regăsește armonica fundamentală urmată de armonici superioare la frecvențe multiplu de 50 Hz. Constată că în intervalul de frecvențe cuprins între $1 \dots 50$ Hz se regăsesc frecvențele și amplitudinile asociate neuniformităților generate de cotul de la aspirație. Pentru cuantificarea neuniformităților doctorandul a parcurs etapa de prelucrare a semnalelor de presiune din intervalul de frecvențe cuprins între $1 \dots 50$ Hz prin: filtrarea semnalului la o frecvență maximă de 49 Hz; reconstrucția semnalului filtrat la pas constant de timp; determinarea spectrului Fourier pentru semnalele de presiune filtrate.

Din prelucrarea semnalelor de presiune nestaționară, doctorandul a determinat amplitudinile și frecvențele asociate neuniformităților generate de camera de la aspirație. Așa cum reiese din Figurile 5. 29 - 5.32 amplitudinea semnalelor de presiune sunt cele mai ridicate la debite parțiale de funcționare (valoarea maximă a amplitudinii de 4.5 KPa regăsindu-se la $0.5Q_n$ frecvența asociată fiind de asemenea cea mai ridicată, 29 Hz). În vecinătatea debitul nominal de funcționare amplitudinile echivalente ale semnalelor au valori similare. Frecvențele asociate vârtejurilor cavitaționale scad o dată cu creșterea debitului de la 20 Hz asociată debitului de $0.5Q_n$ spre 13 Hz asociată debitului de $1.3Q_n$. Descompunerea semnalului de presiune (Fig. 5. 42) arată că, componenta

dominantă a pulsațiilor de presiune generate de cotul de la aspirație este componenta piston, componenta rotativă fiind neglijabilă.

Pentru o evaluare detaliată a hidrodinamicii curentului amonte de rotor, în Capitolul 6 s-a analizat numeric, utilizând programul expert Fluent, curgerea 3D staționară turbulentă în traseul hidraulic al modelului de rotor de pompă de acumulare, traseul hidraulic implementat pe standul experimental. Domeniul de analiză (Fig. 6.4) este compus din trei componente după cum urmează: 1. tronsonul de la aspirație care cuprinde camera de aspirație și o extensie a conductei de aspirație până la traductorul de presiune manovacuumetric Pt1; 2. un canal interpaletar rotor, considerând condiții de periodicitate; 3. tronsonul de refulare care cuprinde colectorul în care este instalat rotorul model și o extensie a conductei de refulare până la traductorul de presiune manometric Pt2. Pentru cuplarea curgerii absolute staționară a tronsonului de aspirație și a tronsonului de refulare cu, curgerea relativă staționară a canalului interpaletar rotor, doctorandul a utilizat un algoritm de cuplare a curgerii denumit „mixing interface” (Fig. 6. 11). Acest algoritm este compus din doi pași. Pasul unu constă în transportarea între domeniile de analiză a profilelor de viteză și a cantităților turbulenței mediate circumferențial, în timp ce pasul doi constă în transportarea între domenii a profilelor de presiune mediate circumferențial. Pentru convergența soluției, doctorandul a parcurs șase astfel de iterații, o (1) iterație reprezentând parcurgerea ambilor pași. De menționat este că aceasta metodă de cuplare utilizează valori medii, eliminând orice neuniformitate circumferențială a componentelor vitezei, amestecând dărele hidrodinamice, acestea nefiind transportate între domenii.

Din analiza distribuției componentelor vitezei pe suprafața de ieșire a camerei de aspirație, se remarcă prezența dărelor hidrodinamice cauzate de prezența pilei centrale și a arborelui (Fig. 6. 17 și Fig. 6. 18) dar și prezența celor două vârtejuri contra-rotative care se dezvoltă în spatele arborelui (Fig. 6. 21). Încă o dată sunt scoase în evidență neuniformitățile generate de camera de aspirație a pompelor de acumulare cu dublu flux, neuniformități care prezintă o variație pronunțată a componentelor vitezei în timpul unei mișcări de rotație a rotorului (Fig. 6. 18, Fig. 6. 20 și Fig. 6. 22). Camera de aspirație generează neuniformități severe în câmpul hidrodinamic amonte de rotor conducând, de asemenea la variații pronunțate ale unghiului de curgere β (Fig. 6. 71), încărcări neuniforme și valori mari ale parametrului NPSHc pe bordul de atac al paletelor (Figurile 6.51 - 6.55). Din comparația rezultatelor numerice cu datele experimentale în § 6.5, reies diferențe semnificative ale coeficientului de energie, coeficientul de energie obținut numeric fiind cu 15% mai mare decât cel obținut experimental (Fig. 6.70). Deoarece din simularea numerică reiese doar randamentul hidraulic, pentru comparația acestora doctorandul a utilizat ecuațiile de determinare a randamentului hidraulic în cazul randamentului obținut experimental. În acest caz randamentul hidraulic obținut numeric este cu 3% mai mare decât cel estimat experimental (Fig. 6.73). Discrepanțele apărute sunt datorate algoritmului de cuplare a curgerii care elimină orice neuniformitate circumferențială a componentelor vitezei, conducând la o scădere a pierderilor hidraulice asociate neuniformităților eliminate și în final la o supraevaluare a valorilor presiunii totale. În această etapă a cercetării, se remarcă încă o contribuție originală a doctorandului, prin evaluarea incertitudinilor generate de algoritmul de cuplarea curgerii „mixing interface”.

În Capitolul 7 sunt prezentate două soluții inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și a comportamentului cavitațional al modelului de rotor originar al pompei de acumulare. În § 7.1, doctorandul utilizează un rotor antemergător (impulsor) proiectat cu metoda inversă de proiectare de către un alt

membru al echipei de cercetare, drd.ing. I. Moisa pentru îmbunătățirea comportamentului cavitațional al rotorului model original. Ansamblul rotor-impulsor (Fig. 7.2) instalat în carcasa disponibilă a fost încercat în aceleași condiții de exploatare ca și în cazul determinărilor anterioare. Din analiza datelor obținute se remarcă, că prezența impulsorului amonte de rotorul principal aduce la debite mici de funcționare ($Q < 15$ l/s) un aport energetic în limita a 2%, pe restul domeniului de debite investigat aportul energetic al impulsorului fiind insesizabil (Fig. 7.3). De asemenea impulsorului mută punctul optim de funcționare de la $1.1Q_n$ la debitul nominal de funcționare Q_n (Fig. 7. 5). Din transpunerea datelor de la model la prototip reiese că atât curba înălțimii de pompare cât și cea a randamentului total se suprapun peste curbele energetice ale pompei nr. 2, curbe determinate in situ (Figurile 7. 6 - 7. 8), în timp ce valorile maxime ale puterii absorbite se înscriu în limita maximă de exploatare a motorului electric care angrenează pompa prototip (10 MW). Din punct de vedere cavitațional prezența impulsorului extinde domeniul de funcționare fără cavitație a rotorului model cu peste 20%, așa cum reiese din Fig. 6.13. Îmbunătățirea comportamentului cavitațional fiind de 31% la debitul nominal de funcționare respectiv 25% la debitul de proiectare al impulsorului, $Q_{P_{impulsor}} = 1.2Q_n$.

În § 7.2, doctorandul aduce încă o contribuție originală prin proiectarea cu metoda inversă a unui nou rotor prototip de pompă de acumulare prevăzut încă din faza de concept cu impulsor, același impulsor testat și în § 7.1. S-au proiectat la debitul de $1.2Q_n$, două noi soluții constructive de rotoare prototip, prima soluție reprezentând un rotor cu cinci palete lungi (Fig. 7. 17), în timp ce a doua soluție constructivă reprezintă un rotor cu paletaj mixt, cu cinci palete lungi și cinci scurte (Fig. 7.18). Din analiza numerică a funcționării noilor rotoare proiectate cu impulsor și comparația rezultatelor cu performanțele energetice și cavitaționale ale rotorului prototip original, reiese că rotorul proiectat cu cinci palete lungi prezintă performanțe îmbunătățite considerabil (Fig. 7. 21 și Fig. 7. 22). Noul rotor proiectat cu cinci palete lungi a fost modelat, utilizând programul expert Catia, la scara modelului original (1:5.7, Fig. 7. 26), instalat în carcasa disponibilă (Fig. 7. 27) și încercat în circuitul hidraulic al standului experimental, atât la funcționare cu impulsor cât și fără. Din analiza rezultatelor obținute cu noul rotor reiese că performanțele energetice sunt net îmbunătățite în comparație cu performanțele modelului de rotor original, atât la funcționare cu impulsor cat și în absența acestuia (Figurile 7. 39 - 7. 41).

Transpunerea datelor la prototip evidențiază concret îmbunătățirile energetice aduse de acest nou rotor proiectat cu impulsor. Înălțimea de pompare la debitul nominal de funcționare al rotorului original ($Q = 4.2$ m³/s) este cu 12% mai mare decât cea determinată in situ și cu 3% mai mare decât valoarea de catalog (Fig. 7. 42), în timp ce valoarea randamentului este mai mare cu 2% decât valoarea măsurată in situ și se suprapune peste valoarea curbei de catalog a randamentului total (Fig. 7. 44). În detrimentul îmbunătățirilor aduse de noul rotor în cazul înălțimii de pompare și a randamentului total, a rezultat un consum de putere mai mare cu aprox. 10%. Din punct de vedere cavitațional (Fig. 7. 45), la funcționarea cu impulsor noul rotor model prezintă un comportament cavitațional similar cu cel al rotorului model original, de asemenea la funcționarea cu impulsor. Și în acest caz, al noului rotor proiectat cu impulsor, prezența impulsorului prevăzut la proiectare extinde domeniul de debite de funcționare fără cavitație cu peste 20%, de la debitul nominal de funcționare al rotorului model original Q_n la valori ale debitului care depășesc valoarea debitului de proiectare al noului model de rotor $Q > Q_{p_{rotor}} = 40.2$ l/s.

Concluziile generale și contribuțiile originale ale doctorandului sunt rezumate în Capitolul 8. În sinteză, doctorandul a evaluat în detaliu soluția tehnică constructivă a rotorului model original al pompei de acumulare, prin evaluarea atât experimentală cât și numerică a comportamentului în exploatare. De asemenea pentru soluția originală sunt identificate, evaluate calitativ cât și cuantificate neuniformitățile induse în câmpul hidrodinamic amonte de rotor de camera de aspirație, prin simularea numerică 3D turbulentă staționară a curgerii în traseul hidraulic al rotorului model și măsurători ale presiunii nestaționare amonte de rotorul model. Doctorandul evaluează detaliat comportamentul în funcționare al rotorului model de pompă de acumulare și propune două soluții inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului, prin instalarea și testarea rotorului cu un impulsor și prin proiectarea unei noi soluții constructive de rotor prevăzut cu impulsor încă din faza de concept. Din analiza experimentală a funcționării celor două noi soluții de îmbunătățire propuse reiese că prezența impulsorului extinde domeniul de debite de funcționare fără cavitație cu peste 20% (extinderea domeniului de debite de funcționare fără cavitație se remarcă la ambele rotoare), în timp ce noul rotor prevăzut cu impulsor prezintă performanțe energetice net superioare rotorului model original.

Domnul ing. Gheorghită Gînga a început programul doctoral în octombrie 2009, 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 trei contracte de cercetare cu parteneri industriali și a contribuit la organizarea unor prestigioase manifestări internaționale.

Dezvoltarea și perfecționarea profesională a d-lui ing. Gheorghită Gînga este cu adevărat remarcabilă și meritorie. În primul rând aş remarca seriozitatea cu care s-a pregătit ca student și apoi în timpul programului doctoral. Atenția la detalii, precum și dorința continuă de completare a cunoștințelor, dublată de aplicarea lor în diverse etape ale realizării lucrării de cercetare îl definesc și caracterizează pe dl. Gheorghită Gînga. M-a impresionat în primul rând prin tenacitatea cu care a muncit. A pus mâna la realizarea standului experimental ca proiectant, dar în mod deosebit ca muncitor, petrecând zile și nopți lângă el, până l-a văzut realizat și calibrat, fiind conștient de importanța realizării și buneii lui funcționări.

Încercarea pompei cu rotorul vechi și cu cel nou reproiectat și încercarea acestora echipate cu rotor impulsor au însemnat zeci și sute de repetări, reporniri și recalibrări ale standului, putând afirma astăzi ca dl. Gînga a devenit un expert al încercării pompelor în laborator și al funcționării lor în general.

Continuând activitatea din timpul studenției, și-a perfecționat cunoștințele privind aplicarea metodelor numerice pentru simularea curgerii fluidelor reale în instalațiile hidraulice.

Rezultatele numerice obținute au permis realizarea și încercarea unor soluții performante de rotoare de pompe și l-au atestat pe doctorand ca un cercetător pe deplin format, cu bune deprinderi atât teoretice cât și experimentale.

Disponibilitatea la lucrul în echipă, antrenarea cu entuziasm alături de cercetători experimentați precum prof. Alexandru Baya sau dr.ing. Sebastian Muntean, dar și alături de ceilalți doctoranzi din colectivul nostru este o altă trăsătură pozitivă a d-lui ing. Gheorghită Gînga.

Rezultatele obținute de dl.ing. Gheorghită Gînga au fost supuse atenției comunității științifice internaționale prin publicarea unor articole ISI și BDI acest lucru fiind posibil și prin faptul că doctorandul este un bun cunoscător al limbii engleze.

D-nul Gînga a făcut parte din colectivul de organizare a celui de-al "25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems", Timișoara, Septembrie 2010, cea mai prestigioasă manifestare științifică internațională din domeniul mașinilor hidraulice, adusă în România de prof.dr.ing. Romeo Susan-Resiga și a participat cu lucrări și ca organizator la trei ediții ale întâlnirilor tradiționale cu Universitatea Tehnică din Stuttgart, Institutul de Hidraulică.

Prof.dr.ing. Liviu Eugen Anton
Universitatea „Politehnica” Timișoara

Nomenclator

Notații și abrevieri

AD3, AD4	Traductori piezorezistivi de presiune de pe secțiunea de ieșire a cotului
AF	Armonică fundamentală
AS	Armonică superioară
BEP	Punctul de funcționare cu randamentul cel mai ridicat (optim)
BSA	Softul de achiziție a măsurătorilor experimentale
EXP	Date determinate experimental
FFT	Transformata Fourier rapidă
I	Rotor investigat numeric
LDV	Laser Doppler Velocimetry
RMS	Abaterea medie pătratică
RO	Rotor original model instalat în standul experimental
RP	Rotor reproiectat model instalat în standul experimental
Pt1	Traductor de presiune manovacuumetric montat pe conducta de aspirație a standului
Pt2	Traductor de presiune manometric montat pe conducta de refulare a standului
SAS	Sistem automat de achiziție și control a datelor măsurate
SE	Tronsonul de aspirație al standului investigat numeric
SP	Stație de pompare
SP1	Rotor original prototip
SP2	Rotor prototip proiectat cu cinci palete lungi
SP3	Rotor prototip proiectat cu paletaj mixt
V	Colector investigat numeric

Mărimi dimensionale

A	[KPa]	Amplitudine
A_{echiv}	[KPa]	Amplitudine echivalentă
AT	[ms]	Timpul de început și de final al achiziției într-un anumit punct de pe axa de măsură
D	[m]	Diametru
f	[Hz]	Frecvența rotorului liber
g	[m ² /s]	Accelerația gravitațională
M	[Nm]	Moment
n	[rpm]	Turația rotorului
NPSHd	[m]	Net Positive Suction Head available – Energia specifică disponibilă la aspirație
NPSHc	[m]	Net Positive Suction Head required – Energia specifică cerută de rotor la aspirație
H	[m]	Înălțime de pompare
Q	[m ³ /s]	Debitul de pe circuitul hidraulic principal
R	[m]	Rază

p	[KPa]	Presiune
p_{vap}	[KPa]	Presiunea de vaporizare
p_{atm}	[KPa]	Presiunea atmosferică
p_{RMS}	[kPa]	Abaterea medie pătratică a semnalului de presiune
P_{abs}	[KW]	Puterea absorbită de pompă
T	[s]	Timp de achiziție
TT	[μ s]	Timpul de tranzit (timpul prin care o particulă trece prin volumul de probă)
t_0	[s]	Timpul inițial
v	[m/s]	Viteză
β	[$^\circ$]	Unghiul relativ de curgere
Δp	[kPa]	Căderea de presiune, creșterea de presiune
Δt	[s]	Timpul de eșantionare
ρ	[kg/m ³]	Densitatea apei
ω	[rad/s]	Viteza unghiulară
η	[%]	Randament
Z	[m]	Coordonată axială

Mărimi adimensionale

a, b, c	Coeficienți ai transformatei Fourier
Aadim	Amplitudinea adimensionalizată
C_{ax}	Coeficientul componentei axiale a vitezei
C_{rad}	Coeficientul componentei radiale a vitezei
C_{tg}	Coeficientul componentei tangențiale a vitezei
C_{vm}	Coeficientul componentei mediate a vitezei
C_p	Coeficientul de presiunii
M	Modul transformatei Fourier
N	Numărul de probe măsurate pentru un semnal
n_s	Turația specifică a pompelor
n_q	Turația caracteristică a pompelor
Re	Numărul Reynolds
σ	Abaterea medie pătratică
φ	Coeficient de debit
ψ	Coeficient de energie
λ	Coeficient de putere
λ_D	Scara de modelare a diametrelor
λ_n	Scara de modelare a turațiilor
Σhp	Suma pierderilor hidraulice
ζ	Coeficient de pierderi locale

Indici

*a	Aspirație
*echiv	Echivalent
*d	Dinamic

*H	Hidraulic
*m	Model
*M	Mecanic
*n	Nominal
*opt	Optim
*p	Proiectare
*r	Refulare
*s	Static
*T	Total
*V	Volumic

Listă de figuri

Capitolul 1

Fig. 1. 1	Procesul de dezvoltare a centralelor electrice din anul 1950 până în 2000, Bois [24]
Fig. 1. 2	Ponderile costurilor reparațiilor hidro-agregatelor, Bois [24]
Fig. 1. 3	Reducerea vibrațiilor din lagăre din anii 1950 până în anii 2010, Bois [24]
Fig. 1. 4	Conturul presiunii statice (Pa) la debitul nominal (stânga); distribuția presiunii nestaționare (dreapta), Gonzales [53]
Fig. 1. 5	Cavitație cu caracter nestaționar dezvoltată pe extradusul paletelor, Hofmann și alții [62]
Fig. 1. 6	Pompa centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [14]
Fig. 1. 7	Pompă de acumulare cu dublu flux, Miloș [81]
Fig. 1. 8	Pompă de acumulare cu dublu flux și două etaje, Dunca [41]
Fig. 1. 9	Soluții constructive noi de pompe de acumulare: cu un rotor(stânga), cu două rotoare (dreapta), Wikipedia [124]
Fig. 1. 10	Structura curentului în camera de aspirație a pompelor de acumulare cu dublu flux, Van den Braembussche [116]
Fig. 1. 11	Viteza circumferențială absolută (stânga) și viteza circumferențială relativă (dreapta) amonte de rotor, Sallaberger și alții [95]
Fig. 1. 12	Pompă centrifugă dublu etajată cu dublu flux, cu stator, Dunca [41]
Fig. 1. 13	Traseul hidraulic analizat al pompei centrifuge dublu etajată cu dublu flux, cu stator, Dunca [41]
Fig. 1. 14	Amplasarea stațiilor de pompare din amenajarea Lotru
Fig. 1. 15	Vedere generală a stației de pompare Jidoaia
Fig. 1. 16	Schema amplasării hidro-agregatelor în SP Jidoaia, [38]
Fig. 1. 17	Vedere hidroagregat PRO 10-195 – pompa din SP Jidoaia
Fig. 1. 18	Locul de amplasare a debitmetrelor pe schema amenajării SP Jidoaia, Anton A.[12]
Fig. 1. 19	Amplasarea aparatelor de măsură folosite la măsurătorile in situ, Anton A. [12]
Fig. 1. 20	Înălțimea de pompare și puterea absorbită pentru pompele PRO 10-195 de la SP Jidoaia, Anton A. [12]
Fig. 1. 21	Curbele de randament pentru pompele PRO 10-195 de la SP Jidoaia, Anton A.[12]

Fig. 1. 22 Suprapunerea curbelor obținute prin măsurători in situ cu datele de catalog - înălțime de pompare și putere absorbită, Anton A. [12]
Fig. 1. 23 Suprapunerea curbelor obținute prin măsurători in situ cu datele de catalog - randament total, Anton A. [12]
Fig. 1. 24 Rotorul pompei PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia, erodat cavitațional

Capitolul 2

Fig. 2. 1 Stand experimental din Laboratorul de Mecanica Fluidelor -Lyon (Franța):secțiunea de testare - stânga; schița standului - dreapta , Akhras [8]
Fig. 2. 2 Stand experimental de la Universitatea Tehnică din Darmstadt (Germania), Tamm [108]
Fig. 2. 3 Stand experimental de la Universitatea din Osaka (Japonia), Tsujimoto [113]
Fig. 2. 4 Stand experimental de la Institutul de Mașini Hidraulice din Braunschweig (Germania), secțiunea test, Detlev [37]
Fig. 2. 5 Stand experimental din Laboratoire de Mécanique din Lille (Franța), secțiunea test, Pavesi et al. [90]
Fig. 2. 6 Conductă compusă din tronsoane, Anton și Baya [14]
Fig. 2. 7 Curba caracteristică a unei conducte alimentate dintr-un rezervor, Anton și Baya [14]
Fig. 2. 8 Caracteristica energetică de funcționare a standului experimental: $\sum h_{p_{circ}}$ suma pierderilor hidraulice din circuit în funcție de debit
Fig. 2. 9 Schița standului experimental pentru determinarea performanțelor energetice și cavitaționale a pompelor centrifuge din cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice de la Universitatea Politehnica din Timișoara
Fig. 2. 10 Stand experimental pentru încercarea pompelor disponibil la Laboratorului de Pompe de la Universitatea Politehnica Timișoara
Fig. 2. 11 Debitmetru electromagnetic
Fig. 2. 12 Traductor de presiune manovacuumetric
Fig. 2. 13 Traductor de presiune manometric
Fig. 2. 14 Sonda de temperatură
Fig. 2. 15 Tipuri de montură a traductoarelor de presiune și sondelor de temperatură
Fig. 2. 16 Invertorul ACS850 in laboratorul de pompe: panoul frontal la pornire (stânga) și panoului de comanda (mijloc), interiorul panoului de comandă (dreapta)
Fig. 2. 17 Placa de achiziție de date
Fig. 2. 18 Interfața grafică a softu-lui de achiziție de date
Fig. 2. 19 Traductor de presiune piezorezistiv absolut tip 4043A2
Fig. 2. 20 Curba de calibrare a traductorului [3]
Fig. 2. 21 Diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv tip 4043A2 [3]
Fig. 2. 22 Amplificatorul piezorezistiv de presiune [3]
Fig. 2. 23 Procesorul datelor experimentale
Fig. 2. 24 Tehnica de reeșantionare Sample and Hold [4]

Fig. 2. 25 Comparația curbelor înălțimii de pompare $H=f(Q)$
Fig. 2. 26 Comparația curbelor puterii absorbite $P_{arb}=f(Q)$
Fig. 2. 27 Comparația curbelor de randament total $\eta_T=f(Q)$

Capitolul 3

Fig. 3. 1 Rotorul pompei centrifuge existent la SP Jidoaia.
Fig. 3. 2 Geometria 3D a rotorului existent la SP Jidoaia
Fig. 3. 3 Inelul rotor model de pompă cu palete
Fig. 3. 4 Coroana rotorului model de pompă cu butuc
Fig. 3. 5 Bucșă de etanșarea dinamică a rotorului
Fig. 3. 6 Ansamblu rotorului model de pompă de la SP Jidoaia
Fig. 3. 7 Modelul rotorului de la SP Jidoaia – schema 2D de execuție
Fig. 3. 8 Modelul rotorului pompei PRO 10-195: inel cu palete (stânga), coroana cu butuc (dreapta)
Fig. 3. 9 Modelul rotorului pompe PRO 10-195
Fig. 3. 10 Curba înălțimii de pompare a rotorului model – pompa PRO 10-195 din SP Jidoaia
Fig. 3. 11 Curba puterii absorbite a rotorului model – pompa PRO 10-195 din SP Jidoaia
Fig. 3. 12 Curba de randamentului a rotorului model – pompa PRO 10-195 din SP Jidoaia
Fig. 3. 13 Curbele înălțimilor de pompare ale rotorului model la funcționare în cavitație
Fig. 3. 14 Curba de sensibilitate la cavitație NPSHc a rotorului model la funcționare în cavitație
Fig. 3. 15 Curba de sensibilitate la cavitație NPSHc a rotorului model al pompei PRO 10-195 din SP Jidoaia

Capitolul 4

Fig. 4. 1 Schița cotului de la aspirație prototip cu dimensiunile principale de gabarit
Fig. 4. 2 Cotul de la aspirație modelat la scara 1:1
Fig. 4. 3 Ansamblul cotului de la aspirație
Fig. 4. 4 Ansamblul cotului de la aspirație explodat
Fig. 4. 5 Schița tronsonului de la aspirație model cu dimensiunile principale de gabarit
Fig. 4. 6 Modelul cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195
Fig. 4. 7 Vedere a tronsonului de aspirație al modelului pompei PRO 10-195 la scara 1:5.7 instalat în standul experimental de la Universitatea Politehnica Timișoara.
Fig. 4. 8 Curba înălțimii de pompare a modelului încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație
Fig. 4. 9 Curba puterii absorbite a modelului încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație
Fig. 4. 10 Curba de randamentului a modelului încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație

Fig. 4. 11 Curba înălțimii de pompare a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație transpusă la prototip
Fig. 4. 12 Curba puterii absorbite a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație transpusă la prototip
Fig. 4. 13 Curba de randament a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație transpusă la prototip
Fig. 4. 14 Curba înălțimii de pompare a rotorului model la funcționare în cavitație încercat în pompa echipată cu cotul de la aspirație
Fig. 4. 15 Curba de sensibilitate la cavitație a rotorului model la încercarea în cavitație încercat în pompa echipată cu cotul de la aspirație
Fig. 4. 16 Curba de sensibilitate la cavitație a modelului rotorului ce echipează pompa de la SP Jidoaia la funcționarea în cavitație cu/fără cotul de la aspirație
Fig. 4. 17 Vârtejuri cavitaționale formate datorită geometriei cotul de aspirație și care sunt transportate în rotorul pompei la debite mai mari decât debitul optim ($Q \cong 1.2Q_n$)
Fig. 4. 18 Instabilități cavitaționale de la intrarea în pompa pentru debite mai mici decât debitul optim ($Q \cong 0.4-0.5Q_n$)

Capitolul 5

Fig. 5. 1 Poziționarea traductoarelor de presiune nestaționare: a) ansamblul cot prevăzut cu traductoare; b) poziționarea traductorilor pe secțiunea de jos a cotului
Fig. 5. 2 Traductoare de presiune nestaționară instalați pe secțiunea de ieșire a cotului
Fig. 5. 3 Vedere de ansamblu a echipamentelor pentru măsurarea presiunii nestaționare, implementate pe standul experimental
Fig. 5. 4 Diferența de presiune pe tronsonul de aspirație al pompei de acumulare model
Fig. 5. 5 Coeficientul de pierderi hidraulice pe tronsonul de aspirație al pompei de acumulare model
Fig. 5. 6 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare $0.5Q_n$
Fig. 5. 7 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare $0.6Q_n$
Fig. 5. 8 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare $0.7Q_n$
Fig. 5. 9 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare $0.8Q_n$
Fig. 5. 10 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata a semnalelor la debitul de funcționare $0.9Q_n$
Fig. 5. 11 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare Q_n
Fig. 5. 12 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare $1.1Q_n$

Fig. 5. 13 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 1.2Qn
Fig. 5. 14 Pulsații de presiune nestaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 1.3Qn
Fig. 5. 15 Spectrul 3D al pulsațiilor de presiune pentru toate regimurile de funcționare investigate – traductor AD3
Fig. 5. 16 Spectrul 3D al pulsațiilor de presiune pentru toate regimurile de funcționare investigate – traductor AD4
Fig. 5. 17 Transformata Fourier a pulsațiilor de presiune nestaționară la Qn - AD3
Fig. 5. 18 Transformata Fourier a pulsațiilor de presiune nestaționară la Qn – AD4
Fig. 5. 19 Instabilități generate de cotul de la aspirație – vârtejuri cavitaționale dezvoltate în spatele arborelui
Fig. 5. 20 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.5Qn
Fig. 5. 21 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.6Qn
Fig. 5. 22 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.7Qn
Fig. 5. 23 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.8Qn
Fig. 5. 24 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.9Qn
Fig. 5. 25 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul nominal de funcționare Qn
Fig. 5. 26 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 1.1Qn
Fig. 5. 27 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 1.2Qn
Fig. 5. 28 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 1.3Qn
Fig. 5. 29 Spectrul 3D al semnalelor pulsațiilor de presiune filtrate
Fig. 5. 30 Spectrul 3D al semnalelor
Fig. 5. 31 Comparația amplitudinilor echivalente ale semnalelor de presiune ale traductoarelor AD3 și AD4 funcție de debit
Fig. 5. 32 Comparația frecvențelor dominante ale semnalelor de presiune ale traductoarelor
Fig. 5. 33 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.5Qn
Fig. 5. 34 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.6Qn
Fig. 5. 35 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.7Qn
Fig. 5. 36 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.8Qn
Fig. 5. 37 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.9Qn
Fig. 5. 38 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 1.0Qn
Fig. 5. 39 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 1.1Qn
Fig. 5. 40 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 1.2Qn

Fig. 5. 41 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare $1.3Q_n$
Fig. 5. 42 Descompunerea semnalelor filtrate și reconstruite pe întreg domeniul de funcționare investigat

Capitolul 6

Fig. 6. 1 Pompă centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [14]
Fig. 6. 2 Schița standului experimental de laborator pentru încercarea pompelor de acumulare
Fig. 6. 3 Vedere a modelului traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat în standul experimental de laborator
Fig. 6. 4 Modelul traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat în standul experimental de laborator - modelat numeric
Fig. 6. 5 Domeniul tridimensional de a analiză a cotului de la aspirație
Fig. 6. 6 Domeniul tridimensional de a analiză a cotului de la aspirație discretizat
Fig. 6. 7 Domeniul 3D de analiză canalului interpaletar rotoric al modelului
Fig. 6. 8 Domeniul 3D de analiză a canalului interpaletar rotoric discretizat
Fig. 6. 9 Domeniul 3D de analiză al camerei spirale
Fig. 6. 10 Domeniul 3D de analiză al camerei spirale discretizat
Fig. 6. 11 Algoritmii de "mixing interface" pentru cazul particular
Fig. 6. 12 Distribuția coeficientului de presiune statică pe interfața inelară de amestec dintre cotul de la aspirație și canalul interpaletar rotoric
Fig. 6. 13 Distribuția coeficienților de viteză pe interfața de amestec cotul de la aspirație-rotor și valorile profilului de viteză mediat obținut cu algoritmul de cuplare - axial și radial
Fig. 6. 14 Distribuția coeficienților de viteză pe interfața de amestec cot-rotor și valorile profilului de viteză mediat obținut cu algoritmul de cuplare - tangențial
Fig. 6. 15 Triunghiul de viteze: vedere plană - stânga; vederea spațială - dreapta
Fig. 6. 16 Suprafața de ieșire a cotului de la aspirație - secțiuni de analiză
Fig. 6. 17 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 18 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 19 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 20 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 21 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 22 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 23 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

Fig. 6. 24 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s
Fig. 6. 25 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 26 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 27 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 28 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 29 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 30 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 31 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s
Fig. 6. 32 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s
Fig. 6. 33 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 34 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 35 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 36 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 37 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 38 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 39 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s
Fig. 6. 40 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s
Fig. 6. 41 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s

Fig. 6. 42 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 43 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 44 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 45 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 46 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele e secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 47 Înălțimea de pompare a rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195 la scara 1:5.7
Fig. 6. 48 Puterea la arbore a rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195 la scara 1:5.7
Fig. 6. 49 Randamentul hidraulic al rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195
Fig. 6. 50 Valorile maxime ale parametrului NPSHc funcție de debit în rotorul model al pompei de acumulare PRO 10-195 la scara 1:5.7
Fig. 6. 51 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s
Fig. 6. 52 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenul de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s
Fig. 6. 53 Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.8Q_n=0.026.8$ l/s
Fig. 6. 54 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 55 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenul de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 56 Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s
Fig. 6. 57 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 58 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenul de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 59 Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 60 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 61 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenul de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s
Fig. 6. 62 Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

Fig. 6. 63 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 64 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenului de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 65. Distribuția pe extradrosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s
Fig. 6. 66 Comparația căderii de presiune pe tronsonul de aspirație funcție de coeficientul de debit φ
Fig. 6. 67 Traectoria particulelor de fluid în interiorul cotului de la aspirație, evidențierea vârtejurilor cavitaționale la debitul $1.2Q_n$ - numeric
Fig. 6. 68 Vârtejuri cavitaționale din spatele arborelui surprinse numeric prin suprafețe de iso-presiune la debit de funcționare $1.2Q_n$
Fig. 6. 69 Vârtejuri cavitaționale surprinse experimental la debit de funcționare $Q > Q_n$
Fig. 6. 70 Comparația coeficientului de energie ψ funcție coeficientul de debit φ
Fig. 6. 71 Distribuția unghiului relativ de curgere β pe cele e secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s
Fig. 6. 72 Comparația coeficienților de putere λ funcție de coeficientul de debit φ
Fig. 6. 73 Comparația randamentelor hidraulice η_H funcție de coeficientul de debit φ

Capitolul 7

Fig. 7. 1 Schița 2D a ansamblului rotor model original cu impulsor
Fig. 7. 2 Vedere 2D în secțiune a rotorului model original cu impulsor
Fig. 7. 3 Rotor impulsor proiectat la $Q_p=1.2Q_n$ rotor model original
Fig. 7. 4 Ansamblul rotor model original - impulsor
Fig. 7. 5 Curba înălțimii de pompare a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără impulsor
Fig. 7. 6 Curba puterii absorbite a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără impulsor
Fig. 7. 7 Curba de randamentului a rotorului model în pompa echipată cu/fără impulsor
Fig. 7. 8 Curba înălțimii de pompare a prototipului transpusă de la încercare rotorului model în pompa dotată cu/fără impulsor și cot
Fig. 7. 9 Curba puterii absorbite a prototipului transpus de la încercare rotorului model în pompa dotată cu/fără impulsor și cot
Fig. 7. 10 Curba de randament a prototipului transpus de la încercare rotorului model în pompa dotată cu/fără impulsor și cot
Fig. 7. 11 Curba înălțimii de pompare a modelului la funcționare în cavitație încercat în pompa dotată cu impulsor și cot
Fig. 7. 12 Curba de sensibilitate la cavitație a rotorului model la funcționarea în cavitație încercat în pompa dotată cu impulsor și cot
Fig. 7. 13 Curba de sensibilitate la cavitație a rotorului ce echipează pompa de la SP Jidoaia, la încercarea cu pompa dotată cu/fără impulsor cu cot
Fig. 7. 14 Profilul de viteze pe secțiunea de ieșire a rotorului impulsor utilizat pentru proiectarea noului rotor de pompă de acumulare

Fig. 7. 15 Geometria meridională a noului rotor cu cinci palete lungi
Fig. 7. 16 Geometria meridională a noului rotor cu paletaj mixt
Fig. 7. 17 Distribuția încărcării peletei de la bordul de atac la bordul de fugă $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial S$
Fig. 7. 18 Distribuția încărcării peletelor de la bordul de atac la bordul de fugă $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial S$
Fig. 7. 19 Distribuția momentului cinetic rv_{θ}^* de la bordul de atac la bordul de fugă pentru noul rotor cu cinci palete lungi
Fig. 7. 20 Distribuția momentului cinetic rv_{θ}^* de la bordul de atac la bordul de fugă pentru rotorul cu paletaj mixt
Fig. 7. 21 Geometria tridimensională a noului rotor cu cinci palete lungi proiectat cu metoda Q-3D de proiectare inversă
Fig. 7. 22 Geometria tridimensională a noului rotor paletaj mixt proiectat cu metoda AD de proiectare inversă
Fig. 7. 23 Domeniul de analiză al rotorului proiectat cu palete lungi SP2
Fig. 7. 24 Domeniul de analiză al rotorului proiectat cu paletaj mixt SP3
Fig. 7. 25 Analiza comparativă a comportamentului energetic pentru soluțiile noi reproiectate pentru pompa de acumulare PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia și rotorul existent în stația de pompare
Fig. 7. 26 Valorile maxime ale parametrului NPSHc pentru soluțiile îmbunătățire de rotor de pompă de acumulare versus rotorul existent
Fig. 7. 27 Subansamble – coroană cu butuc (stânga); inel cu palete (dreapta)
Fig. 7. 28 Subansamblul – inel cu palete rotor reproiectat
Fig. 7. 29 Schița 2D a ansamblului rotor model reproiectat cu impulsor
Fig. 7. 30 Vedere 2D în secțiune a rotorului model reproiectat cu impulsor
Fig. 7. 31 Rotorul model reproiectat
Fig. 7. 32 Rotor model reproiectat la scara 1:5.7 instalat în standul experimental din Laboratorul de pompe de la UPT: fără impulsor (stânga) și cu impulsor (dreapta).
Fig. 7. 33 Curbele înălțimii de pompare a modelului rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor
Fig. 7. 34 Curbele puterii mecanice la arbore determinată pe modelul rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor
Fig. 7. 35 Curbele de randament ale modelului la scara 1:5.7 reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor
Fig. 7. 36 Curbele înălțimii de pompare a rotorului prototip reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia transpuse de la model în funcție de debit cu/fără impulsor
Fig. 7. 37 Curba puterii mecanice la arborele rotorului prototip reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia transpuse de la model în funcție de debit cu/fără impulsor
Fig. 7. 38 Curba de randament a rotorului prototip reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia transpuse de la model în funcție de debit cu/fără impulsor

Fig. 7. 39 Curba înălțimii de pompare a rotorului reproiectat model la funcționare în cavitație fără impulsor
Fig. 7. 40 Curba de cavitație a rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – fără impulsor
Fig. 7. 41 Curba înălțimii de pompare a rotorului reproiectat model la funcționare în cavitație cu impulsor
Fig. 7. 42 Curba de cavitație a rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu impulsor
Fig. 7. 43 Curbele de cavitație ale rotorului model nou reproiectat la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia cu/fără impulsor fata de curba NPSHd.
Fig. 7. 44 Curbele înălțimii de pompare ale modelelor la scara 1:5.7 cu cel existent in SP Jidoaia și reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor
Fig. 7. 45 Curbele puterii mecanice necesare la arborele pompei echipate cu modele la scara 1:5.7 cu cel existent în SP Jidoaia și reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor
Fig. 7. 46 Curbele de randament ale modelelor la scara 1:5.7 cu cel existent in SP Jidoaia și reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor
Fig. 7. 47 Curbele înălțimii de pompare ale rotoarelor prototip la funcționarea cu/fără impulsor
Fig. 7. 48 Curbele puterii absorbite de rotoarele prototip la funcționarea cu/fără impulsor
Fig. 7. 49 Curbele de randament ale rotoarelor prototip la funcționarea cu/fără impulsor
Fig. 7. 50 Curbele de cavitație ale rotoarelor model la funcționarea cu/fără impulsor

1. Introducere

1.1. Probleme actuale ale pompelor centrifuge

1.1.1. Generalități privind pompele centrifuge

Mașinile hidraulice fac parte din categoria mașinilor de forță. În general prin noțiunea de mașină se înțelege un ansamblu de mecanisme și elemente mecanice, electrice, etc. combinate în așa fel încât să transforme o formă dată de energie în lucru mecanic sau o altă formă de energie.

Într-o mașină hidraulică au loc transformări energetice în care energia apare cel puțin sub formă mecanică și hidraulică. Mașinile de forță care transformă energia mecanică în alte forme de energie se numesc în general generatoare. Funcție de tipul agentului purtător de energie, generatoarele pot fi: hidraulice, pneumatice, electrice, termice, etc.

Mașinile de forță care transformă energia unui agent purtător în energie mecanică se numesc motoare, dintre acestea funcție de natura agentului purtător pot fi motoare hidraulice, pneumatice, electrice, termice, etc.

Dacă agentul purtător de energie este un lichid, adică un fluid cu o compresibilitate extrem de scăzută, atunci mașinile de forță sunt generatoare sau motoare hidraulice, iar dacă fluidul purtător de energie își modifică sensibil densitatea în procesul transferului energetic, în cazul gazelor, atunci mașinile de forță sunt generatoare sau motoare pneumatice.

Din categoria generatoarelor hidraulice fac parte pompele, iar din categoria generatoarelor pneumatice fac parte suflantele, compresoarele, pompele de vid, ventilatoarele.

În categoria motoarelor hidraulice intră turbinele și motoarele hidrostatice, iar în categoria motoarelor pneumatice intră turbinele eoliene.

Funcție de modul în care are loc transferul energetic în mașina hidraulică există:

- turbomașini (mașini hidrodinamice) - sunt mașini la care mișcarea mecanică esențială în transferul energetic este cea de rotație;
- mașini volumice - sunt mașini la care transferul energetic către fluidul de lucru se face prin deplasarea forțată a unor volume închise de fluid între aspirația și refularea mașinii.

1.1.2. Mărimi caracteristice funcționale ale pompelor

Pentru caracterizarea funcționării mașinilor hidraulice, corespunzător sensului de curgere a fluidului prin mașină se va nota cu a intrarea și cu r ieșirea acesteia.

Astfel, funcționarea generatoarelor hidraulice este caracterizată de următoarele mărimi:

1) Debitul definit prin cantitatea de fluid care trece prin secțiunea de ieșire a mașinii în unitatea de timp. Debitul poate fi volumic [m^3/s], gravimetric [N/s] sau masic [kg/s].

2) Înălțimea de pompare este energia specifică totală primită de lichid la trecerea sa prin mașină și deci, este diferența dintre energia specifică totală a lichidului de la ieșirea și intrarea în mașină.

Energia specifică totală a lichidului se poate exprima prin energia totală E raportată la greutatea fluidului G - notată cu e - sau la masa M - notată cu y :

$$e = \frac{E}{M} = \frac{p}{\rho} + z + \frac{av^2}{2g} \quad [m=J/N] \quad (1.1)$$

$$y = \frac{E}{M} = \frac{p}{\rho} + gz + \frac{av^2}{2} \quad [J/kg] \quad (1.2)$$

$$H = \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{a v^2}{2g} \right)_a - \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{a v^2}{2g} \right)_r \quad (1.3)$$

$$E = \left(gz + \frac{p}{\rho} + \frac{a v^2}{2} \right)_a - \left(gz + \frac{p}{\rho} + \frac{a v^2}{2} \right)_r \quad (1.4)$$

Se observă legătura între cele două forme:

$$E = gH \quad (1.5)$$

3) Puterea utilă este puterea transferată lichidului:

$$P_U = \rho gQH \quad (1.6)$$

4) Puterea absorbită P reprezintă puterea aplicată mașinii pentru a realiza pomparea lichidului. La mașinile rotative :

$$P = M \cdot \omega \quad (1.7)$$

5) Randamentul, caracterizează eficiența transformării energetice:

$$\eta = \frac{P_U}{P} \quad (1.8)$$

În cazul mașinilor rotative, turația este un parametru important, notată de regulă cu n , valorile debitului și transferului de energie depinzând de aceasta. Alt parametru important în cazul turbomașinilor este diametrul rotorului D .

În procesul de transformare a energiei hidraulice în energie mecanică și/sau invers, apar transformări parțiale ale energiei potențiale și cinetice ale fluidului.

Ponderea energiei potențiale din energia totală se numește grad de reacție R . Pentru generatoarele hidraulice acesta este:

$$R_g = \frac{H_{st}}{H} = \frac{\left(z + \frac{p}{\rho g} \right)_a - \left(z + \frac{p}{\rho g} \right)_r}{H} = \frac{\left(gz + \frac{p}{\rho} \right)_a - \left(gz + \frac{p}{\rho} \right)_r}{H} \quad (1.9)$$

Conform ecuațiilor de mai sus se observă că gradul de reacție are valori cuprinse între 0 și 1. Dacă mașina are gradul de reacție zero, este numită mașină cu acțiune, energia transferată fiind realizată de energia cinetică (turbina Pelton). Dacă gradul de reacție este diferit de zero, atunci se spune că mașina este cu reacțiune.

Printre mărimile funcționale importante ale mașinilor hidraulice (ce funcționează cu lichide) se numără și coeficientul de cavitație, notat σ , fiind o mărime adimensională ce caracterizează dezvoltarea fenomenului de cavitație din mașină. Expresia sa depinde de elementele caracteristice traseului hidraulic al mașinii, iar funcționarea într-un anumit stadiu de cavitație se stabilește și în funcție de coeficientul de cavitație caracteristic instalației în care funcționează mașina hidraulică.

1.1.3. Clasificarea pompelor

Turbopompele se clasifică, din punct de vedere constructiv, cu ajutorul turației caracteristice n_q sau turației specifice n_s care se mai numesc și rapiditate cinematică, respectiv rapiditate dinamică.

Turația caracteristică n_q a unei pompe este turația unei pompe asemenea cu cea dată și care vehiculează un debit egal cu unitatea realizând o înălțime de pompare $H = 1 \text{ J/N} = 1 \text{ m}$. Analog, turația specifică a unei pompe este turația unei pompe asemenea cu cea dată, care pentru realizarea unei înălțimi de pompare de 1 m, absoarbe o putere de 1 CP sau 1 kW.

Pentru clasificarea constructivă se mai utilizează și numărul caracteristic:

$$k^* = \frac{2\pi n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = \frac{2\pi n\sqrt{Q}}{E^{3/4}} \tag{1.10}$$

unde toate mărimile fiind introduse în sistemul internațional, iar turația în rot/sec.

Turația specifică n_s se poate exprima utilizând în ecuație puterea P în cai putere, caz în care se obișnuiește notația n_{sCP} . Aceasta este turația unei pompe asemenea geometric cu cea dată și care dezvoltă o putere de 1CP la o înălțime de pompare de $H = 1 \text{ J/N} = 1 \text{ m}$.

Considerând lichidul de lucru apa și exprimând mărimile în unități SI (cu excepția puterii), rezultă relația de legătură între aceste mărimi:

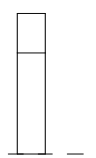
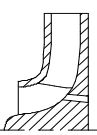
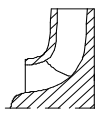



$$n_{sCP} = 3.65n_q = 133k^* \tag{1.11}$$

În cazul exprimării puterii în [kW] turația specifică se notează n_{skW} și:

$$n_{sCP} = 1.16n_{skW} \tag{1.12}$$

În Tabelul 1.1 sunt prezentate tipurile constructive ale pompelor în funcție de n_{sCP} , k^* și n_q . Se observă din tabel că pompele centrifuge acoperă un larg domeniu de funcționare: $k^* = 0.2 \dots 0.6$ sau $n_{sCP} = 40 \dots 500$, respectiv $n_q = 11 \dots 35$.

Tabel 1.1 Clasificarea turbopompelor, Anton L.E. și Baya [14]

Tipul pompei	Pompa cu canal lateral sau periferial	Pompa centrifuga cu rotor:				Pompa axiala
		lent	normal	rapid	diagonal	
Forma in secțiunea meridiană a rotorului						
k	0,04 – 0,2	0,2 – 0,4	0,4 – 0,8	0,8 – 1,55	1,55 – 2,6	2,6 – 6,2
n_{sCP}	8 – 40	40 – 80	80 – 150	150 – 300	300 – 500	500 – 1200
n_q	2,2 – 11	11 – 22	22 – 41	41 – 82	82 – 135	135 – 330

1.2. Stadiul actual al cercetării privind pompele centrifuge

În ultimii 25 de ani, pe plan mondial, domeniul de concepere, dezvoltare și producție a pompelor centrifuge a suferit schimbări fundamentale, schimbări realizate desigur de cei care lucrează în acest domeniu de foarte mult timp. Producerea acestor schimbări s-a datorat procesului de industrializare, extinderea zonelor urbane și a numărului de locuitori precum și cerințelor pieței, după cum rezultă din Hergt [60], Gopalakrishnan [54] și Ohashi [89], Tsujimoto și alții [114].

Așa cum reiese din Hergt [60], scopurile acestor schimbări (ex.: randamentul maxim) sunt aceleași, însă definiția acestora a devenit din „cum putem găsi cel mai bun contur hidraulic dintre toate posibile” în „cum s-a proiectăm un contur hidraulic care să întrunească cerințele moderne, costuri mici pentru fabricarea acestora și simplificarea lor fără a influența caracteristicile dorite”.

În Fig. 1. 1 Bois [24] prezintă grafic procesul de dezvoltare, din anii 1940 până în anii 2000, a unităților producătoare de energie electrică (termocentrale, hidrocentrale și centrale atomice). De asemenea cercetările realizate de Bois [24] arată că fiabilitatea este un factor foarte important în ceea ce privește achiziționarea unui produs, deoarece costul de mentenanță al unui hidro-agregat depășește semnificativ costurile inițiale de achiziție a acestuia Fig. 1. 2.

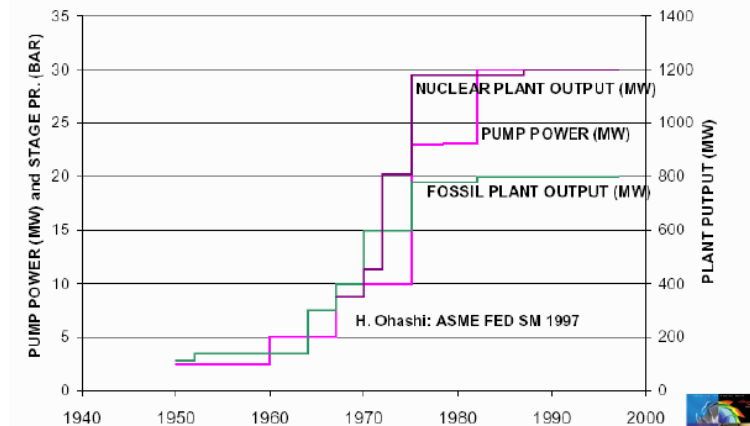


Fig. 1. 1 Procesul de dezvoltare a centralelor electrice din anul 1950 până în 2000, Bois [24]

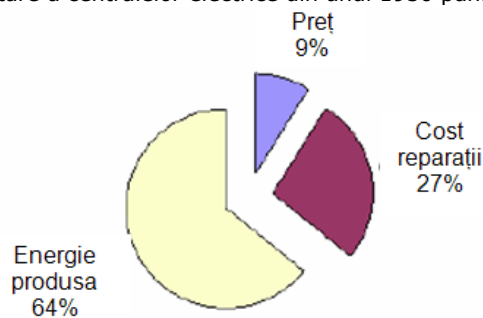


Fig. 1. 2 Ponderile costurilor reparațiilor hidro-agregatelor, Bois [24]

Pentru îmbunătățirea fiabilității cercetările s-au axat pe minimizarea vibrațiilor (Fig. 1. 3), adică reducerea forțelor și eliminarea surselor de rezonanță. Îmbunătățirea rezistenței la cavitație este de asemenea un aspect foarte important.

Modelarea curgerii în diferite sisteme este o ramură de mult integrată în diferite branșe ale industriei. Modelarea fenomenelor specifice curgerii fluidelor este de mare interes în toate aplicațiile care implică o curgere într-un anumit sistem, de la industria auto și aviatică până la industria de construcții civile, Bross și Fitz [28].

În prezent, cât și pe viitor domeniul de proiectare, dezvoltare și producție al pompelor centrifuge se va axa spre reducerea costurilor de fabricație/întreținere și creșterea performanțelor energetice și cavitaționale.

În rotorul pompelor centrifuge se produc fenomene de curgere 3D complexe care includ turbulențe, curgeri secundare, nestaționaritate etc., Brennen [26]. O metodă de îmbunătățire a performanțelor este diminuarea forțelor hidrodinamice de interacțiune care apar între rotor și colector.

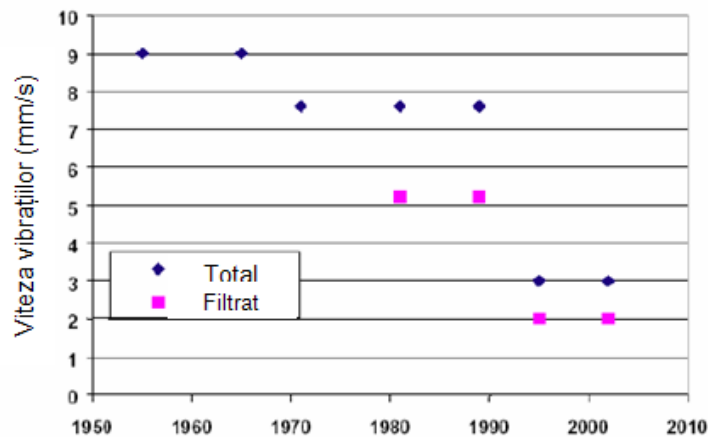


Fig. 1. 3 Reducerea vibrațiilor din lagăre din anii 1950 până în anii 2010, Bois [24]

Din analiza teoretică a forțelor hidrodinamice care apar între rotor și pintenul colectorului, Adkins [7], reiese inabilitatea paletelor de a ghida perfect curentul prin rotor, determinând cu metode teoretice perturbațiile curentului care apar în zona de refluxare a rotorului. După mai multe campanii de măsurători la diferite regimuri de funcționare s-a dovedit că într-adevăr aceste forțe hidrodinamice sunt perturbatoare pentru întregul proces de transformare a energiei electrice în energie stereomecanică și apoi în energie hidraulică. Presiunea care acționează pe suprafața frontală a coroanei rotorului are un efect major asupra forțelor hidrodinamice perturbatoare, Adkins [7]. Fluctuațiile de presiune interacționează cu, colectorul sau chiar cu circuitul crescând astfel numărul efectelor dinamice (în general al forțelor nestaționare) care acționează asupra componentelor mecanice, așa cum reiese din Adkins [7], și care sunt cele mai importante surse de vibrații și zgomot, Dong [39], Chu și alții [34].

Gonzales [53] și Blanco-Marigorta [23] au analizat prin simulare numerică efectele dinamice datorate interacțiunii rotor-pintenul colectorului pentru o pompă centrifugă, surprinzând dinamica și efectele curgerii nestaționare din interiorul pompei.

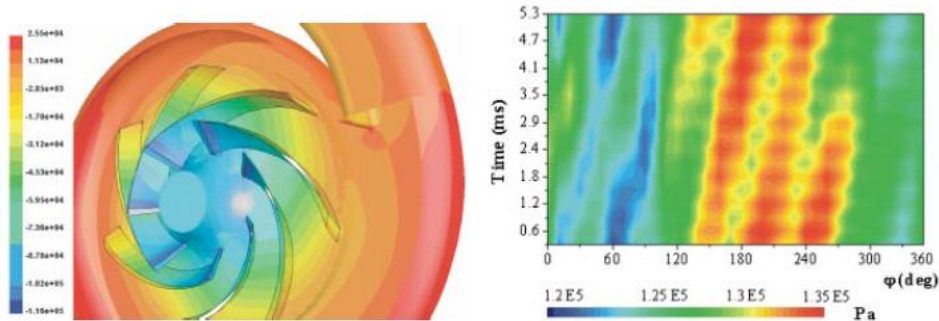


Fig. 1. 4 Conturul presiunii statice (Pa) la debitul nominal (stânga); distribuția presiunii nestaționare (dreapta), Gonzales [53]

Fenomenul de cavitație și efectele acestuia joacă un rol important în proiectarea și utilizarea pompelor centrifuge. Mecanismul prin care fenomenul de cavitație conduce la o scădere a înălțimii de pompare este de mare interes, Frobenius și alții [45]. Hirschi și alții [61] au încercat, cu ajutorul simulării numerice, să estimeze comportamentul cavitațional al unui rotor de pompă centrifugă cu scopul de a compara rezultatele numerice cu datele experimentale. Pentru o estimare cât mai precisă a fenomenului de cavitație, mai multe modele de analiza numerică au fost dezvoltate, rafinate și aplicate în ultimii ani, atât pentru curgeri staționare, Lemonier și Rowe [77], Dupont și Avellan [42], cât și pentru curgeri nestaționare, Delannoy și Kueny [35], Kubota și alții [72].

Cercetările realizate la Von Karman Institute for Fluid Dynamics, sub conducerea lui R.A. Van den Braembusshe, prezintă o metodă de optimizare a geometriei unui rotor radial [115] bazată pe o rețea neuronală artificială, algoritmi genetici și un cod 3D de rezolvare a ecuațiilor Navier-Stokes, metodă folosită pentru a prezice performanțele unei anumite geometrii de rotor. Această metodă a fost folosită și pentru a efectua o optimizare multipunct, adică geometria obținută să aibă performanțe energetice cât și cavitaționale îmbunătățite la mai multe puncte de funcționare.

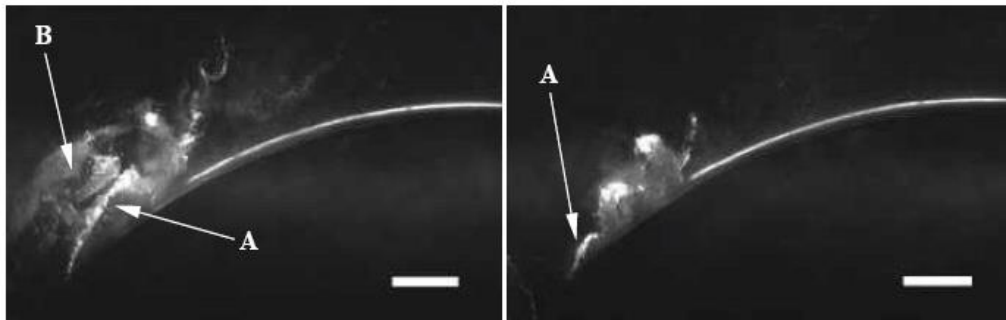


Fig. 1. 5 Cavitație cu caracter nestaționar dezvoltată pe extradosul paletei, Hofmann și alții [62]

Hofmann și alții [62] folosesc diferite tehnici experimentale și simulări numerice 3D a curgerilor bifazice pentru a prezenta o metodă de optimizare a geometriei unui rotor cu palete torsionate care funcționează în cavitație și în lipsa acesteia. Scopul acestei cercetări este de a îmbogăți cantitatea de informații asupra comportamentului nestaționar al curgerilor în regim cavitațional și agresivitatea eroziunilor de material de pe rotor provocate de acesta.

Miloș și alții [82] propun o metodă complet automată de generare a canalului interpaletar al unui rotor de pompă centrifugă, pornind de la datele geometrice asigurate de codul de proiectare quasi-3D. Pentru a genera traseul hidraulic al canalului interpaletar, metoda se bazează pe interpolarea unei cantități cinematice semnificative a distribuției încărcării pe paletă.

Goto și alții [55] au dezvoltat un proces automat de proiectare a componentelor hidraulice al pompelor: rotoare, colectoare etc. Procesul cuprinde o metodă 3D de proiectarea inversă, tehnologia de modelare a geometriei 3D a rotorului, generarea rețelei de discretizare și analiza numerică. Sistemul este conectat la o rețea de CNC-uri pentru prelucrarea mecanică a componentelor proiectate. Utilizarea acestei noi metode conduce la o reducere semnificativă a timpului de proiectare și realizare a pompelor cu randamente ridicate, fiabile și concepte de proiectare inovative.

Li [78] prezintă o metodă inversă de proiectare a paletajului turbomașinilor. Pentru a obține o paletă continuă și o încărcare atent controlată, aceasta metodă utilizează o încărcare a paletelor de forma unei curbe cubice Beizer care exprimă matematic funcția intensității vârtejului.

Zanganeh [122] propune în 1991 o metodă de proiectare inversă a paletajului turbomașinilor. În 1998 Zanganeh [123] dezvoltă metoda de proiectare inversă pentru a fi aplicată la proiectarea rotoarelor de pompe centrifuge. Metoda de proiectare inversă quasi-3D (Q-3D), consideră că paletele rotorice sunt reprezentate de suprafețe de vârtej care depind de distribuția circumferențială a vitezei specifice mediate a vârtejului $r\bar{V}_\theta$. Cu scopul de a obține randamente ridicate și un comportament cavitațional îmbunătățit pentru pompele centrifuge, optimizarea încărcării paletelor este un subiect amplu dezbătut în literatură, Yiu și Zanganeh [121], Ashihara și Goto [19].

1.2.1 Pompe centrifuge de acumulare

Pompele de acumulare reprezintă o categorie aparte din tipologia generală a generatoarelor hidraulice. Aceste pompe sunt destinate vehiculării debitelor ridicate, pe lângă funcționarea la randamente ridicate și cu o dezvoltare acceptabilă a fenomenului de cavitație. Astfel au apărut pompele cu dublă intrare, mono- sau multietajate, în funcție de înălțimea de pompare necesară. Pentru creșterea debitului pompelor centrifuge se utilizează soluția cu două rotoare în paralel, care presupune o intrare dublă ca în Fig. 1. 6 și Fig. 1. 7.

Aceste pompe sunt utilizate la alimentări cu apă, irigații și ca pompe de acumulare în amenajările hidroenergetice. Corpul pompei cuprinde atât camera de aspirație – cât și colectorul (de refulare). Racordurile de aspirație și refulare sunt așezate în partea de jos a pompei, unde se află și tălpile de prindere. Rotorul cu intrare dublă este fixat prin pană pe arbore, sprijinit pe rulmenți și etanșat cu garnituri. Având două rotoare solidare care funcționează ca și cum ar fi legate în paralel, aspirația în pompă se face pentru ambele rotoare prin intermediul a două camere de aspirație simetrice de o geometrie specială, sub forma unui pantalon cotit străbătute de arbore, în final apa din cele două rotoare ajungând în colector, după care este evacuată din pompă. Soluțiile constructive de pompe de acumulare cu dublu flux prezentate în Fig. 1. 6 și Fig. 1. 7 se regăsesc și în sistemul hidroenergetic românesc, la SP Jidoaia respectiv SP Lotru Aval.

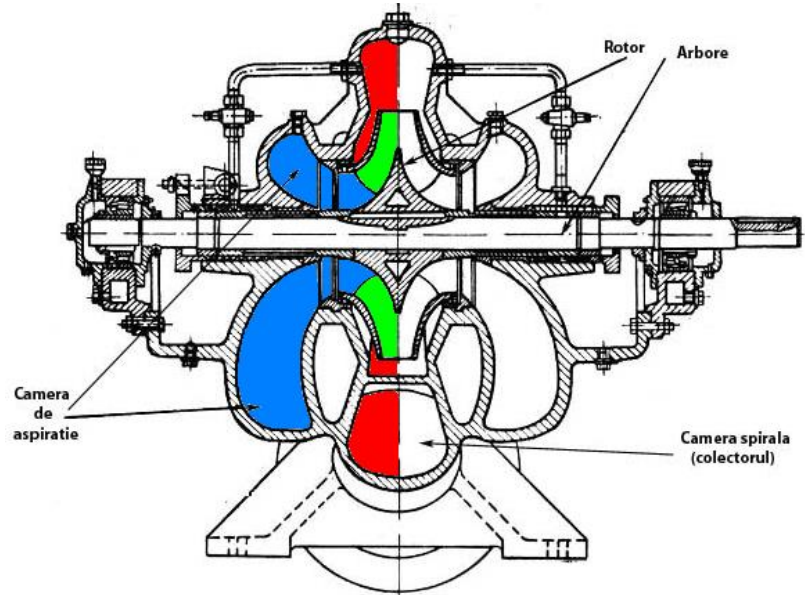


Fig. 1. 6 Pompa centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [14]

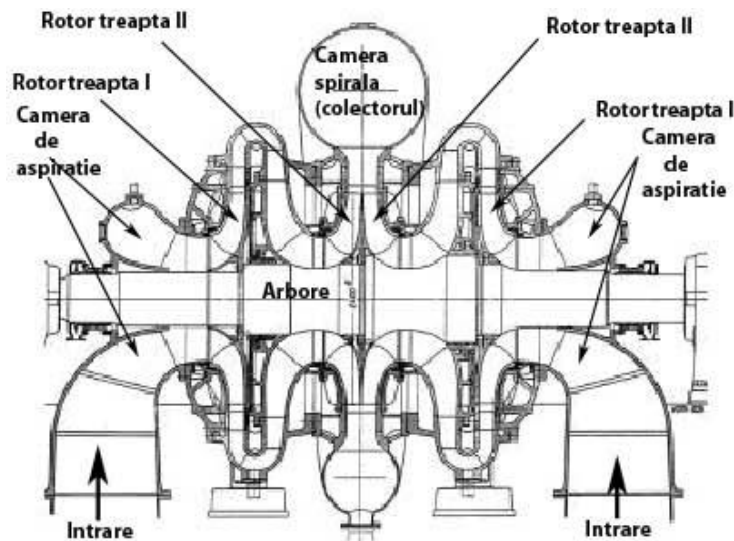


Fig. 1. 7 Pompă de acumulare cu dublu flux, Miloș [81]

Necesitatea pomparei lichidelor la presiuni ridicate și debite relativ reduse, în condițiile unor dimensiuni mici de gabarit ale pompelor centrifuge, a determinat apariția unei soluții constructive ce presupune înscrierea rotoarelor, rezultând pompele centrifuge multietajate Fig. 1. 8. Această pompă de acumulare cu dublu flux multietajată prezintă două rotoare așezate spate în spate legate în serie, aspirația făcându-se pentru primul rotor printr-o cameră de aspirație similară pompelor de acumulare cu dublu flux cu rotoare legate în paralel. Din primul rotor apa este condusă la cel de-al doilea rotor prin intermediul unei alte conducte, iar din cel de-al doilea rotor apa ajunge în colector după care este evacuată din pompă.

Astfel de pompe se găsesc în România la SP Gâlceag. Noi soluții constructive de pompe de acumulare sunt prezentate în Fig. 1. 9. Aceste noi soluții prezintă o cameră de aspirație tangențială comparativ cu vechile soluții constructive care prezintă o cameră de aspirație simetrică cu o geometrie complexă.

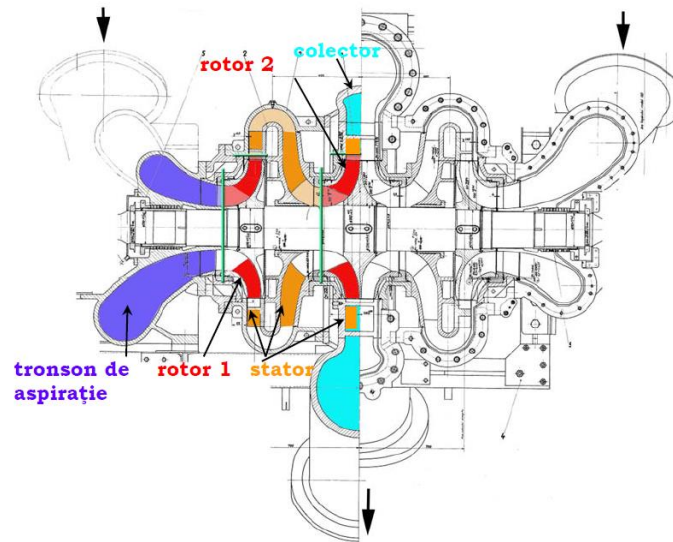


Fig. 1. 8 Pompă de acumulare cu dublu flux și două etaje, Dunca [41]

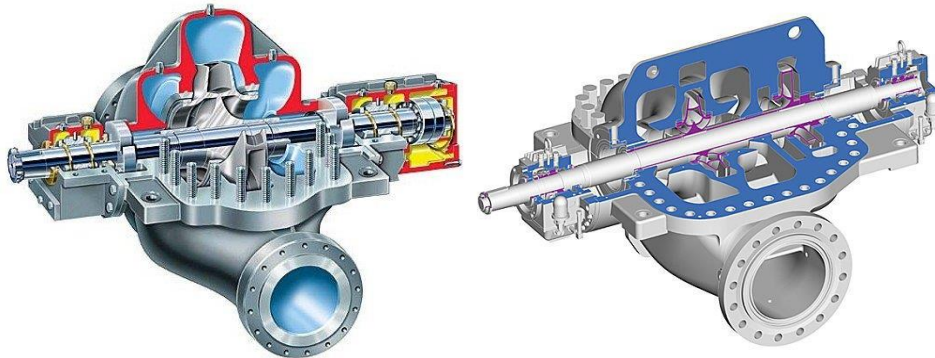


Fig. 1. 9 Soluții constructive noi de pompe de acumulare: cu un rotor(stânga), cu două rotoare (dreapta), Wikipedia [124]

În cazul pompelor de acumulare cercetările se axează pe investigarea curgerii în camera de aspirație. Aceasta cameră de aspirație, după cum s-a menționat anterior, are o formă specială, prezentând o pilă centrală care o desparte în două jumătăți identice în timp ce arborele pompei trece prin interiorul acesteia. Astfel de geometrie complexă generează perturbații ale curgerii în câmpul hidrodinamic amonte de rotor. Investigațiile anterioare asupra câmpului hidrodinamic de curgere amonte de rotor, au evidențiat neuniformitățile generate în curgere de geometria complexă a camerei de aspirație și a prezenței pilei centrale și a arborelui. Ludke [79] a realizat în detaliu investigații experimentale a câmpului hidrodinamic de curgere în camere de aspirație radiale și tangențiale cu scopul de a identifica structura curentului din aceste tipuri camere de aspirație.

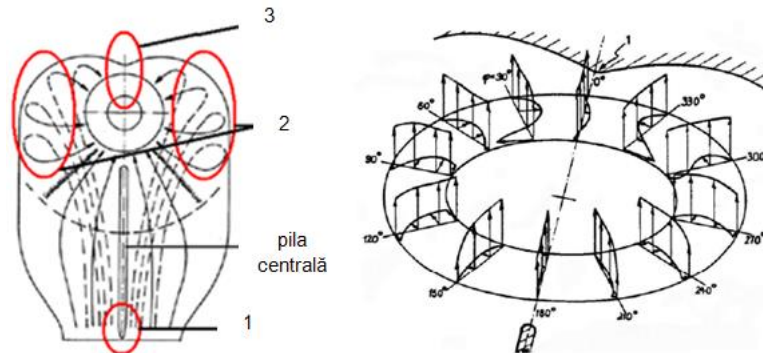


Fig. 1. 10 Structura curentului în camera de aspirație a pompelor de acumulare cu dublu flux, Van den Braembussche [116]

În interiorul camerei de aspirație simetrice, cazul de față, structura curentului este una foarte complexă. Structura curentului în cotul de la aspirație a pompei de acumulare este prezentată în Fig. 1. 10 – stânga, în interiorul acesteia sunt evidențiate trei zone de separare a curentului:

1. prima zonă este localizată în vecinătatea pilei centrale unde conducta se desparte în două jumătăți identice;
2. a doua este localizată în zona de curbură a camerei, zonă în care curentul devine din radial un curent axial;
3. a treia zonă fiind localizată în spatele arborelui.

De asemenea pe secțiunea de ieșire a camerei de aspirație, curentul prezintă două vârtejuri contra-rotative în spatele arborelui, Fig. 1. 10 - dreapta.

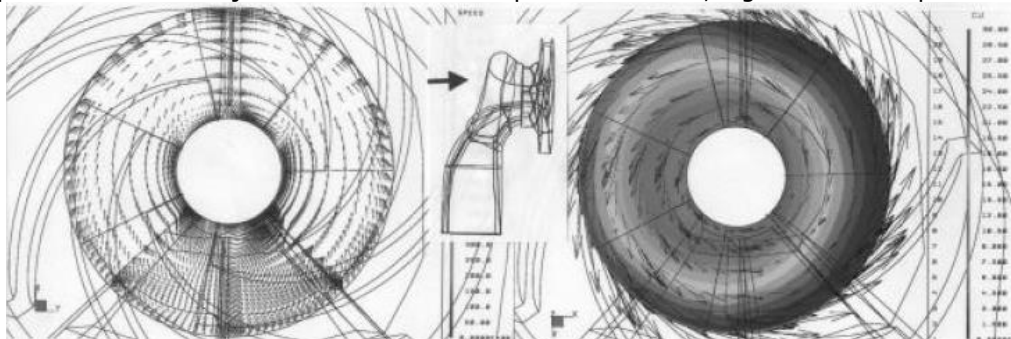


Fig. 1. 11 Viteza circumferențială absolută (stânga) și viteza circumferențială relativă (dreapta) amonte de rotor, Sallaberger și alții [95]

Prezența vârtejurilor contra rotative a fost surprinsă și de Sallaberger și alții [95] prin vizualizarea vitezei circumferențiale absolute, Fig. 1. 11. Aceste vârtejuri conduc la apariția unui câmp hidrodinamic neuniform la intrare în rotor. În consecință, datorită structurii complexe a câmpului de curgere generat de camera de aspirație, performanțele cavitaționale ale rotorului sunt deteriorate și fenomene nestăționare sunt generate.

Stuparu și alții [102] au evaluat cu ajutorul simulărilor numerice comportamentul curgerii în camera de aspirație și în rotorul unei pompe centrifuge de acumulare. Anton L.E. și alții [16] au investigat numeric câmpul hidrodinamic dintr-o conductă de aspirație simetrică a unei pompe cu dublu flux.

Interacțiunea dintre rotor și pintenul colectorului și/sau ante/post-stator reprezintă o altă ramură de interes în investigarea pompelor centrifuge de acumulare. Yang și alții [120] au proiectat cu diferite considerente și au analizat numeric utilizând coduri CFD, patru rotoare de pompă de acumulare cu dublu flux. În analiza numerică s-au investigat fluctuațiile de presiune apărute între pintenul colectorului și paletel rorice. Rezultatele obținute reprezintă o referință în proiectarea rotoarelor pompelor centrifuge cu dublu flux. Mișcarea relativă dintre rotor și pintenul colectorului generează interacțiuni netaționare care afectează performanțele pompelor și este responsabilă de apariția fluctuațiilor de presiune.

Dunca [40], [41] a investigat cu ajutorul metodelor numerice 3D curgerea staționară turbulentă într-o pompă centrifugă cu dublu flux dublu etajată echipată cu un post-stator la refularea din primul rotor și un ante-stator la aspirația celui de-al doilea rotor. Post-statorul are rolul de a uniformiza unghiul de curgere β_2 de la refularea primului rotor în timp de ante-statorul asigură un unghi de curgere β_1 favorabil la aspirația celui de-al doilea rotor. Cercetările s-au axat pe interacțiunea rotor- post-stator, observând că distribuția de presiuni pe paletel rorice este influențată de prezența paletel post-statorice, propunând o soluție de diminuare a acestor interacțiuni.



Fig. 1. 12 Pompă centrifugă dublu etajată cu dublu flux, cu stator, Dunca [41]

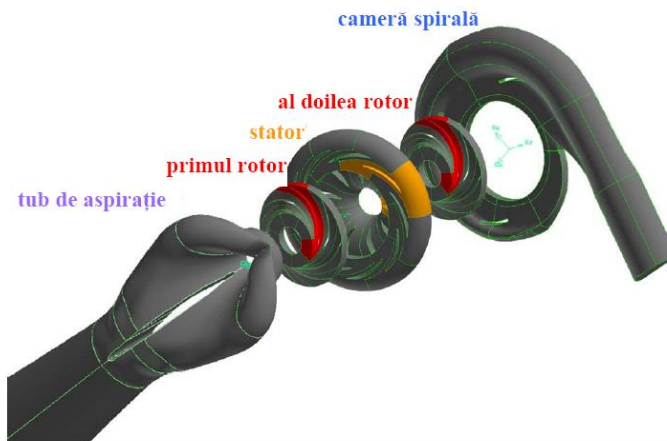


Fig. 1. 13 Traseul hidraulic analizat al pompei centrifuge dublu etajată cu dublu flux, cu stator, Dunca [41]

Din investigațiile anterioare efectuate asupra funcționării pompelor centrifuge, se desprind următoarele concluzii:

- ✓ performanțele energetice și cavitaționale ale pompelor centrifuge sunt afectate de fenomene hidrodinamice 3D complexe care apar în câmpul hidrodinamic;
- ✓ funcționarea pompelor cu dublu flux este afectată de forma camerei de aspirație și prezenței arborelui, care induc neuniformități circumferențiale (vârtejuri și separări ale curentului) în câmpului hidrodinamic amonte de rotor;
- ✓ dezvoltarea de noi metode de îmbunătățirea a funcționării pompelor centrifuge reprezintă o preocupare globală larg dezbătută în literatura de specialitate;
- ✓ se dorește adoptarea de soluții inovative de îmbunătățirea a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotoarelor prin reproiectarea geometrie paletelor.

1.3. Amenajarea hidroenergetică Lotru

Uzina Electrică Lotru are ca amenajare principală centrala Ciunget cu o putere instalată de 510 MW, alimentată din lacul Vidra aflat pe cursul râului Lotru. Acesta este un râu intramontan cu un debit constant de cca 4 m³/s, prea mic pentru exploatarea Ciunget. În consecință s-au realizat captări secundare din bazinele hidrografice adiacente, apa fiind adusă în lacul Vidra în special prin pompare.

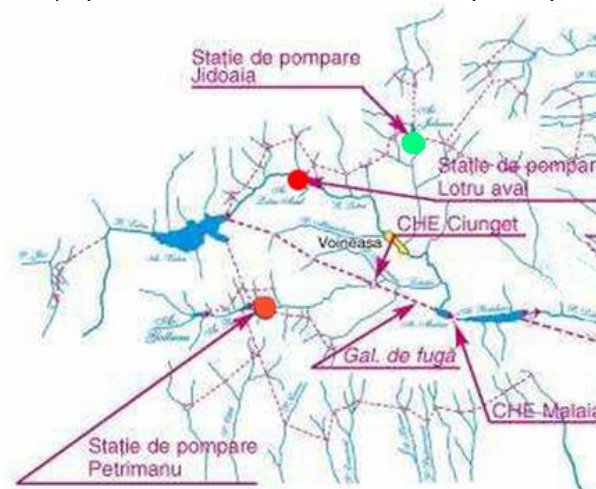


Fig. 1. 14 Amplasarea stațiilor de pompare din amenajarea Lotru

Stațiile de pompare din sistemul amenajării hidroenergetice LOTRU sunt: Lotru Aval (Balindru), Jidoaia și Petrimanu. Amplasarea lor față de lacul Vidra pe care-l deservește este prezentată în Fig. 1. 14. Stațiile de pompare sunt destinate pomparii apei acumulate în lacurile artificiale create în spatele barajelor Lotru Aval (NNR1030 m), Jidoaia (NNR 1182 m) și Petrimanu (NNR 1130 m). Pomparea este realizată prin intermediul a două tipuri de pompe:

- pompele MU 81 de fabricație Neyrpic Franța;
- PRO de aceeași proveniență, PRO 10-195 pentru Jidoaia și PRO 10.5-170 pentru Petrimanu.

O parte din pompele PRO au fost fabricate și în România la UCM Reșița.

Din punct de vedere al capacității, pompele de la Lotru Aval asigură $1.06 \text{ m}^3/\text{s}$ la funcționare individuală și $2 \text{ m}^3/\text{s}$ la funcționare în paralel ca debit maxim, cele de la Jidoaia asigurând un debit de $4.5 \text{ m}^3/\text{s}$ la funcționare individuală și $9 \text{ m}^3/\text{s}$ la funcționare simultană, iar cele de la Petrimanu asigură un debit de 4.66 în punctul nominal de funcționare, adică la o înălțime de pompare de 171 m ceea ce conduce la un debit cumulat pentru trei pompe de circa $13.5 \text{ m}^3/\text{s}$, conform datelor de proiectare puse la dispoziție de către beneficiar. Aceste valori ale debitelor sunt cele care pot fi pompate în lacul Vidra (NNR 1289 m), din cele trei lacuri de acumulare amintite anterior. Apa pompată urmează să fie apoi turbinată în CHE Lotru-Ciunget, CHE Mălaia și CHE Brădișor. De la punerea în funcțiune, stațiile de pompare și-au îndeplinit rolul și au necesitat doar reparații curente.

Sistemul de captări și aducțiuni secundare, suplimentează debitul captat cu $13.5 \text{ m}^3/\text{s}$, față de cei $4.5 \text{ m}^3/\text{s}$ ai cursului principal și asigură 75% din stocul de apă necesar producției de energie, ceea ce subliniază importanța bunei funcționări a sistemelor de pompare.

1.3.1. Stația de pompare Jidoaia

Stația de pompare Jidoaia are o importanță deosebită, aceasta stație de pompare situându-se pe pârâul Voineșița care alimentează lacul de acumulare Jidoaia, care la rândul lui face parte sistemul hidroenergetic de pe râul Lotru.



Fig. 1. 15 Vedere generală a stației de pompare Jidoaia

În Fig. 1. 15 se prezintă o vedere generală a stației de pompare Jidoaia în care se observă barajul stației de pompare și clădirea în care se află hidro-agregatele de pompare și motoarele de acționare.

Fig. 1. 16 prezintă schema amplasării hidro-agregatelor din centrală. Se poate observa că pompele sunt montate în paralel, alimentate de patru conducte de aspirație, câte două pentru fiecare pompă aferente fiecărei intrări. Pompele refulează împreună într-o conductă de refulare, asigurându-se un debit mare.

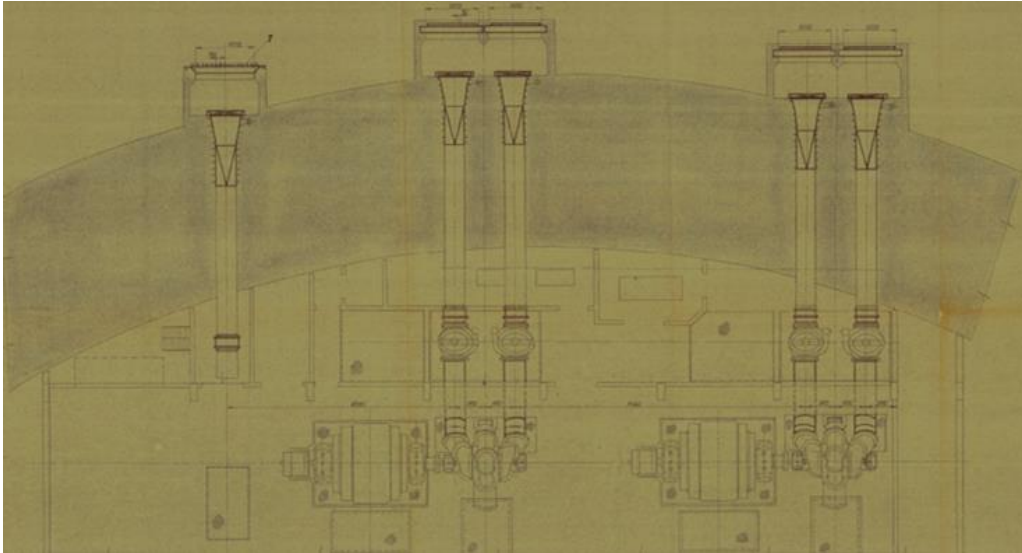


Fig. 1. 16 Schema amplasării hidro-agregatelor în SP Jidoaia, [38]

1.3.2. Parametrii funcționali ai pompelor PRO 10-195 din SP Jidoaia. Regimuri normale de exploatare



Fig. 1. 17 Vedere hidroagregat PRO 10-195 – pompa din SP Jidoaia

Stația de pompare este echipată cu două pompe de tip PRO 10 195, una de fabricație Neyrpic Franța (pompa 1) iar cea de a doua (pompa 2) de fabricație sub licență la UCM Reșița. Pompele, centrifuge cu dublu flux, au fost livrate pentru $H = 193$ m și $Q = 4.2$ m³/s, fiind antrenate de câte un motor electric de 10.5 MW la turația de 1000 rpm, motoare electrice de asemenea de fabricație UCMR. Pompele funcționează individual sau simultan, în funcție de debitul afluent în lacul de acumulare. Pentru pompele PRO 10-195 de la SP Jidoaia valorile garantate ale parametrilor funcționali sunt prezentate în Tabelul 1.2.

Tabel 1. 2 Parametrii funcționali ai pompelor PRO 10-195 din SP Jidoaia

Mărimea	Simbol	U/M	Valorile parametrilor funcționali garantate de producător		
Înălțime manometrică totală	H	m	197	193	185
Debitul	Q	m ³ /s	4	4.2	4.6
Puterea absorbită	P	kW	8840	8940	9210
Randamentul total	η	%	87.5	89	90

Stația de pompare Jidoaia funcționează la nivele variabile de aspirație cuprinse între cotele 1180 m și 1171 m, cote ce corespund respectiv lacului plin NNR și limitei impuse prin proiect pentru pompe (valoare considerată ca și referință fiind regăsită de două ori în documentația tehnică). Din punct de vedere al refulării, stația de pompare refulează într-un bazin cu cota de radier de 1353 m prevăzut cu un deversor la cota 1356 m, refularea fiind considerată cu nivel constant. În aceste condiții, înălțimea geodezică a sistemului H geodezic variază continuu, pe durata exploatării normale, între următoarele valori:

- H geo min 1356.2 – 1180 = 176.2 m;
- H geo max 1357.2 – 1171 = 186.2 m.

1.3.3. Aspecte particulare privind funcționarea pompelor de acumulare PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia

1.3.3.1. Măsurători „in situ” efectuate la SP Jidoaia

Stațiile de pompare din sistemul Lotru se află în funcțiune de cca 40 de ani, perioadă în care pompele au suferit numeroase reparații, cu precădere înlocuirea rotoarelor. Din acest motiv caracteristicile reale de funcționare s-au îndepărtat de cele garantate de producător.

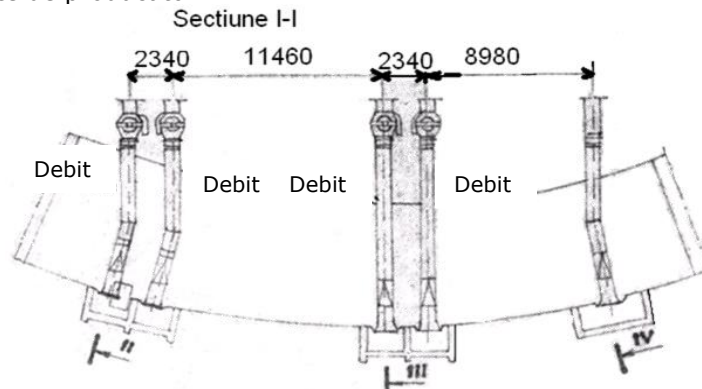


Fig. 1. 18 Locul de amplasare a debitmetrelor pe schema amenajării SP Jidoaia, Anton A.[12]

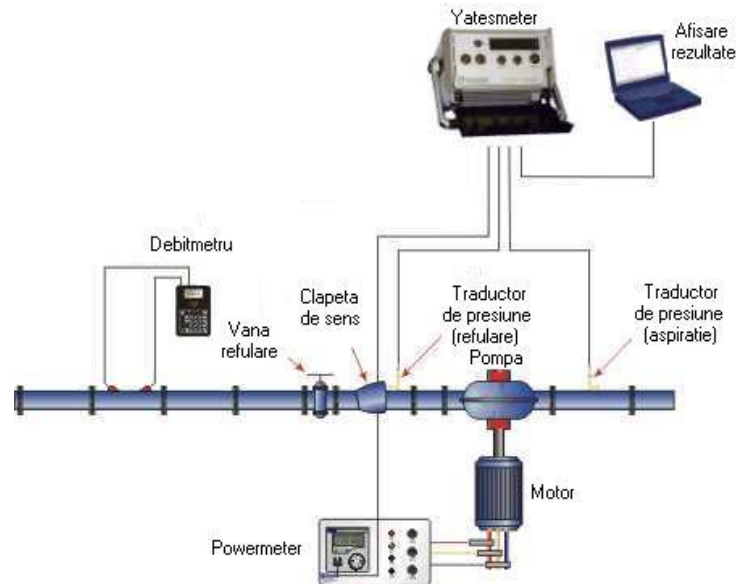


Fig. 1. 19 Amplasarea aparatelor de măsură folosite la măsurătorile in situ, Anton A. [12]

O etapă importantă este determinarea caracteristicilor acestor pompe prin măsurători "in situ". Pentru SP Jidoaia măsurătorile au fost efectuate de echipa coordonată de Prof.dr.ing. Anton Anton de la Universitatea Tehnică de Construcții din București, în cadrul proiectului „Determinarea caracteristicilor reale de funcționare ale hidroagregatelor se la stațiile de pompare Petrimanu, Jidoaia și Lotru Aval din amenajarea Lotru 2004-2006” Nr.87-12.02/04.05.2004. Acest proiect a avut ca și instituție coordonatoare Universitatea Politehnică din Timișoara și director de proiect pe Prof.dr.ing. Liviu Eugen Anton. Procedura aplicată a fost metoda termodinamică, care în principiu determină caracteristicile pompei utilizând legea conservării energiei, Baya și alții [21], Stuparu [99]. Fig. 1. 18 și Fig. 1. 19 prezintă schema amplasării aparatelor de măsură utilizate pentru efectuarea măsurătorilor.

1.3.3.2. Reprezentarea grafică a rezultatelor măsurate

În urma măsurătorilor efectuate de Prof.dr.ing. Anton Anton s-au trasat curbele caracteristice pompelor PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia (Fig. 1. 20 și Fig. 1. 21).

Pompa 1 realizează o înălțime manometrică de cca 172-185 m și pompa 2 cca 180-187 m (Fig. 1. 20), înălțimi de pompare mai mici decât înălțimea garantată de producător. Din suprapunerea curbelor caracteristice pompelor (Fig. 1. 22) se observă domeniile de funcționare mult diferite, pompa 1 pompând în permanență la aceeași înălțime de pompare un debit mai mare decât pompa 2.

Din punct de vedere al randamentului, punctele măsurate sunt apropiate (Fig. 1. 21). Se constată o diferență clară între valorile corespunzătoare pompei 1 în comparație cu cele corespunzătoare pompei 2. Randamentul maxim garantat este de 90% la $H = 185$ m, cu o toleranță de $\pm 1,5\%$ pentru incertitudinea măsurătorii și una de construcție de $\pm 0,7\%$. Toleranța admisă pentru debit este de $\pm 10\%$. Toate toleranțele sunt interpretabile conform codului CEI 198/1966, cod aflat în vigoare la nivel European la acea vreme.

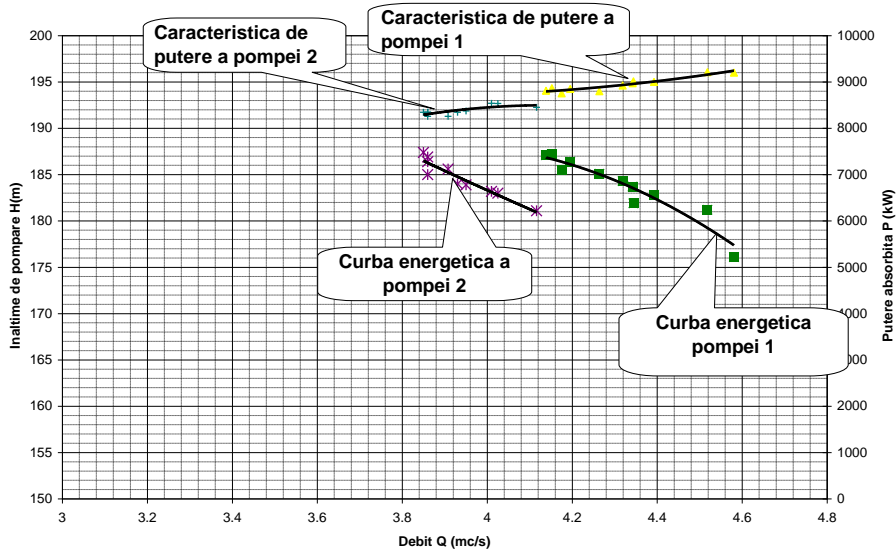


Fig. 1. 20 Înălțimea de pompare și puterea absorbită pentru pompele PRO 10-195 de la SP Jidoaia, Anton A. [12]

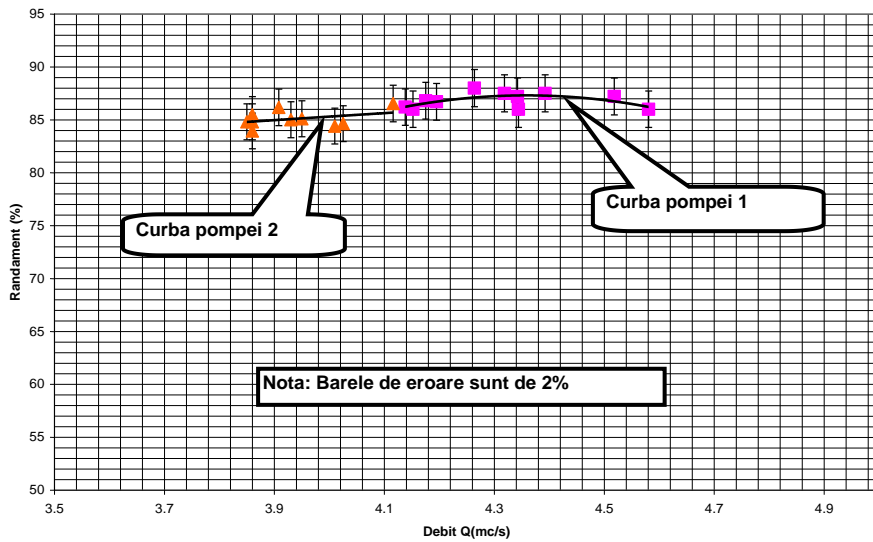


Fig. 1. 21 Curbele de randament pentru pompele PRO 10-195 de la SP Jidoaia, Anton A.[12]

Curbele energetice caracteristice pompelor PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia, obținute în urma măsurărilor in situ, sunt comparate în continuare cu datele de catalog livrate de producător.

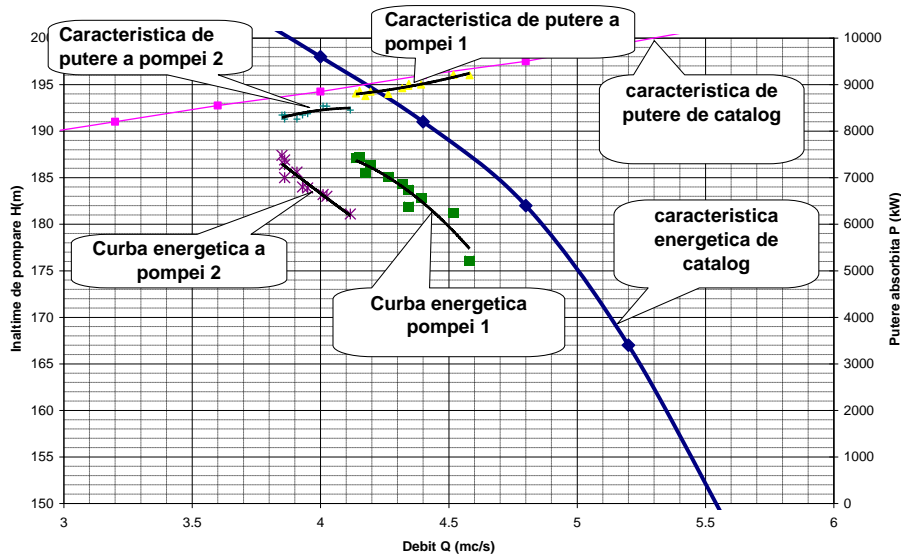


Fig. 1. 22 Suprapunerea curbelor obținute prin măsurători in situ cu datele de catalog - înălțime de pompare și putere absorbită, Anton A. [12]

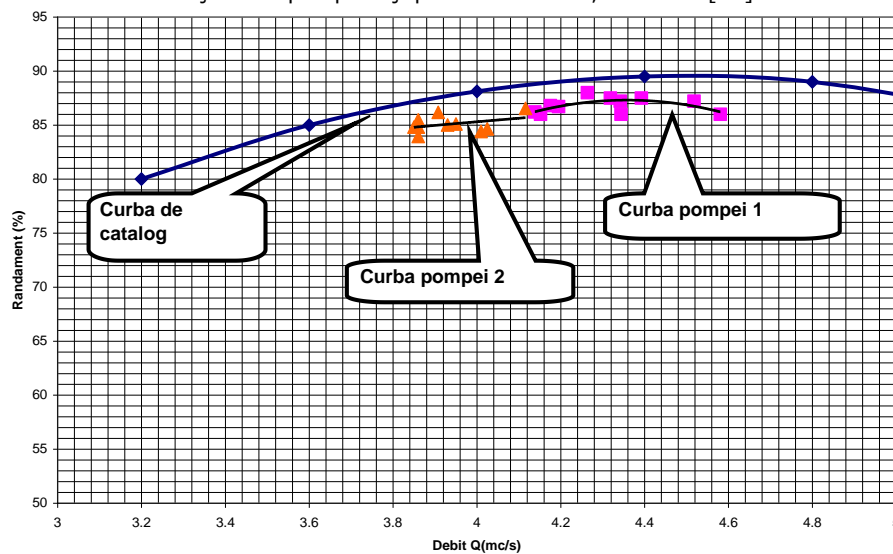


Fig. 1. 23 Suprapunerea curbelor obținute prin măsurători in situ cu datele de catalog - randament total, Anton A. [12]

Din figurile 1.20 – 1.23 reiese că funcționarea în domenii de debite diferite apare din cauza diferențelor constructive ale pompei produse la UCM Reșița față de pompa produsă la Neypirc Franța. Alterarea performanțelor energetice se datorează în primul rând reparațiilor repetate care au dus la la modificarea geometriei inițiale a rotoarelor. Pompele funcționează cu înălțime de aspirație negativă, adică există continuu o contrapresiune la intrarea în rotor, care ar trebui să aibă un efect favorabil din punct de vedere cavitațional. Dezvoltarea peste limita tolerată a fenomenului de cavitației conduce la distrugerea rotoarelor, observându-se la aspirație lipsa bordurilor de atac pe unele din palete, lucru datorat dezvoltării

accentuate a fenomenului de cavitației. Evident este că pompele funcționează la parametri sub valorile garantate de producător.

1.3.4. Concluzii privind construcția și funcționarea pompelor PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia

Analiza comportării în exploatare a pompelor care echipează stația de pompare Jidoaia are o importanță deosebită. Buna funcționare a pompelor ce echipează această stație de pompare este condiționată de o funcționare la parametri de proiectare și lipsită de incidente care pot apărea în urma fisurării paletelor datorate fenomenului de cavitație. Apariția acestor incidente duce la pierderi în producția de energie electrică obținută pe baza energiei hidraulice.

Proiectarea și realizarea acestor stații de pompare cât și a pompelor, respectiv rotoarelor au avut loc în anii 1970, în funcționarea acestora intervenind uzura și degradarea cauzate atât de exploatarea îndelungată cât și de eroziunile cauzate de fenomenul de cavitație. Fiind în exploatare de mai mult de 30 de ani, au ajuns practic la limita duratei normale de viață.

Performanțele energo – cavitaționale ale acestor pompe sunt afectate de starea lor tehnică actuală, dar și de metodele de proiectare utilizate în urmă cu jumătate de secol.

Din aceste motive se impune retehnologizarea lor, cel puțin prin reproiectarea, execuția și încercarea rotoarelor și/sau reproiectarea componentelor din amonte și aval de rotor.

Din analiza constructivă a pompelor PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia se observă că traseul hidraulic al pompelor este de o formă particulară cu dezavantaje importante:

- cameră de aspirație sub forma a unui pantalon cotit prevăzută cu o pilă centrală și străbătută de arborele pompei. Camera de aspirație
- rotor cu palete foarte lungi și foarte curbate în zona de intrare;
- bordul de atac ascuțit al paletelor.

Particularitățile constructive descrise mai sus conduc la existența unui câmp de viteze neuniform la intrare în rotor mult diferit de convențională „intrarea axială” utilizată cu precădere la proiectarea pompelor centrifuge. De asemenea forma paletelor la intrare în rotor și condițiile speciale de la aspirație fac imposibilă evitarea dezvoltării excesive a fenomenului de cavitație chiar la înălțimi de aspirație negative mai mari de -30 m.

Având în vedere construcția stației de pompare și a pompelor rezultă că, pentru îmbunătățirea funcționării acestor pompe din punct de vedere energetic și cavitațional trebuie studiată curgerea în zona de aspirație și găsite soluții de îmbunătățire atât a structurii curentului la intrare în rotor cât și a creșterii valorilor presiunii statice în zona de intrare pe paletajul rotoric.

Deși cele două pompe sunt identice constructiv, ele au comportări diferite în exploatare, domeniile de funcționare fiind diferite, atât în ceea ce privește caracteristica $H=f(Q)$ cât și randamentul. Pompele nu mai realizează parametri de funcționare inițial garantați de producător existând probabilitatea ca acești parametri să nu fi fost atinși niciodată, pe parcursul exploatării lor. Gradul de dezvoltare a fenomenului de cavitație este peste limita tehnică tolerabilă, ceea ce afectează atât parametri funcționali cât și distrugerea prematură a rotoarelor, înlocuirea rotoarelor cu altele noi, de aceeași configurație geometrică nu rezolvă problema din punct de vedere cavitațional. Retehnologizarea stațiilor de pompare de acumulare, din România, prin schimbarea rotorului este absolut necesară, astăzi

existând metode de proiectare avansate care pot genera geometrii ale rotorului cu caracteristici energo-cavitaționale superioare.



Fig. 1. 24 Rotorul pompei PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia, erodat cavitațional

Pe baza acestei analize se observă necesitatea îmbunătățirii performanțelor energetice și cavitaționale ale pompelor PRO 10-195 care echipează stația de pompare Jidoaia.

1.4. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat

Scopul activității de cercetare din cadrul tezei de doctorat este de a analiza din punct de vedere experimental și numeric funcționarea rotoarelor pompelor PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia. Proiectarea și realizarea unor soluții inovative pentru îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale ale acestor rotoare. Pentru îndeplinirea acestor etape s-au propus următoarele obiective:

1. Proiectarea și realizarea unui stand experimental de laborator destinat încercării pompelor centrifuge.
2. , realizarea și implementarea în standul experimental al rotorului model și al conductei de la aspirație model al pompei PRO 10-195.
3. Determinarea experimentală a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare. Evaluarea numerică a performanțelor energetice ale rotorului model.
4. Analiza experimentală a câmpului nestaționar de presiune pe secțiunea de ieșire a camerei de aspirație.
5. Compararea rezultatelor numerice cu date experimentale.
6. Implementarea unor soluții inovative de îmbunătățirea a performanțelor energetice (prin reproiectarea rotorului) și a comportamentului cavitațional ale rotorului de pompă de acumulare (prin montarea unui impulsor amonte de rotorul principal).
7. Transpunerea la prototip a datelor obținute.

Pentru îndeplinirea obiectivelor propuse, conținutul tezei este structurat după cum urmează:

- Capitolul 1 – stadiului actual al cercetării în domeniul pompelor centrifuge, identificarea problemelor din funcționare a pompelor de acumulare care echipează SP Jidoaia.
- Capitolul 2 – proiectarea și realizarea unui nou stand experimental destinat încercării pompelor centrifuge.
- Capitolul 3 – realizarea, implementarea și testarea în standul experimental de laborator al rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195 din SP Jidoaia.
- Capitolul 4 – realizarea, implementarea și evaluarea influenței camerei de aspirație model al pompei de acumulare asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model.
- Capitolul 5 – evaluarea experimentală a câmpului nestaționar de presiune pe secțiunea de ieșire din camera de aspirație și validarea rezultatelor numerice cu date experimentale
- Capitolul 6 – simularea numerică a curgerii 3D staționară turbulentă în traseul hidraulic model al pompei de acumulare (traseul hidraulic model implementat în standul experimental). Evaluarea structurii curentului la intrarea în rotor.
- Capitolul 7 – proiectarea și testarea unor soluții inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului de pompă de acumulare.
- Capitolul 8 – concluzii, contribuții personale și perspective.

2. Proiectarea și realizarea standului experimental

2.1. Introducere

Ramura mașinilor hidraulice care se ocupă cu studiul pompelor este una foarte dezvoltată, în lume existând mai multe centre și institute care au ca domeniu de activitate analiza numerică și experimentală a curgerii în turbomașini.

În aceste centre și institute se realizează o varietate mare de încercări experimentale aplicate pompelor, de la încercări globale – determinarea caracteristicii standului, a pompei, determinare randamentului cu metoda termodinamică, până la încercări speciale – determinarea câmpului de presiuni nestaționare cu ajutorul traductorilor de presiune miniaturali, măsurători cu DPIV (Digital Particle Imaging Velocimetry), LDV (Laser Doppler Velocimetry) și PIV (Particle Imaging Velocimetry).

Laboratorul de Mecanica Fluidelor din Lyon-Franța este dotat cu un stand experimental de încercare a pompelor cu circuit închis, Fig. 2. 1 - stânga. În Fig. 2. 1- dreapta este prezentată secțiunea test din circuitul standului, secțiune în care cercetătorii de aici au investigat curgerea într-o pompă centrifugă care prezintă un post-stator la refulare. Măsurătorile s-au realizat la punctul optim de funcționare al pompei cu Laser Doppler Velocimetry (LDV), investigate fiind câmpurile hidrodinamice din rotor și stator, Akhras [8].

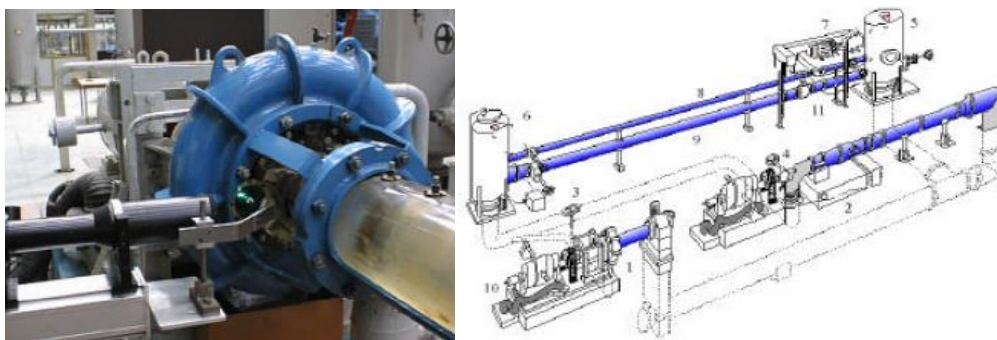
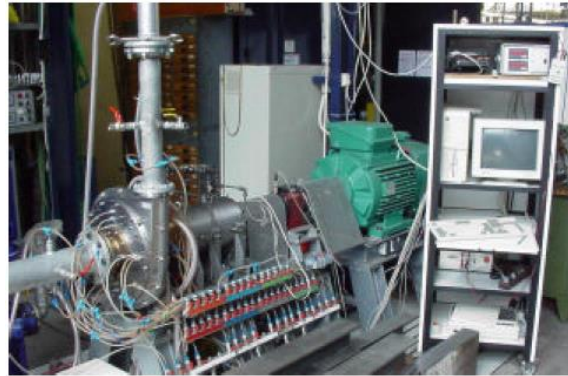
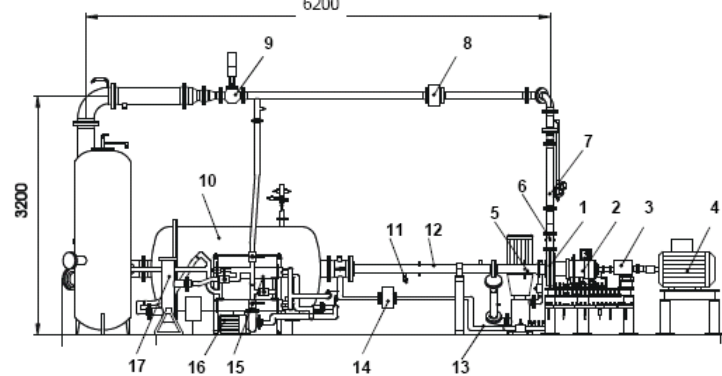


Fig. 2. 1 Stand experimental din Laboratorul de Mecanica Fluidelor -Lyon (Franța):secțiunea de testare - stânga; schița standului - dreapta , Akhras [8]

Universitatea Tehnică din Darmstadt, are de asemenea în laboratorul de mașini hidraulice, un stand cu circuit închis pentru încercarea pompelor (Fig. 2. 2). Aici se pot efectua măsurători pentru determinarea randamentului total al pompelor, Tamm și alții [110]. Pe acest stand se mai pot efectua și încercări experimentale pentru determinarea câmpului hidrodinamic în rotoare, Tamm și alții [108] [109].



a)Secțiunea test



b)Schița standului

Fig. 2. 2 Stand experimental de la Universitatea Tehnică din Darmstadt (Germania), Tamm [108]

La Universitatea din Osaka Japonia, Prof.dr.ing. Yoshinobu Tsujimoto operează un stand de laborator în care se pot investiga diferitele tipuri de instabilități induse de cavitație ce apar în zona impulsorului, Tsujimoto [113]. Schița standului este prezentată în figura de mai jos:

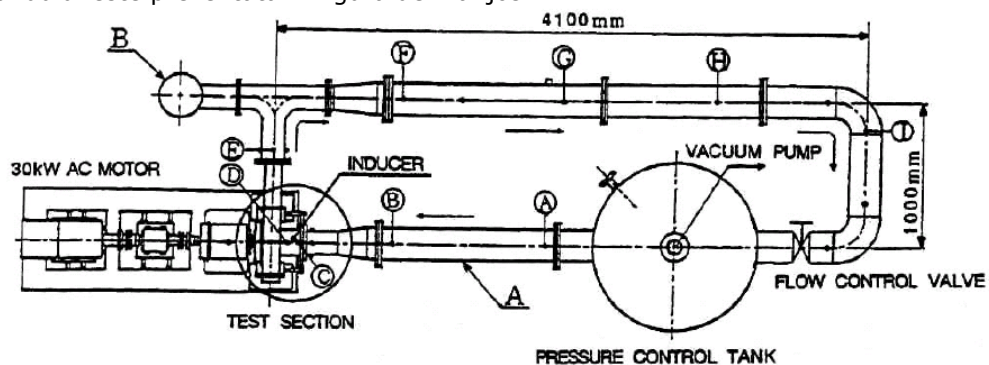


Fig. 2. 3 Stand experimental de la Universitatea din Osaka (Japonia), Tsujimoto [113]

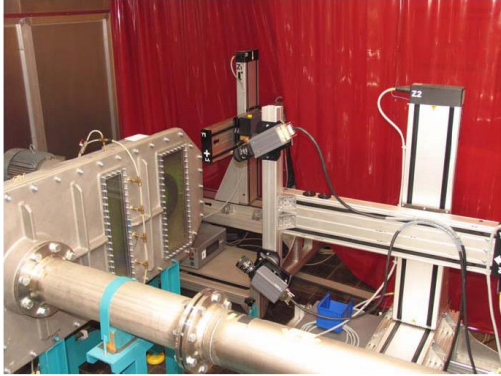


Fig. 2. 4 Stand experimental de la Institutul de Mașini Hidraulice din Braunschweig (Germania), secțiunea test, Detlev [37]

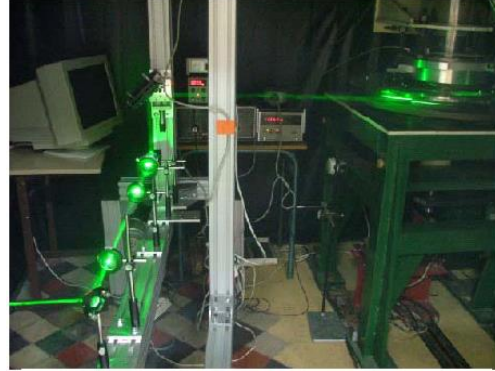


Fig. 2. 5 Stand experimental din Laboratoire de Mécanique din Lille (Franța), secțiunea test, Pavesi et al. [90]

La Institutul de Mașini Hidraulice din Braunschweig din Germania există un stand experimental (Fig. 2. 4) pe care se efectuează măsurători cu DPIV (Digital Particle Velocimetry). Cu această tehnică de măsurare ne-invazivă se realizează măsurători în timp real al câmpurilor de viteze instantanee cât și câmpuri de curgere complexe întâlnite la pompe centrifuge. DPIV poate livra toate cele trei componente ale vitezei din câmpul analizat, Detlev [37].

Pe standul de pompe din „Laboratoire de Mécanique” din Lille (Franța), cu ajutorul echipamentului PIV (Particle Imaging Velocimetry) se analizează câmpurile hidrodinamice din zona de interacțiune dintre rotor și stator într-o pompă radială. Secțiunea test este prezentată în Fig. 2. 5, Paveși și alții [90].

În continuare se vor prezenta particularitățile standului pentru încercarea pompelor din Laboratorul de Mașini Hidraulice de la Facultatea de Mecanică din cadrul Universității Politehnica din Timișoara.

2.2. Proiectarea standului pentru încercarea pompelor centrifuge

Scopul standului experimental este de a reproduce la scară redusă fenomenele hidrodinamice dintr-o stație de pompare, specifice curgerii în traseul hidraulic al pompelor de acumulare cu dublu flux. Pentru îndeplinirea acestui deziderat traseul hidraulic model al pompei de acumulare va fi modelat, realizat și implementat pe standul experimental. Pentru a reproduce cât mai fidel traseul hidraulic al pompei de acumulare se vor realiza modele ale camerei de aspirație și rotorului, acesta din urmă fiind instalat într-o carcasă disponibilă în laborator.

Cu acest stand se pot efectua investigații experimentale privind performanțelor energetice (H , P și η) și cavitaționale (NPSHc) ale rotoarelor model de pompe de acumulare. Configurația standului permite și realizarea de investigații speciale aplicate pompelor. Câmpul de presiune nestaționară amonte de rotorul model al pompei de acumulare va putea fi evaluat prin intermediul măsurătorilor de presiune nestaționară – cu traductori de presiune piezorezistivi.

2.2.1. Metoda de calcul a caracteristicilor interioare standului

Calculul caracteristicii interioare se poate efectua cu ajutorul metodei descrise de Anton L.E. și Baya [14]. Se consideră o conductă compusă din tronsoane de diferite diametre, alimentată de un rezervor cu nivel constant. Se aplică ecuația energiei între suprafața liberă și ieșirea din conductă:

$$\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho g} + H = \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\rho g} + \sum h_{p0-3} \quad (2.1)$$

unde: $v_0 \cong 0$, $p_3 = p_{at}$, $\alpha_3 \cong 1$, în cazul mișcărilor turbulente.

Pierderile hidraulice se determină ca o sumă a pierderilor ce apar pe fiecare tronson:

$$\sum h_{p0-3} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{D_1} + \sum_{i=1}^{n_1} \zeta_{i1} \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{D_2} + \sum_{i=1}^{n_2} \zeta_{i2} \right) \frac{v_2^2}{2g} + \left(\lambda_3 \frac{l_3}{D_3} + \sum_{i=1}^{n_3} \zeta_{i3} \right) \frac{v_3^2}{2g} \quad (2.2)$$

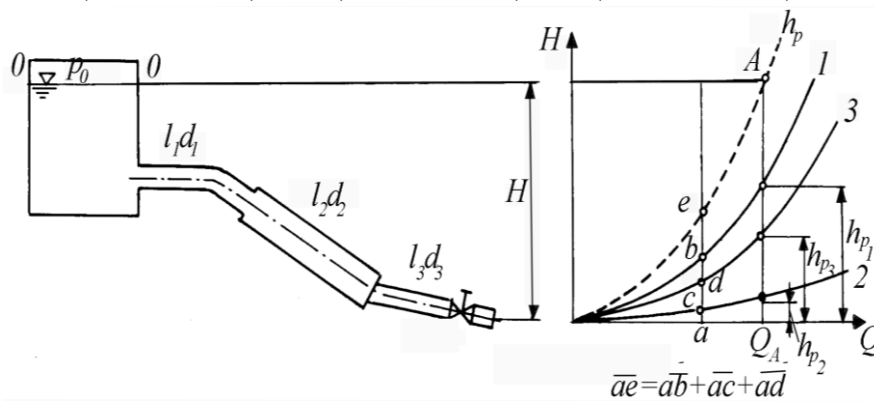


Fig. 2. 6 Conductă compusă din tronsoane, Anton și Baya [14]

Deci:

$$\frac{p_0 - p_{at}}{\rho g} + H = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} \left(\lambda_1 \frac{l_1}{D_1} + \sum_{i=1}^{n_1} \zeta_{i1} \right) + \frac{v_2^2}{2g} \left(\lambda_2 \frac{l_2}{D_2} + \sum_{i=1}^{n_2} \zeta_{i2} \right) + \frac{v_3^2}{2g} \left(\lambda_3 \frac{l_3}{D_3} + \sum_{i=1}^{n_3} \zeta_{i3} \right) \quad (2.3)$$

Ținând cont de ecuația continuității:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} v_1 = \frac{\pi d_2^2}{4} v_2 = \frac{\pi d_3^2}{4} v_3 \quad (2.4)$$

rezultă:

$$\frac{p_0 - p_{at}}{\rho g} + H = \frac{v_3^2}{2g} \left[1 + \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum_{i=1}^{n_1} \zeta_{i1} \right) \left(\frac{d_3}{d_1} \right)^4 + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum_{i=1}^{n_2} \zeta_{i2} \right) \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^4 + \left(\lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \sum_{i=1}^{n_3} \zeta_{i3} \right) \right] \quad (2.5)$$

Generalizând pentru n tronsoane, se poate scrie:

$$\frac{p_0 - p_{at}}{\rho g} + H = \frac{v_n^2}{2g} \left[1 + \sum_{j=1}^{n_j} \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^{n_j} \zeta_{ij} \right) \left(\frac{d_n}{d_j} \right)^4 \right] \quad (2.6)$$

din care rezultă imediat viteza medie a ultimului tronson:

$$v_n = \sqrt{\frac{2g \left(\frac{p_0 - p_{at}}{\rho g} + H \right)}{1 + \sum_{j=1}^n \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^{n_j} \zeta_{ij} \right) \left(\frac{d_n}{d_j} \right)^4}} \quad (2.7)$$

care permite calculul debitului:

$$Q = \frac{\pi d_n^2}{4} \sqrt{\frac{2g \left(\frac{p_0 - p_{at}}{\rho g} + H \right)}{1 + \sum_{j=1}^n \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^{n_j} \zeta_{ij} \right) \left(\frac{d_n}{d_j} \right)^4}} \quad (2.8)$$

Caracteristica sistemului, format din trei tronsoane se obține ușor, pe cale grafică, prin însumarea pierderilor la un anumit debit. Această caracteristică servește la rezolvarea problemelor de exploatare. De exemplu, pentru nivelul apei din figură, considerând $p_0 = p_{at}$, punctul de funcționare este A , debitul care trece prin sistem Q_A , iar pierderile hidraulice pe cele trei tronsoane sunt h_{p1}, h_{p2}, h_{p3} .

2.2.2. Curbe caracteristice pentru conducte

Se definește drept caracteristică intrinsecă a unui tronson de conductă dependența $h_p = f(Q)$, dintre pierderile hidraulice și debit. Caracteristica unei rețele de conducte se definește ca fiind dependența între energia specifică totală necesară vehiculării fluidului în sistem și debit:

$$H = \left(1 + \lambda \frac{l}{D} + \sum_{i=1}^m \zeta_i \right) \frac{v^2}{2g} \quad (2.9)$$

$$H = \left(1 + \lambda \frac{l}{D} + \sum_{i=1}^m \zeta_i \right) \frac{Q^2}{2gS^2} = kQ^2 \quad (2.10)$$

Reprezentarea grafică a acestei dependențe reprezintă caracteristica rețelei. Această curbă permite soluționarea pe cale grafo-analitică a multor probleme de exploatare.

Dacă conducta este alimentată de un rezervor (Fig. 2. 7) se poate determina debitul în funcție de nivelul apei din rezervor.

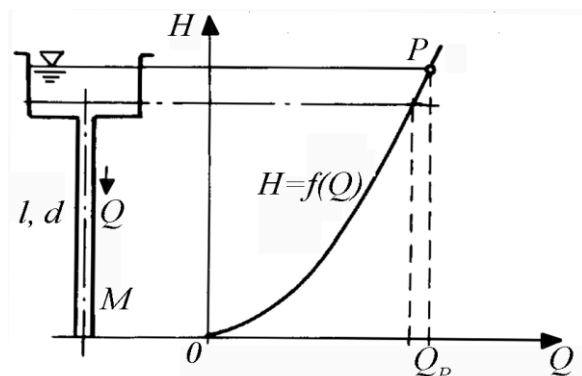


Fig. 2. 7 Curba caracteristică a unei conducte alimentate dintr-un rezervor, Anton și Baya [14]

Parabola $H = kQ^2$ se reprezintă într-un sistem de axe de coordonate corelat cu schița la scară a conductei, originea sistemului găsindu-se la ieșirea din conductă. Se prelungeste nivelul apei din rezervor și la intersecția acestuia cu curba caracteristică se obține punctul de funcționare P . Coborând o verticală se obține abscisa punctului P , care reprezintă debitul în punctul de funcționare.

2.2.3. Determinarea pierderilor hidraulice din noul stand experimental

Pentru calcularea pierderilor hidraulice se consideră următorii coeficienți de pierderi locale, Idelcik [57]:

- la aspirația lichidului de lucru în conducta de aspirație $\zeta_r=0.5$;
- în vana plană $\zeta_{v-plana}=0.05$;
- în coturi $\zeta_{cot}=0.8$;
- la refulare în rezervorul 2, $\zeta_a=1$;
- în conducta de legătură dintre cele două rezervoare, aspirație $\zeta_{r-cleg}=0.5$ respectiv refulare $\zeta_{a-cleg}=1$.

Se consideră un domeniu de debite $Q=5...45$ [l/s].

De asemenea se cunosc:

- lungimile și diametrele conductelor: $l_1=0.25$ [m]; $l_2=2.25$ [m]; $l_3=0.5$ [m]; $l_4=1.08$ [m]; $l_5=0.5$ [m]; $l_6=4.6$ [m]; $l_7=1.3$ [m]; $l_8=1.15$ m; $l_9=0.6$ [m]
- diametrul conductei de aspirație $D_1=0.1$ [m];
- diametrul conductei de refulare $D_2=0.08$ [m];
- diametrul conductei de legătură $D_3=0.2$ [m].

În funcție de domeniul de debite și diametrele conductelor se calculează vitezele pe fiecare tronson de conductă cu relația:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi D^2} \quad (2.11)$$

Se consideră vâscozitatea cinematică apei $\nu = 1.01 \times 10^{-6}$ și rugozitatea conductelor se admite $k=0,01$ mm. Cu acești doi parametri se calculează în funcție de viteză, cu relația de mai jos, numărul Reynolds care determină tipul curgerii lichidului în conducte, acesta putând fi laminară sau turbulentă:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (2.12)$$

Conducta se va considera puțin rugoasă ($k=0.01$ [mm]) iar valoarea coeficientului de pierderi longitudinale se va calcula cu relația de mai jos:

$$\lambda = \left(\frac{1}{-2 \ln \left(\frac{k}{3.71 \cdot D} \right)} \right)^2 \quad (2.13)$$

Rezultatele obținute cu relațiile de mai sus sunt date în Tabel 2. 1:

Tabel 2. 1 Vitezele și regimurile de curgere din circuitul standului

D [m]	Circuit 1 D ₁ =0.11 [m]			Circuit 2 D ₂ =0.08 [m]			Circuit 3 D ₃ =0.26 [m]		
	Q [l/s]	v [m/s]	Re x10 ⁵	λ [-]	V [m/s]	Re x10 ⁵	λ [-]	V [m/s]	Re x10 ⁵
5	0.637	0.630	0.019	0.995	0.788	0.02	0.159	0.315	0.013
10	1.273	1.261		1.989	1.576		0.318	6.303	
15	1.91	1.891		2.984	2.364		0.477	9.455	
20	2.546	2.521		3.979	3.152		0.637	1.261	
25	3.183	3.152		4.974	3.939		0.796	1.576	
30	3,82	3.783		5.968	4.727		0.955	1.891	
35	4.456	4.412		6.963	5.515		1.114	2.206	
40	5.093	5.043		7.958	6.303		1.273	2.521	
45	5.73	5.673		8.952	7.091		1.432	2.836	

Pierderile hidraulice longitudinale și pierderile hidraulice locale se calculează cu relațiile (2.14) respectiv (2.15):

$$h_{p_{long}} = \lambda_1 \left[\left(\frac{l_1}{D_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \right) + \left(\frac{l_2}{D_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \right) + \left(\frac{l_3}{D_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \right) \right] + \quad (2.14)$$

$$\lambda_2 \left[\left(\frac{l_4}{D_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \right) + \left(\frac{l_5}{D_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \right) + \left(\frac{l_6}{D_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \right) + \left(\frac{l_7}{D_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \right) + \left(\frac{l_8}{D_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \right) \right] + \lambda_3 \left(\frac{l_9}{D_3} \cdot \frac{v_3^2}{2g} \right)$$

$$h_{p_{loc}} = \zeta_r \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{v_plana} \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{cot} 3 \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_a \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{r_c_leg} \frac{v_3^2}{2g} + \zeta_{a_c_leg} \frac{v_3^2}{2g} \quad (2.15)$$

Pentru obținerea curbei caracteristice a rețelei se admit cinci valori ale coeficientului de pierderi hidraulice locale din vana plană, acesta reprezentând gradul de deschidere al vanei:

- $\zeta_{v_plana}=0.05$ –respectiv când vana este deschisă aprox. 100%;
- $\zeta_{v_plana}=11$;
- $\zeta_{v_plana}=33$;
- $\zeta_{v_plana}=6$;
- $\zeta_{v_plana}=99$;

Suma tuturor pierderilor hidraulice din circuit se obține cu relația (2.16):

$$\sum h_{p_{circ}} = h_{p_{loc}} + h_{p_{long}} \quad (2.16)$$

Rezultatele obținute cu relațiile de mai sus sunt date în Tabelul 2.2.

Tabel 2. 2 Pierderile hidraulice din circuitul standului experimental

Q [l/s]	$\sum h_{p_{circ}} [m]$				
	$\zeta_{v-plana}=0.05$	$\zeta_{v-plana}=11$	$\zeta_{v-plana}=33$	$\zeta_{v-plana}=66$	$\zeta_{v-plana}=99,9$
5	0.31	0.085	0.19	0.36	0.53
10	0.12	0.34	0.78	1.45	2.13
15	0.028	0.77	1.77	3.27	4.80
20	0.49	1.37	3.15	5.81	8.54
25	0.77	2.15	4.92	9.08	13.35
30	1.10	3.09	7.08	13.08	19.23
35	1.50	4.21	9.64	17.79	26.17
40	1.96	5.49	12.59	23.24	34.18
45	2.45	6.96	15.94	29.42	43.27

Din datele menționate în tabelul de mai sus se obține caracteristica rețelei, care reprezintă variația pierderilor hidraulice pe circuit la cele cinci regimuri de deschidere a vanei, în funcție de domeniul de debite admis la început (Fig. 2. 8).

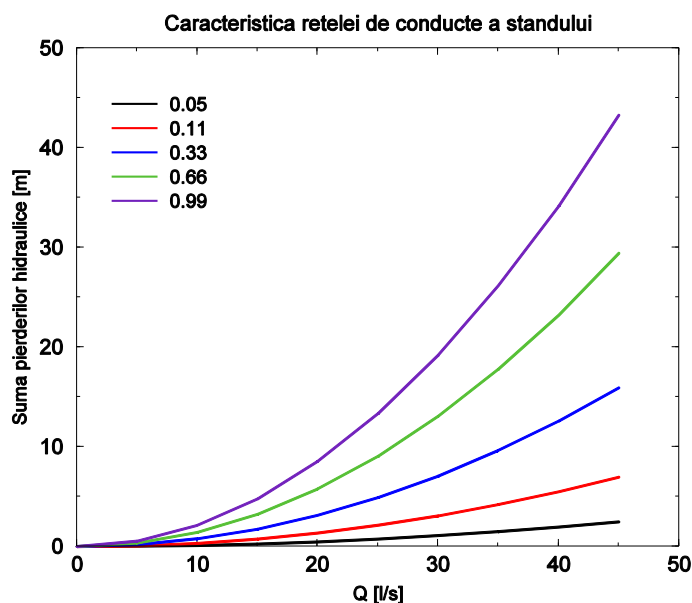


Fig. 2. 8 Caracteristica energetică de funcționare a standului experimental: $\sum h_{p_{circ}}$ suma pierderilor hidraulice din circuit în funcție de debit

Caracteristica de funcționare a standului se mai numește și caracteristica intrinsecă și arată de câtă energie este nevoie pentru a vehicula un anumit debit de lucru pentru poziții diferite ale organului principal de reglare. Reglarea debitului se face prin deschiderea/închiderea vanei plane de pe conducta de refulare; astfel că la deschideri mici ale vanei suma pierderilor din circuitul standului ajunge la o valoare de aprox. 2 m. În cazul vehiculării unor debite mari în circuitul standului experimental suma pierderilor hidraulice devine o problemă, aceasta ajungând la o valoare de peste 40 m (Fig. 2. 8).

2.2.4. Realizarea standului experimental de laborator pentru încercarea pompelor centrifuge

Standul experimental pentru determinarea performanțelor energetice și cavitaționale a pompelor centrifuge este instalat în cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice de la Universitatea „Politehnica” Timișoara, (schița cu dimensiunile principale este prezentată în Fig. 2. 9 iar 2 fotografii sunt prezentate în Fig. 2. 10). Este realizat complet din inox pentru a permite realizarea investigațiilor de înaltă performanță cu laser. Acesta este compus din două rezervoare (fiecare având capacitatea de 1 m³, conductele și cotelile circuitului hidraulic, o vană sferică și două vane plane care permit izolarea secțiunii de lucru în vederea montării rapide a diferitelor rotoare care se testează. Pentru aerisirea instalației, rezervoarele sunt prevăzute cu, câte un robinet de aerisire. De asemenea noul stand este echipat cu aparate de măsură: debitmetru, traductoare de presiune, termocuplă etc. toate acestea fiind legate la un sistem automat de achiziție de date.

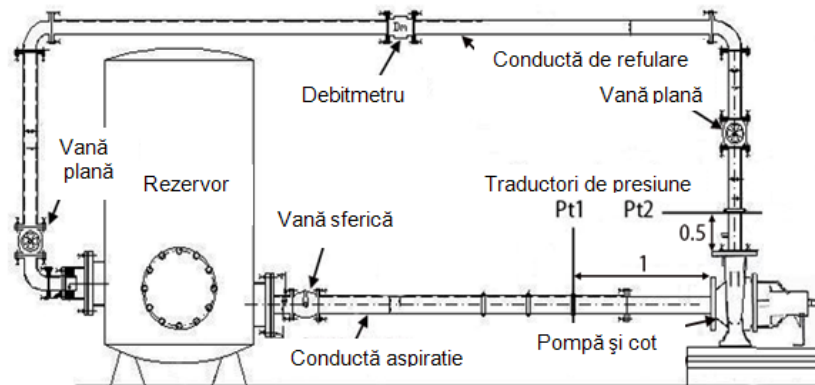


Fig. 2. 9 Schița standului experimental pentru determinarea performanțelor energetice și cavitaționale a pompelor centrifuge din cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice de la Universitatea Politehnica din Timișoara



Fig. 2. 10 Stand experimental pentru încercarea pompelor disponibil la Laboratorului de Pompe de la Universitatea Politehnica Timișoara

2.3. Echipamente de măsură

Aparatele de măsură care echipează standul experimental se împart în două categorii:

- echipamente de măsură pentru determinarea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotoarelor de pompă centrifugă: debitmetru, traductori de presiune, invertor de turație, termocuplă;
- echipamente de măsură pentru investigarea curgerii nestaționare pe secțiunea de ieșire din camera de aspirație: traductori de presiune nestaționari.

Standul experimental este dotat cu un sistem automat de comandă și achiziție de date.

2.3.1. Echipamente de măsură pentru determinarea caracteristicilor globale ale pompelor centrifuge

2.3.1.1. Echipament pentru măsurarea debitului

Debitul vehiculat de pompă în circuit este determinat cu ajutorul unui debitmetru electromagnetic de fabricație Siemens, montat pe conducta de refulare (pe secțiunea superioară). Caracteristicile debitmetrului electromagnetic sunt următoarele:

- domeniul de debite: 0...45 l/s;
- precizie: 0.2 % \pm 2.5 mm/s ;
- semnal intrare-ieșire 1 intrare pe curent, 1 ieșire digitală, 1 releu de ieșire ;
- ecran digital iluminat cu text alpha numeric 3 x 20 caractere;
- alimentare: 12-24 V AC-DC, 115-230 V AC ;
- temperatura de funcționare: -20-50 °C (-4 - 122 °F);
- domeniul de presiuni: max. 16 bar.



Fig. 2. 11 Debitmetru electromagnetic

2.3.1.2. Echipament pentru măsurarea presiunilor

Pentru măsurarea presiunilor din circuitul standului experimental sunt prevăzute două traductoare de presiune, un traductor de presiune manovacuumetric și un traductor de presiune manometric. Traductorul de presiune manovacuumetric este montat pe conducta de aspirație a standului și măsoară presiune la intrarea în pompă (Fig. 2. 12). Traductorul este de fabricație Turck și are următoarele caracteristici:

- semnal de ieșire: 4 - 20 mA;
- precizie: $\pm 0.13\%$;
- racord: 1/4" NPT(M);
- putere: 12 - 28V DC (neregulat);
- domeniu de funcționare: -1+2.5 bar.



Fig. 2. 12 Traductor de presiune manovacuumetric



Fig. 2. 13 Traductor de presiune manometric

Traductorul de presiune manometric este montat pe conducta de refulare a standului și măsoară presiune de la ieșirea în pompă (Fig. 2. 13). Traductorul este de fabricație Ellison și are următoarele caracteristici:

- semnal de ieșire 1 - 5 VDC;
- precizie $\pm 0.13\%$;
- racord 1/4" NPT (M);
- putere 9 - 36V DC;
- domeniu de funcționare 0 până la +6 bar.

2.3.1.3. Echipamente pentru măsurarea temperaturii

Pentru monitorizarea temperaturii lichidului de lucru s-a prevăzut o sondă de temperatură, montată pe conducta de refulare a standului experimental în vecinătatea secțiunii de refulare a pompei (Fig. 2. 14). În Fig. 2. 15 sunt prezentate tipurile de monturi pentru traductoarele de presiune și sonda de temperatură.



Fig. 2. 14 Sonda de temperatură

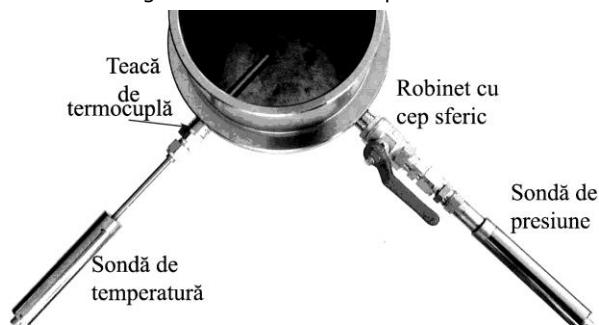


Fig. 2. 15 Tipuri de montură a traductoarelor de presiune și sondelor de temperatură

Sonda de temperatură este de fabricație E.L.C.O și are următoarele caracteristici:

- domeniu de temperatură: 0-1800 °C;
- precizie 5%;
- referințe ajustări IEC: 584-2.

2.3.1.4. Echipamente pentru măsurarea caracteristicilor motorului electric

Pentru comanda și monitorizarea parametrilor electrici și menținerea la turație constantă a motorului electric, standul experimental a fost dotat cu un invertor de turație. Invertorul ACS850 este un convertizor de frecvență trifazat cu puterea nominală de 45 KW fabricat de ABB. În vederea asigurării posibilității de comandă a motoarelor asincrone cu turație mică invertorul ACS850 este echipat cu tehnologia Direct Torque Control (DTC). Panoul de control cu butoanele de comandă

și afișaj digital permite controlul motorului electric atât local cât și de la distanță. Invertorul permite reglarea în timp real a turației motorului electric (de la 500...3000 rpm) cât și menținerea unei turații constante în timpul experimentelor. Panoul de forță echipat cu invertorul ACS850 și panoul frontal aferent se pot vedea în Fig. 2. 16.



Fig. 2. 16 Invertorul ACS850 în laboratorul de pompe: panoul frontal la pornire (stânga) și panoului de comandă (mijloc), interiorul panoului de comandă (dreapta)

2.3.1.5. Echipamente pentru achiziția datelor măsurate de aparatele de măsură

Placa de achiziție

Pentru achiziția datelor măsurate de aparatele de măsură cu care este dotat standul experimental, s-a implementat în panoul de comandă a standului o placa de achiziție de date (Fig. 2. 17) și prezintă următoarele caracteristici:

- conectare la calculator tip PC prin interfață compatibilă USB;
- 32 de canale cu intrări diferențiale în tensiune/curent cu precizie de 12 biți;
- construcția este modulară cu posibilitatea de extindere ulterioară cu încă 32 de canale;
- domeniul de intrare ± 10 V/ ± 25 mA/ 4 - 20 mA;
- frecvență de achiziție 100 ks/s;
- memorie de eșantionare de 512 k eșantioane;
- suport pentru Windows/Linux;
- izolare optică/galvanic între intrări și interfață cu calculatorul;
- consum de putere max. 10 W;
- domeniul de temperatură de funcționare 0 - 40 °C;
- posibilitatea adăugirii ulterioare de module de comandă.



Fig. 2. 17 Placa de achiziție de date

Soft-ul de achiziție de date

Soft-ul de achiziție de date este implementat pe platforma Windows afișând grafic în timp real curba energetică $H=f(Q)$ și tabelar următoarele mărimi:

- presiunea la aspirație P_a [bar];
- presiunea la refulare P_r [bar];
- debit Q [l/s];
- puterea la arbore a motorului electric P_{arb} [kW];
- turație n [rpm];
- temperatură t [°C];
- înălțime de pompare H [m];
- randament η [%].

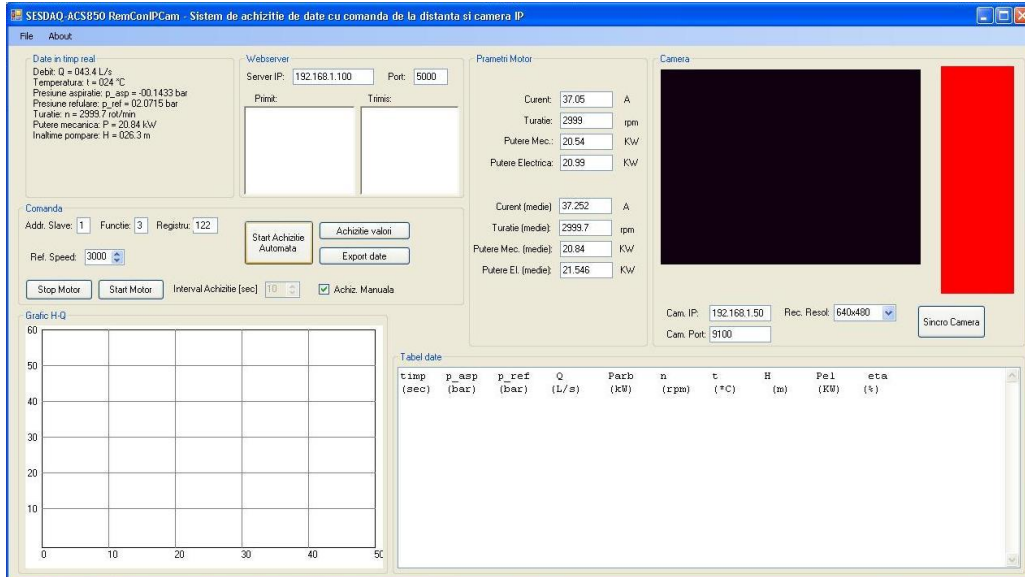


Fig. 2. 18 Interfața grafică a soft-ului de achiziție de date

Soft-ul de achiziție de date are următoarele caracteristici:

- interfață grafică cu user friendly, Windows/Linux;
- trasare de grafice în timp real;
- posibilitatea de salvare și deschidere ulterioară a fișierelor de date;

64 Proiectarea și realizarea standului experimental - 2

- posibilitatea de exportare a datelor pentru calcul tabelar și prelucrarea ulterioară cu alte unelte software;
- posibilitatea interfațării de noi senzori după o formulă de conversie specificată;
- posibilitatea calculului unor mărimi de sinteză funcție de mărimile măsurate după o formulă dată;
- posibilitatea corectării ieșirii senzorilor funcție de mărimile măsurate de alți senzori după o formulă dată;
- posibilitatea de impune intervalul de achiziție de date de la 0 la 1000000 sec.

2.3.2. Echipamente de măsură pentru investigarea curgerii nestaționare pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație.

2.3.2.1. Traducătorii de presiune piezorezistiv și amplificatorul de semnal

Măsurătorile experimentale ale câmpului nestaționare de presiune se vor efectua cu ajutorul a doi traducători de presiune piezorezistivi fabricați de KISTLER, tip 4043A2, care s-au montat pe secțiune de ieșire a cotului de la aspirație (Fig. 2. 19).

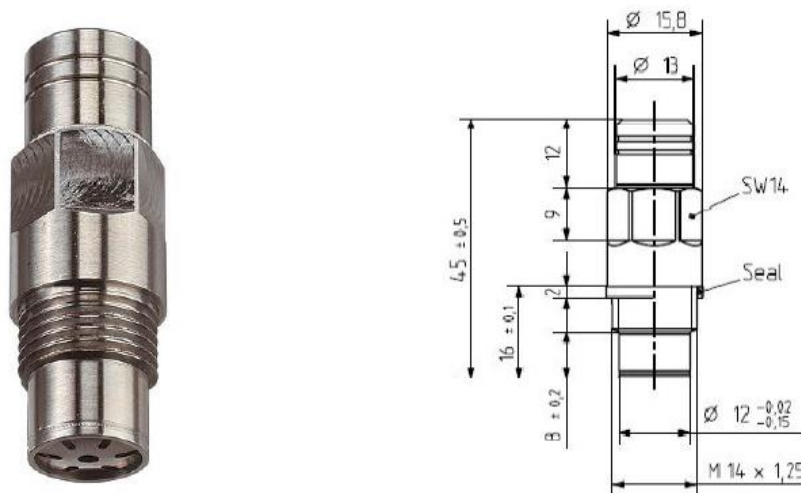


Fig. 2. 19 Traducător de presiune piezorezistiv absolut tip 4043A2

Traducătorul de presiune piezorezistiv de tip 4043A2 (Fig. 2. 19), este un traducător de presiune absolută pentru măsurarea presiunii statice și dinamice. Elementul traducător este o celulă de siliciu care împreună cu un rezistor de presiune - rezistiv, formează o punte Wheatstone. Circuitul tip punte este alimentat permanent. Sub acțiunea presiunii, puntea intră 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		
Presiune absolută		
Domeniul de măsură	bar _{abs}	0...2
Supraîncărcarea	bar _{abs}	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

Semnificația datelor tehnice

Domeniul de măsură reprezintă domeniul de măsurare al traductorului prevăzut din fabricație (de la limita minimă la cea maximă admisă).

- Supraîncărcarea reprezintă valoarea maximă aplicabil asupra încărcării traductorului fără a afecta performanțele.
- Sensibilitate reprezintă raportul dintre semnalele de ieșire și .
- Scala de măsură sau capătul de scară (Full Scale output - FSO) reprezintă diferența dintre semnalele de ieșire în limitele specificate.
- Curentul de calibrare este definit ca și curentul de excitare a punții la care traductorul afișează valorile specifice pentru sensibilitate, capătul de scară offset-ul față de zero.
- Offset-ul față de zero reprezintă semnalul de ieșire aplicat la temperatura de referință.
- Liniaritatea reprezintă deviația maximă a curbei de calibrare față de o dreaptă specificată (Fig. 2. 20).

Curba de calibrare a traductorului este o dreaptă închisă între două paralele, a cărei condiție principală este să pornească din valoarea offset-ului ZMO, Fig. 2. 20. Panta dreptei reprezintă sensibilitatea traductorului în timp ce distanța măsurată pe direcția ordonatei, dintre cele două paralele, reprezintă liniaritatea exprimată în procente față de scala maximă de măsură. Corecția curbei de calibrare se face prin impunerea offset-ului ZMO în programul amplificatorului piezorezistiv.

Certificatul de calibrare a traductorului AD3.

Curentul de calibrare [mA]	Sensibilitate [mV/bar]	Offsetul față de zero ZMO [mV]	Capătul de scară FSO [mV]
3.732	250	0.1	500

Certificatul de calibrare a traductorului AD4

Curentul de calibrare [mA]	Sensibilitate [mV/bar]	Offsetul față de zero ZMO [mV]	Capătul de scară FSO [mV]
3.803	250	1.79	500

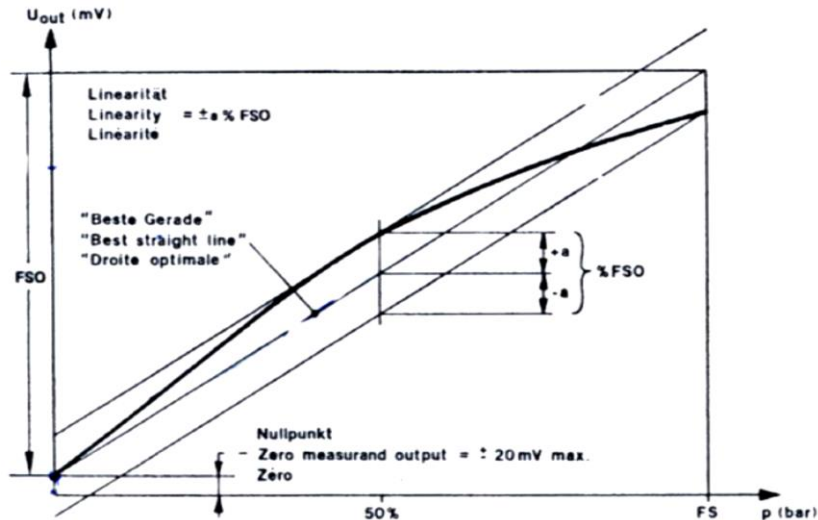


Fig. 2. 20 Curba de calibrare a traductorului [3]

Funcționarea traductorului și amplificatorului de presiune

În Fig. 2. 21 este reprezentată diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv. Rezistorii sunt 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 ΔR , ducând la un dezechilibru mare a punții și mai departe la un semnal ridicat la ieșire.

Abaterea și erorile de temperatură sunt corectate de rezistorii de compensare aflați pe un circuit instalat pe carcasa traductorului.

Când fluxul de presiune acționează asupra membranei traductorului, semnalul este transmis la celula de măsură printr-un tampon de ulei. Astfel circuitul de tip punte intră în dezechilibru și se obține un semnal de ieșire în volți proporțional cu presiunea. Traductorul este proiectat să funcționeze la o excitație de curent constantă pentru puntea de măsură.

Amplificatorul piezorezistiv tipul 4603 A (Fig. 2. 22), are funcțiile de amplificator, monitor și unitate de alimentare pentru operațiile de măsură a celor doi senzori de presiune piezorezistivi. 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 un instrument de amplificare cu intrare diferențială și impedanță ridicată, cu o amplificare totală de 5.5.
- Etajul de amplificare prin setări digitale: prin programarea parametrilor "Range", "Sensor Sensitivity" și a curentului de calibrare, amplificarea se poate controla digital de la valoarea de 0.09 la 1.
- Memorarea valorilor min./max. a măsurătorilor: minimul și maximum valorilor presiunii măsurate în timpul unui regim sunt afișate de amplificator.
- Amplificarea finală: amplificarea finală se face asupra întregului semnal cu 1, 2, 5 sau 10 [V].

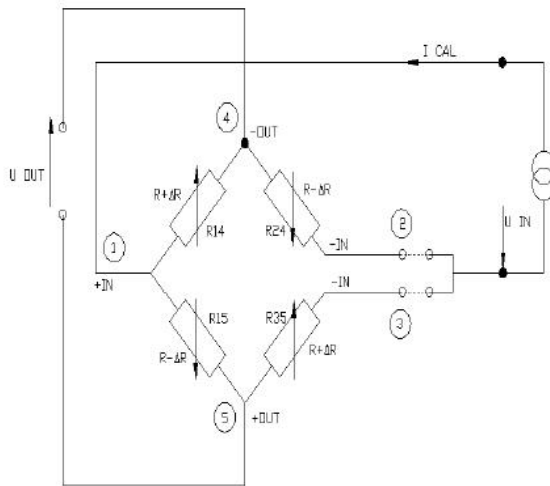


Fig. 2. 21 Diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv tip 4043A2 [3]



Fig. 2. 22 Amplificatorul piezorezistiv de presiune [3]

2.3.2.2. Sistemul de achiziție al semnalului de presiune nestaționară

Pentru determinarea timpului de achiziție a semnalelor traductoarelor de presiune nestaționară, este necesară implementarea sistemului LDV (Laser Doppler Velocimetry). LDV-ul permite evaluarea câmpului de viteze fiind o tehnică neinvazivă de măsurare a vitezelor într-un circuit hidraulic, Tănăsă [111]. Această metodă poate fi aplicată fluidelor transparente cu indice de refracție omogen. Prin introducerea unor particule speciale în fluidul de lucru, metoda determină viteza instantanee și timpul de tranzit dintre particule. Astfel pentru a putea achiziționa semnalele de presiune nestaționară transmise de traductoarele de presiune, este necesară determinarea timpului de tranzit a particulelor prin volumul de măsură al sondei LDV.



Fig. 2. 23 Procesorul datelor experimentale

Semnalul de ieșire din amplificatorul de presiune este preluat de un procesor (Fig. 2. 23) și este corelat cu timpul de trecere a particulelor prin volumul de măsură al LDV. Procesorul permite achiziția și afișarea simultană semnalelor transmise de cei doi traductori de presiune piezorezistivi. Softul de achiziție de date al procesorului (BSA Flow Software [4]), prezintă funcții suplimentare aplicabile datelor măsurate:

- Sursele de date (semnalul procesorului sau datele importate);
- Calcule statistice;
- Spectrul hidrodinamic al câmpului de presiune și calcule corelate;
- Medierea datelor;
- Afișarea grafică a datelor măsurate;
- Afișarea tabelară a datelor măsurate;
- Posibilitatea de exportare a datelor în formatul agreat.

Datele de ieșire din procesor

- Timpul de achiziție: durata de timp în care s-au realizat măsurătorile la fiecare regim de funcționare;
- Numărul total de eșantioane;
- Presiunea medie;
- RMS - abaterea medie pătratică: $\sigma = \sqrt{\sigma^2}$

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

iar η_i poate fi: $\eta_i = 1/N$ care reprezintă ponderea aritmetică

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

N este numărul de probe măsurate și t_j reprezintă timpul în care particula trece prin volumul de proba.

Softul de achiziție permite și afișarea unui fișier de date în timp real. Tabel 2. prezintă componentele măsurate în timp real:

- AT [ms] - timpul de început și de final al achiziției de date în punctul respectiv de pe axă;
- TT [μ s] - timpul în care o particulă trece prin volumul de probă (timpul de tranzit);
- AD3 [V] - tensiunea achiziționată de la traductorul 1;
- AD4 [V] - tensiunea achiziționată de la traductorul 2.

Tabel 2. 4 Plotarea în timp real a datelor achiziționate.

AT [ms]	TT [μ s]	AD3 [V]	AD4 [V]
------------	------------------	------------	------------

Suplimentar soft-ul de achiziție a datelor cu care este dotat procesorul efectuează și o post procesare a datelor prin reconstrucția spectrului hidrodinamic. Softul de achiziție al LDV-ului (BSA Flow Software), permite determinarea densității spectrale și a transformatei Fourier rapidă din care se pot determina frecvența și amplitudinea maximă a semnalului. Tehnica FFT (Fast Fourier Transform) necesită un interval de timp de eșantionare cu pas constant. Eșantionarea semnalelor se face

în timp variabil, astfel înainte de a aplica tehnica FFT, soft-ul de achiziție BSA efectuează o reeșantionarea la pas constant folosind metoda Sample and Hold.

Reeșantionarea reprezintă procesul de conversie a reprezentării semnalelor înregistrate la pas variabil într-o reprezentare la pas constant. Metoda de reeșantionare Sample and Hold presupune că eșantionarea este constantă până la apariția unei noi eșantionări (Fig. 2. 24).

Metoda de eșantionare a semnalelor se comportă ca un filtru trece jos. Respectând criteriul lui Nyquist, care spune că frecvența trebuie luată de cel puțin două ori mai mare decât frecvența maximă conținută în semnalul eșantionat iar achiziția se va face la un nivel de eșantionare cât mai mare, soft-ul de achiziție BSA re-eșantionează frecvența semnalelor.

Software-ul necesar măsurării pulsațiilor de presiune este dezvoltat în programul LabView. Este astfel implementat încât se pot programa datele achiziționate pentru presiune. Fiecare are în program câte un coeficient care permite alinierea acestora și pentru a reda datele măsurate în diferite unități de măsură. De asemenea, timpul de achiziție sau numărul de eșantioane măsurate pot fi stabilite.

Un subprogram permite salvarea datelor măsurate în formatul dorit și permite analiza spectrului Fourier al semnalului de presiune măsurat prin vizualizarea instantanee a acestuia. Analiza instantanee permite utilizatorului să stabilească dacă măsurătorile efectuate sunt corecte sau ar trebui repetate Bosioc [27].

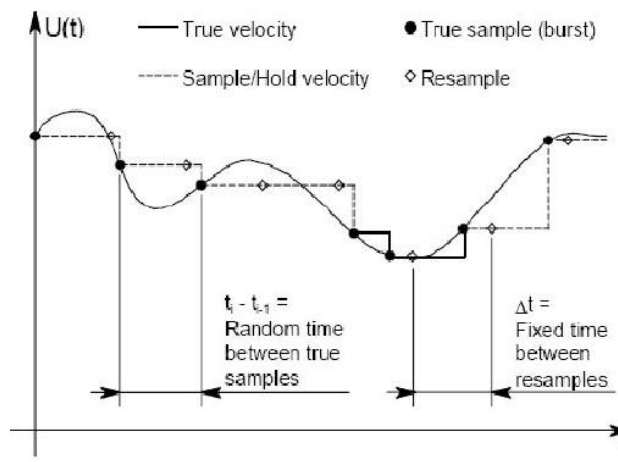


Fig. 2. 24 Tehnica de reeșantionare Sample and Hold [4]

2.3.3. Erori de măsură

Erorile de calcul ale curbelor caracteristice pot fi cauzate de erori sistematice și aleatoare. Erorile de măsură depind de precizia calibrării aparatelor de măsură și de posibilitatea schimbării performanțelor lor pe parcursul desfășurării încercărilor. Calibrarea îngrijită a aparatelor de măsură, dacă acestea sunt de bună calitate, va reduce erorile sistematice. Schimbarea performanțelor aparatelor de măsură pe parcursul încercărilor poate fi sesizată prin calibrări repetate. Erorile aleatoare apărute în timpul determinărilor pot fi reduse prin efectuarea unui număr mare de citiri după ce regimul de funcționare s-a stabilizat.

Calculul erorilor de măsură se face ținând cont de propagarea erorilor după legea lui Gauss exprimată cu relația:

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 \cdot \varepsilon_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 \cdot \varepsilon_2^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3}\right)^2 \cdot \varepsilon_3^2} \quad (2.17)$$

Pentru obținerea erorii de determinare a puterii absorbite relația de mai sus va deveni:

$$\varepsilon_p = \pm \sqrt{\varepsilon_p^2} \quad (2.18)$$

- pentru obținerea erorii de determinare a înălțimii de pompare:

$$\varepsilon_H = \pm \sqrt{\varepsilon_{p1}^2 + \varepsilon_{p2}^2} \quad (2.19)$$

- pentru obținerea erorii de determinare a randamentului cu metoda clasică:

$$\varepsilon_\eta = \pm \sqrt{\varepsilon_{p1}^2 + \varepsilon_{p2}^2 + \varepsilon_p^2 + \varepsilon_Q^2} \quad (2.20)$$

- pentru obținerea erorii de determinare a randamentului cu metoda termodinamică:

$$\varepsilon_{\eta_mt} = \pm \sqrt{\varepsilon_{p1}^2 + \varepsilon_{p2}^2 + \varepsilon_{t1}^2 + \varepsilon_{t2}^2} \quad (2.21)$$

Unde :

- ε_{p1} și $\varepsilon_{p2} = \pm 0.13\%$, eroarea de măsură a traductoarelor de presiune;
- ε_{t1} și $\varepsilon_{t2} = \pm 0.1\%$, eroare de măsură a termocuplelor;
- $\varepsilon_Q = \pm 0.4\%$, eroare de măsură a debitmetrului;
- $\varepsilon_p = \pm 4\%$, eroarea de măsură a traductorului de putere.

Astfel vor rezulta benzile de erori pentru putere $\varepsilon_p = \pm 4\%$, pentru înălțimea de pompare $\varepsilon_H = 0.184\%$, pentru randament cu metoda clasică $\varepsilon_\eta = 4.02\%$ și pentru randament cu metoda termodinamică $\varepsilon_{\eta_mt} = \pm 2\%$.

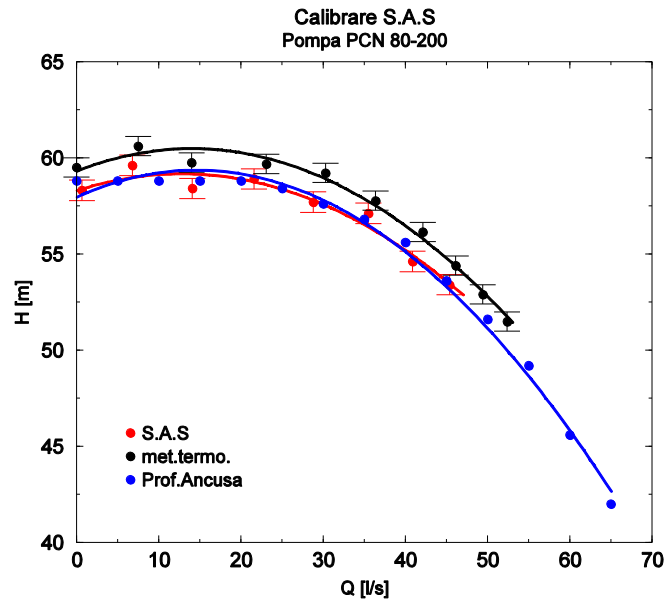
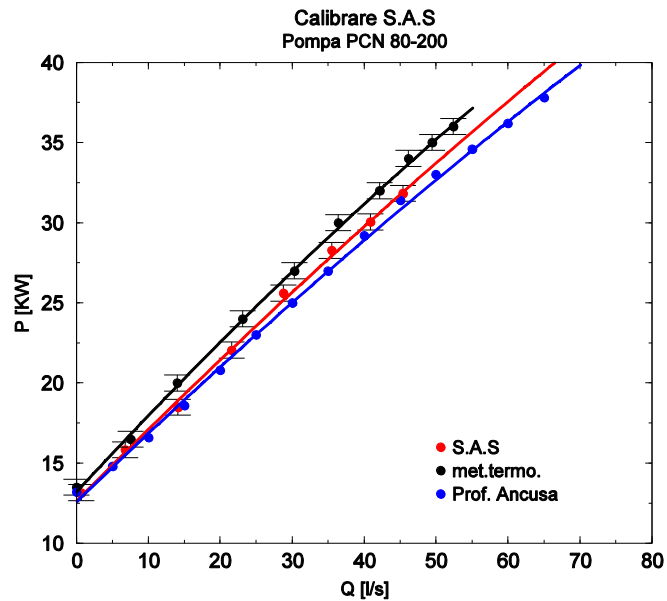
2.4. Calibrarea sistemului de achiziție de date

În urma cercetărilor anterioare efectuate în catedra de Mașini Hidraulice de către un colectiv condus de Prof.dr.ing. Ancușa pe un alt stand de laborator, s-au trasat curbele energetice și cavitaționale ale pompei PCN 80-200, pompă a cărei carcasă se folosește pentru încercarea rotorului model de la SP Jidoaia, curbe care vor deservi drept referință pentru calibrarea standului.

S-au efectuat încercări energetice asupra pompei PCN 80-200 pe noul stand iar parametrii mășurați de aparatele de măsură au fost achiziționați cu ajutorul a două metode de achiziție de date:

- i) monitorizarea și achiziția datelor cu metoda termodinamică de determinare a randamentului mașinilor hidraulice;
- ii) monitorizarea și achiziția datelor cu sistemul de achiziție automat cu, care este dotat standul experimental.

Datele prelevate cu cele două metode de achiziție au fost prelucrate rezultând curbele caracteristice pompelor centrifuge. Noile curbe au fost comparate cu cele obținute anterior.

Fig. 2. 25 Comparația curbelor înălțimii de pompare $H=f(Q)$ Fig. 2. 26 Comparația curbelor puterii absorbite $P_{arb}=f(Q)$

Din Fig. 2. 25 reiese că, curbele înălțimii de pompare obținute cu sistemul de achiziție de date pe noul stand se suprapun peste curba obținută de colectivul condus de Prof. Ancușa până la debitul maxim pe care îl poate înregistra debitmetrul, de 45 l/s, valorile măsurate aflându-se în banda de eroare.

Standul experimental acoperă un domeniu larg de debite, debitul maxim pe care îl înregistrează debitmetrul este de 45 l/s cu o putere maximă absorbită de 32 kW. Puterea absorbită de pompă se suprapune la debite mici peste curba obținută

anterior, însă după un debit de 25 l/s, puterea absorbită de pompă în noul stand este mai mare la debitul maxim fiind cu aprox. 5 % mai mare decât valorile obținute anterior; această diferență este generată uzura electro-mecanică a motorului electric (Fig. 2. 26).

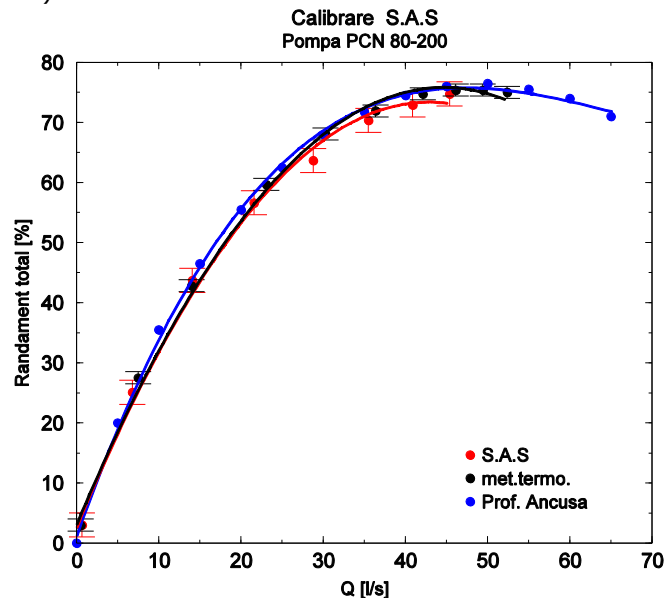


Fig. 2. 27 Comparația curbelor de randament total $\eta_T=f(Q)$

De asemenea curba de randament (Fig. 2. 27) obținută în noul stand se suprapune peste curba de randament obținută anterior; la debite mari se observă o diminuare a randamentului cu aprox. 1.5-2 % corelat cu creșterea puterii absorbite de pompă. Curba randamentului obținută cu metoda termodinamică a fost determinată precis, păstrează alura curbei obținute anterior, valorile acesteia aflându-se în banda de erori de măsurare. Pentru că metoda termodinamică se folosește pentru determinarea randamentului, pe baza diferențelor de temperatură din stratul limită a lichidului de lucru și a creșterii de presiune de la aspirația la refularea pompei, debitul și înălțimea de pompare sunt estimate, curbele înălțimii de pompare și a puterii absorbite obținute cu această metodă nu se suprapun cu cele obținute de Prof. Ancușa și nici cu, curbele obținute cu sistemul de achiziție de date al noului stand.

2.5. Concluzii

Standul proiectat satisface din punct de vedere hidraulic funcționarea în domeniile de debite și presiuni propuse pentru încercarea pompelor centrifuge. Testarea preliminară de calibrare arată că atât sistemul hidraulic cât și cel de achiziție a datelor experimentale funcționează corect, dispersia punctelor măsurate este relativ redusă.

Limitele hidraulice ale standului experimental permit investigarea pompelor centrifuge pe un domeniu larg de debite cuprins între 0-45 l/s cu înălțimi de pompare care depășesc valoarea de 55 m la turație constantă de 3000 rpm. Domeniul de puteri absorbite 0-35 KW permite încercarea mai multor soluții

constructive de pompe centrifuge. Stațiunea este ușor manevrabilă ceea ce permite efectuarea unui mare număr de determinări experimentale într-un timp relativ scurt.

Configurația standului permite și alte tipuri de investigații experimentale aplicabile pompelor centrifuge. Câmpului de viteze amonte de rotorul model se poate evalua cu ajutorul măsurătorilor cu LDV, randamentul total al pompei se poate evalua cu metoda termodinamică de determinare a randamentului. Toate investigațiile experimentale se pot realiza pe o plajă de turații cuprinsă între 500 și 3000 rpm cu ajutorul inverterului de turație ABB.

Suprapunerea curbelor obținute cu sistemul de achiziție de date, sistem care echipează noul stand experimental, peste curbele obținute anterior în colectivul nostru, relevă buna funcționare a aparatelor de măsură, a sistemului de achiziție de date și a circuitului hidraulic al standului experimental

Pe baza acestor observații există certitudinea că rezultatele ulterioare care vor fi obținute la încercările altor tipuri de pompă vor fi corecte și concludente.

3. Proiectarea și testarea rotorului model al pompei PRO 10-195 din SP Jidoaia

3.1. Rotorul prototip al pompei PRO 10-195

Pentru a asigura debite mari pompa PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia este prevăzută cu un rotor cu dublu flux (intrare dublă-simetric față de un plan vertical), Fig. 3. 1. Parametrii rotorului prototip sunt prezentați în Tabelul 3.1.

Tabel 3. 1 Parametrii principali ai pompei PRO 10-195

Parametru	Valoare
Înălțime de pompare nominală H [m]	195
Debit nominal Q [m^3/s]	4.2
Putere absorbită P_{abs} [MW]	9
Randament total η_T [%]	88
Turație n [rpm]	1000
Viteza specifică n_s [-]	116
Diametrul de intrare D_1 [m]	0.59
Diametrul de ieșire D_2 [m]	1.192
Numărul de palete Z [-]	5



Fig. 3. 1 Rotorul pompei centrifuge existent la SP Jidoaia.

Pentru realizarea și testarea rotorului model al pompei PRO 10-195 s-au stabilit următoarele etape:

1. modelarea hidraulică a unei jumătăți din rotorul prototip cu dublu flux (acesta fiind simetric față de un plan vertical);

2. determinarea caracteristicilor energetice și cavitaționale ale rotorului model într-o carcasă de pompă, convenabilă din punct de vedere constructiv și hidraulic, existentă în Laboratorul de Pompe al UPT.

În cele ce urmează se analizează modelarea rotorului prototip al pompei din SP Jidoaia pentru a fi realizat ca model, instalat și încercat într-o carcasă disponibilă în laborator, evaluându-se mărimile hidraulice și soluția constructivă.

3.2. Realizarea rotorului model de pompă de acumulare

3.2.1 Relații de similitudine utilizate

În cazul modelării geometrice a rotorului prototip la model se apelează la similitudinea cinematică (presupunând asemănarea geometrică), iar relațiile simplificate de similitudine care oferă parametrii funcționali ai rotorului model cunoscându-i pe cei ai rotorului prototip sunt exprimați după cum urmează:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{n_p}{n_m} \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^3 \quad (3.1)$$

$$\frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \quad (3.2)$$

$$\frac{P_p}{P_m} = \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^5 \quad (3.3)$$

$$\frac{\eta_p}{\eta_m} = 1 \quad (3.4)$$

Pentru relațiile de mai sus indicele *p va aparține rotorului prototip al pompei PRO 10-195 și indicele *m aparține rotorului model.

Cu scopul de a încadra rotorul model în carcasa existent s-a analizat desenul de ansamblu al carcasei disponibile și s-a determinat că diametrul maxim al rotorului care poate fi încadrat în aceasta carcasa este de 212 mm. În consecință s-au stabilit cinci dimensiuni de diametru pentru rotorul model Tabelul 3.2.

Tabel 3. 2 Diametre convenabile pentru rotorul model

D ₂ [mm]	212	209	206	203	200
---------------------	-----	-----	-----	-----	-----

Scara diametrelor și scara turațiilor sunt determinate după cum urmează (valorile numerice sunt prezentate în Tabelul 3.3.

- scara diametrelor:

$$\frac{D_p}{D_m} = \lambda_D \quad (3.5)$$

- scara turațiilor

$$\frac{n_p}{n_m} = 0.3 = \lambda_n \quad (3.6)$$

unde turația nominală a rotorului model n₂=3000rpm.

Tabel 3. 3 Scara geometrică de modelare a rotorului

D _p [mm]	1192				
D _m [mm]	212	209	206	203	200
λ _D =D _p /D _m	5.6	5.7	5.8	5.9	6

Conform relațiilor (3. 1) și (3. 2) rezultă:

$$Q_m = Q_p \cdot \lambda_n^{-1} \cdot \lambda_D^{-2} \quad (3. 7)$$

$$H_m = H_p \cdot \lambda_n^{-2} \cdot \lambda_D^{-2} \quad (3. 8)$$

Pe baza vitezei convenționale medii în conducta de aspirație cu d=0.11 m, se determină natura regimului de mișcare la intrarea în pompa model. În acest scop se utilizează relațiile:

$$v = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi D^2} \quad (3. 9)$$

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (3. 10)$$

unde $\nu=10^{-6}$ [m²/s] reprezentând vâscozitatea cinematică a apei.

Puterea modelului P[kW], turația caracteristică n_{q1} a rotorului industrial și turația caracteristică n_{q2} a modelului sunt:

$$P = \rho g Q_m H_m \quad (3. 11)$$

$$n_{q_p} = n_p \cdot \frac{Q_m^{1/2}}{H_m^{3/4}} \quad (3. 12)$$

$$n_{q_m} = n_m \cdot \frac{Q_p^{1/2}}{H_p^{3/4}} \quad (3. 13)$$

Rezultatele numerice ale calculului de transpunere obținute cu relațiile de mai sus sunt date în Tabelul 3.4.

Tabel 3. 4 Parametrii energetici ai rotorului model obținuți prin similitudine

*	V ₁	V ₂	V ₃	V ₄	V ₅
D _m [mm]	212	209	206	203	200
Q _m [m ³ /s]	0.034	0.033	0.031	0.03	0.029
Q _m [m ³ /h]	129.6	115.2	82.8	68.4	57.6
H _m [m]	51.34	49.9	48.47	47.07	45.7
P _m [kW]	17.26	16.1	14.95	13.9	12.9
v[m/s]	4.36	4.18	4	3.83	3.66
Re	4.32x10 ⁵	4.14 x10 ⁵	3.96x10 ⁵	3.8x10 ⁵	3.62x10 ⁵
n _{q_p}	27.986				
n _{q_m}	27.986				

Din analiza valorilor date în tabelul de mai sus rezultă reiese că modelarea rotorului se realizează în condiții optime, rotoarele fiind practic din aceeași familie asemenea geometric, deoarece $n_{q_p} = n_{q_m}$. În diagrama de funcționare a pompei PCN 80 – 200 (a cărei carcasă se va utiliza) la turația $n=3000$ rpm debitul maxim este de cca $200 \text{ m}^3/\text{h}$, care se regăsește la un diametru transpus $D_2=209$ mm, ceea ce permite desfășurarea experimentelor într-o gamă largă de debite. Scara de modelare $\lambda_D=5.7$ este cea mai convenabilă, ceea ce va permite încadrarea rotorului model în carcasa pompei existente, fără a crește exagerat vitezele în celelalte organe ale pompei, ceea ce ar conduce la pierderi mai mari de energie atât în pompă cât și pe traseul hidraulic al standului. Modelarea rotorului original al pompei de la SP Jidoaia pentru adaptarea la carcasa pompei existentă, este posibilă din punct de vedere geometric și hidraulic. Scara geometrică aleasă permite reproducerea convenabilă a fenomenelor din mașina industrială pe model, precum și desfășurarea încercărilor într-o curgere complet dezvoltată.

Criteriul Reynolds în secțiunea de intrare în pompa model, este la debitul nominal, $Re= 4.73 \times 10^5$, ceea ce situează curgerea în domeniul de automodelare relativ la criteriul Reynolds, (numărul Reynolds nu mai influențează pierderile hidraulice) și permite efectuarea în bune condiții a încercărilor experimentale la această scară.

3.2.2. Modelarea și realizarea rotorului model de pompă de acumulare

Primul pas în modelarea geometrică a rotorului de pompă PRO 10-195, a fost modelarea numerică a geometriei rotorului prototip la scara 1:1. Modelarea geometrică s-a făcut într-un program CAD pe baza desenelor de execuție oferite de S.C. Hidroelectrică Râmnicu-Vâlcea S.A.

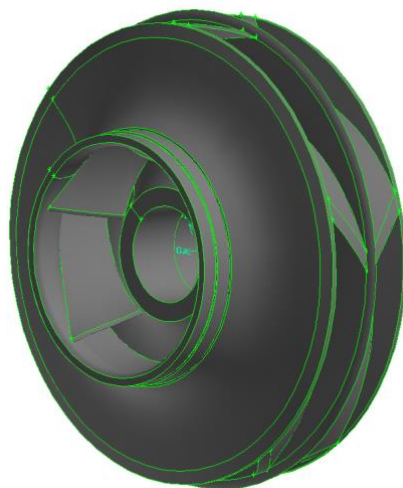


Fig. 3. 2 Geometria 3D a rotorului existent la SP Jidoaia

Pe baza geometriei rotorului construit la scara 1:1 (Fig. 3. 2), în urma calculului de modelare hidraulică s-a tras concluzia că, cea mai potrivită scara geometrică este $\lambda=5.7$, care permite reproducerea convenabilă a fenomenelor din mașina industrială pe model, precum și desfășurarea încercărilor într-o curgere

complet dezvoltată. Pentru scara de modelare determinată ($\lambda = 5.7$), diametrul exterior al rotorului model este $D_2 = 209$ mm și $D_1 = 103.5$ mm. Condiția de bază a încercărilor pe model este transpunerea corectă la scară a formei interioare a rotorului original, prin modelarea canalului interpaletar. Pentru adaptarea rotorului la carcasa existentă a pompei de pe stand, s-au realizat doar modificări ale geometriei exterioare a rotorului.

Inelul rotorului a fost supus remodelării geometrice astfel încât prin această modificare s-a adaptat la carcasa existentă și s-a modelat în corp comun cu paletele, ca în Fig. 3. 3:

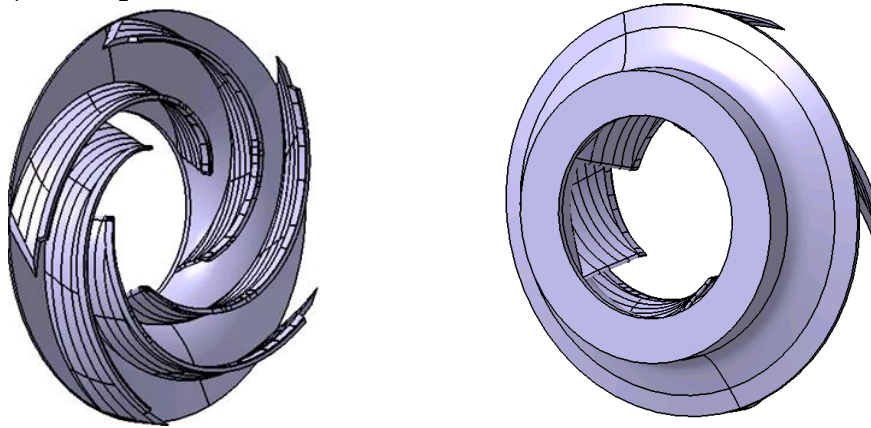


Fig. 3. 3 Inelul rotor model de pompă cu palete

Asupra coroanei s-au realizat modificări geometrice ale diametrului interior al butucului și s-a adaptat exteriorul coroanei la carcasa pompei existente, ca în Fig. 3. 4:

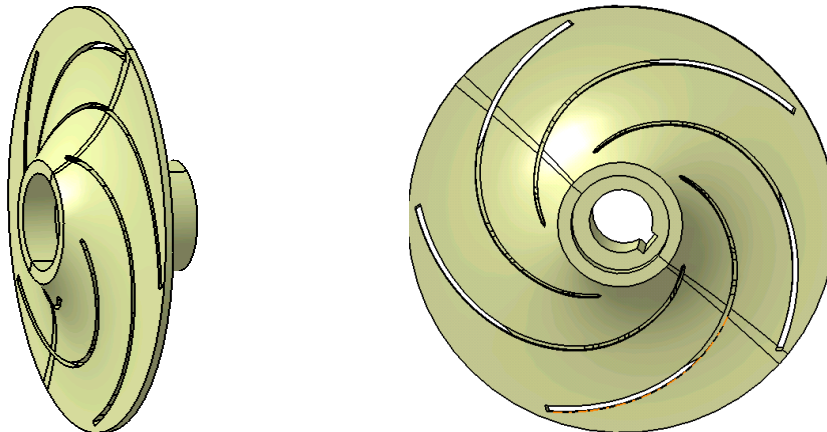


Fig. 3. 4 Coroana rotorului model de pompă cu butuc

Pentru ca adaptarea geometriei exterioare a rotorului PRO 10-195 sa fie completă s-a re-proiectat și inelul cu labirint din zona de aspirație, astfel încât această etanșare să funcționeze corect. Bucșa este prezentată în Fig. 3. 5:

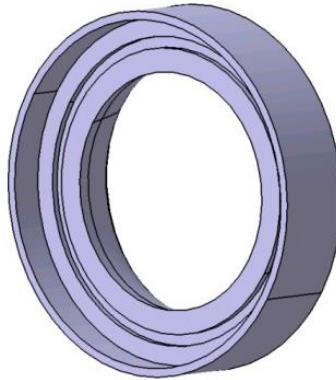


Fig. 3. 5 Bucșă de etanșarea dinamică a rotorului

Cu aceste componente s-a reușit realizarea modelului pentru rotorul existent al pompei PRO 10-195 în versiune 3D, scalat cu factorul de scara $\lambda=5.7$ cu dimensiunile exterioare adaptate carcasei pompei PCN 80 – 200 (Fig. 3. 6).

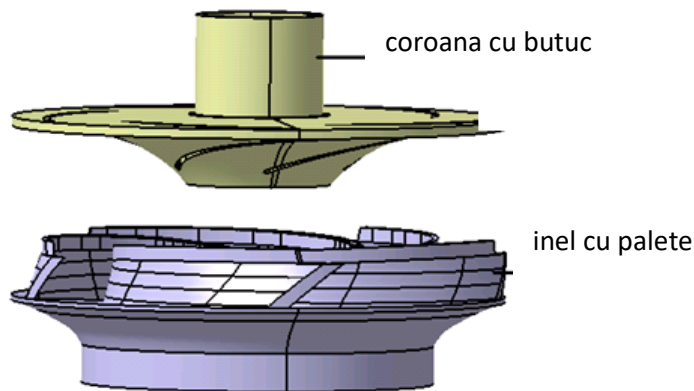


Fig. 3. 6 Ansamblu rotorului model de pompă de la SP Jidoaia

Astfel s-a întocmit documentația tehnică de execuție a ansamblului de piese care formează rotorul de pompă model. Geometria complexă a paletelor rotorice, paletetele fiind lungi și curbate, au impus prelucrarea rotorului prin așchiere pe o mașină automată cu comandă numerică în 5 axe. În Fig. 3.7 este prezentată schema 2D a ansamblului rotorului model cu dimensiunile de gabarit, Fig. 3.8 prezintă inelul și coroana rotorului model prelucrate și preparate spre asamblare, iar în Fig. 3.10 este prezentat rotorul model realizat la scara 1:5.7.

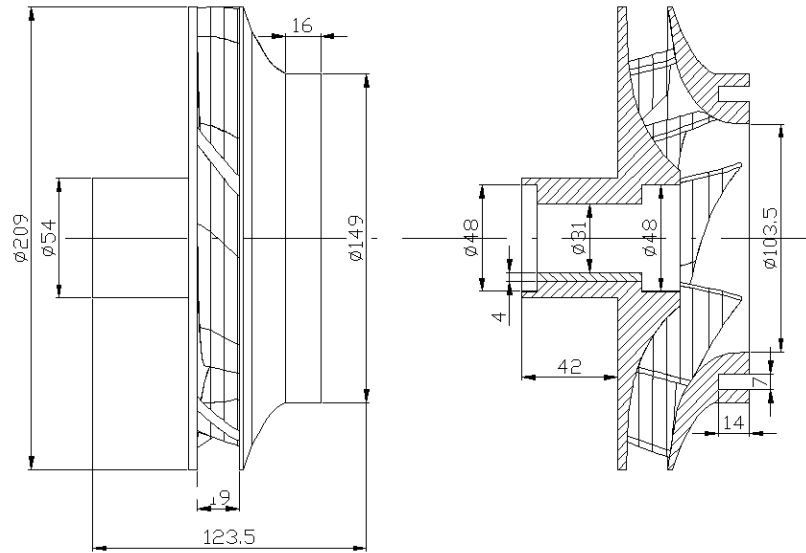


Fig. 3. 7 Modelul rotorului de la SP Jidoaia – schema 2D de execuție

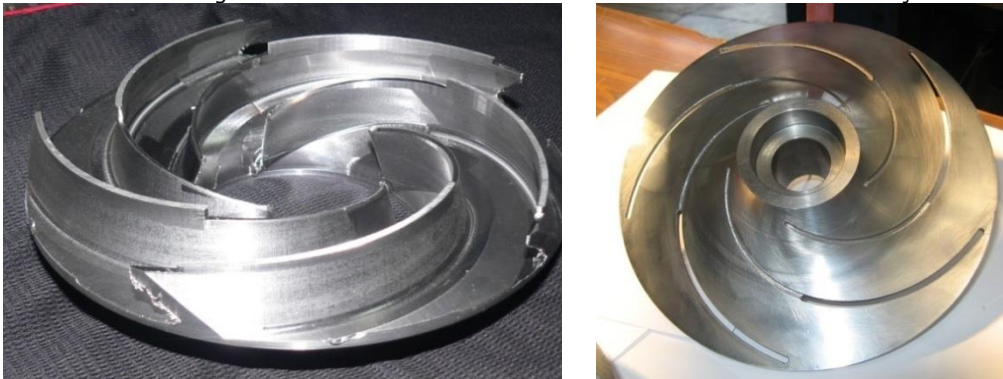


Fig. 3. 8 Modelul rotorului pompei PRO 10-195: inel cu palete (stânga), coroana cu butuc (dreapta)

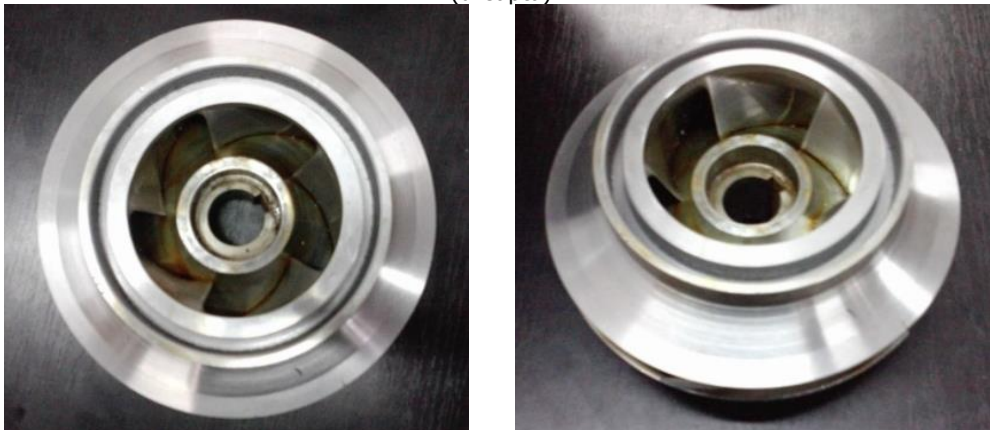


Fig. 3. 9 Modelul rotorului pompei PRO 10-195

3.3. Evaluarea performanțelor energetice și cavitazionale ale rotorului model de pompă de acumulare

3.3.1. Determinarea performanțelor energetice ale rotorului model de pompă de acumulare

Rotorul model de pompă de acumulare a fost implementat în standul experimental. Performanțele energetice ale rotorului model au fost evaluate cu ajutorul determinărilor experimentale. Pe baza rezultatelor măsurătorilor s-au trasat curbele caracteristice pompelor centrifuge:

→ înălțimea de pompare

$$H = \frac{p_r - p_a}{\rho g} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + (Z_{Pt2} - Z_{Pt1}) - \sum h_{p_{Pt1-Pt2}} \quad (3.14)$$

→ randamentul total

$$\eta_T = \frac{P_u}{P_{abs}} = \frac{\rho g Q H}{P_{abs}} \quad (3.15)$$

→ curba de putere absorbită de pompă.

$$P_{abs} = P_E \cdot \eta_{ME} \quad (3.16)$$

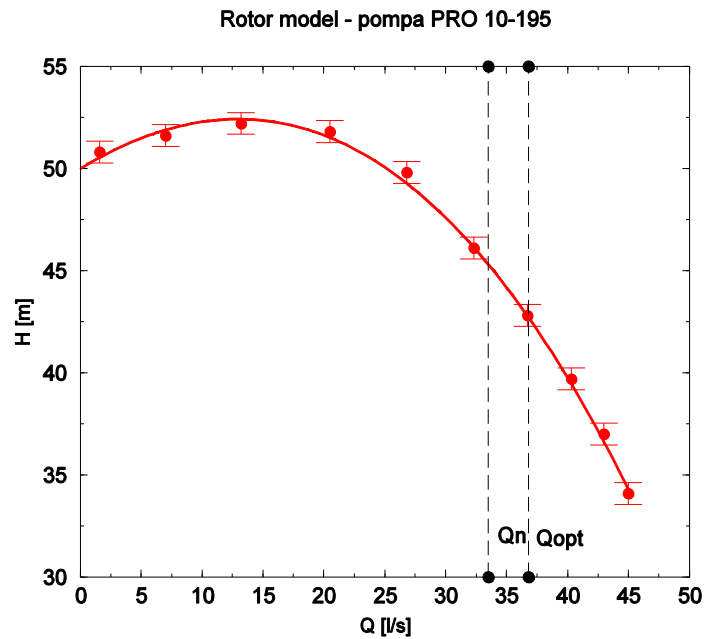


Fig. 3. 10 Curba înălțimii de pompare a rotorului model – pompa PRO 10-195 din SP Jidoaia

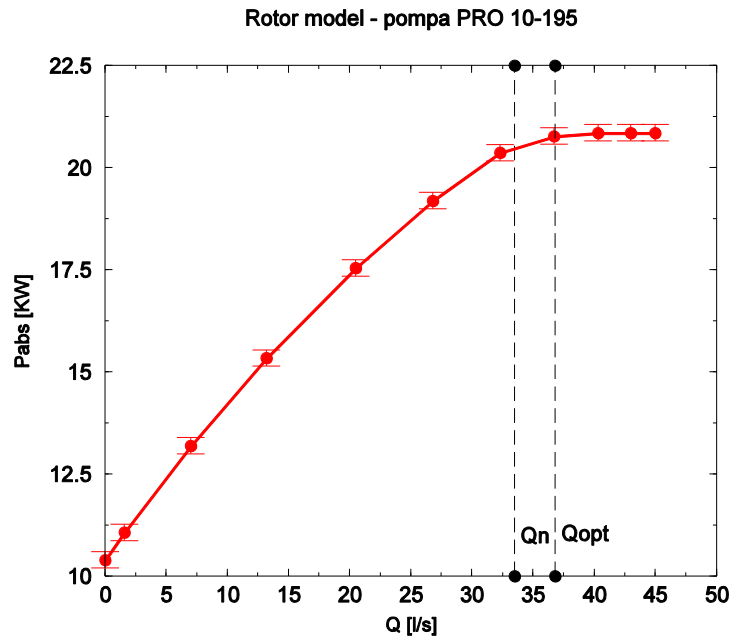


Fig. 3. 11 Curba puterii absorbite a rotorului model – pompa PRO 10-195 din SP Jidoaia

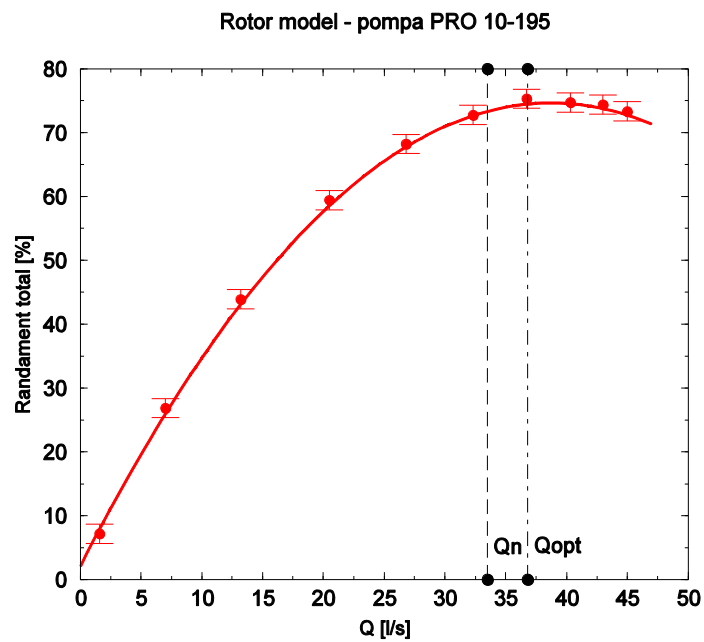


Fig. 3. 12 Curba de randamentului a rotorului model – pompa PRO 10-195 din SP Jidoaia

Din analiza rezultatelor experimentale obținute cu rotorul model al pompei de acumulare PRO 10-195 se observă că, curbele caracteristice au forma tipică pompelor centrifuge, iar domeniile de variație ale mărimilor determinate se înscriu în valorile anticipate la modelare.

Fig. 3. 10 prezintă curba înălțimii de pompare a rotorului model determinată experimental. Se observă ca rotorul model atinge la debite mici o înălțime de pompare de peste 50 m; la debitul optim de funcționare reușind o înălțime de pompare de cca. 45 m, Fig. 3. 10.

Randamentul rotorului model, la debitul nominal de funcționare ($Q_n=33.5$ l/s), atinge o valoare de 71% (Fig. 3. 11) la o putere absorbită de 20 KW (Fig. 3. 12). Din Fig. 3. 12 reiese că punctul optim de funcționare cu randamentul cel mai ridicat se regăsește la un debit mai mare decât debitul nominal de funcționare, unde $Q_{opt}=36.8$ l/s > $Q_n=33.5$ l/s. La debitul optim de funcționare înălțimea de pompare atinge valoarea de 43 m cu o putere absorbită de 20.7 KW și randament de 75%.

3.3.2. Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație NPSHc a rotorului model de pompă de acumulare

Pentru determinarea curbei de sensibilitate la cavitație NPSHc (Net Positive Suction Head required - energia cerută de rotor la aspirație) a rotorului model ce echipează SP Jidoaia s-a efectuat măsurători pe un domeniu larg de debite (Tabel 3. 5).

Tabel 3. 5. Domeniul de debite investigate pentru determinarea parametrului NPSHc

PO	1	2	3	4	5	6	7
Q [-]	0.45 Q_n	0.6 Q_n	0.75 Q_n	0.9 Q_n	1.05 Q_n	1.2 Q_n	1.35 Q_n
Q [l/s]	15	20	25	30	35	40	45

Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate în figurile de mai jos. Pentru a determina pragul critic de incipiență a fenomenului de cavitație s-a determinat curba înălțimii de aspirație netă pozitivă a a standului experimental, denumită NPSHa. S-a admis o cădere de H tolerată de 3% astfel rezultând curba NPSHc3%[m].

$$NPSHa = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} - \frac{p_{vap}}{\rho g} \quad (3. 17)$$

$$\Delta h_e = NPSH = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} - \frac{p_{vap}}{\rho g} + (z_{pt2} - z_{pt1}) - \sum h_{p_{pt1-pt2}} \quad (3. 18)$$

Fig. 3. 15 prezintă curba de sensibilitate la cavitație la încercarea rotorul model de pompă de la SP Jidoaia, se observă că are o alură ascendentă, la debitul nominal de funcționare parametrul NPSHc atinge la valoarea de 3.2 m, valoarea maximă la debite mari depășind 4 m, fapt ce indică o funcționare în regimuri cavitaționale. La debite mici în lipsa cotelui de aspirație, pompa funcționează în regimuri fără cavitație; după debitul nominal $Q_n=33.5$ l/s fenomenul de cavitație începe să se dezvolte în restul domeniului de exploatare al modelului.

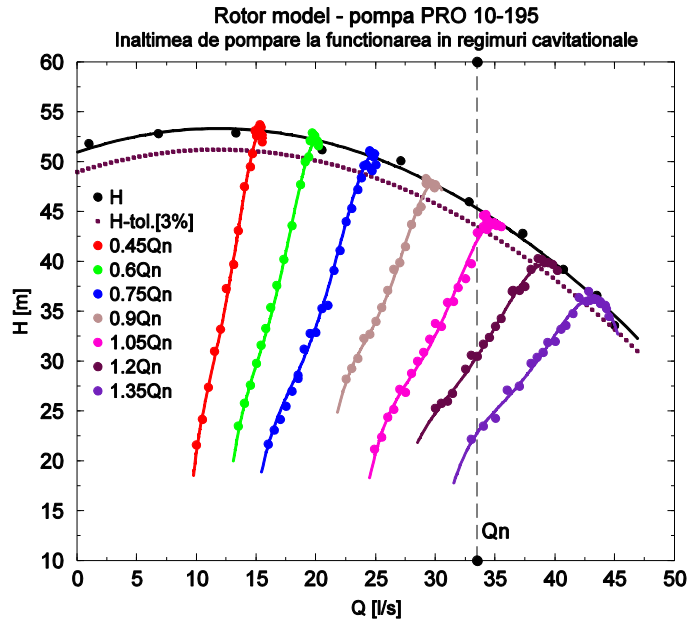


Fig. 3. 13 Curbele înălțimilor de pompare ale rotorului model la funcționare în cavitație

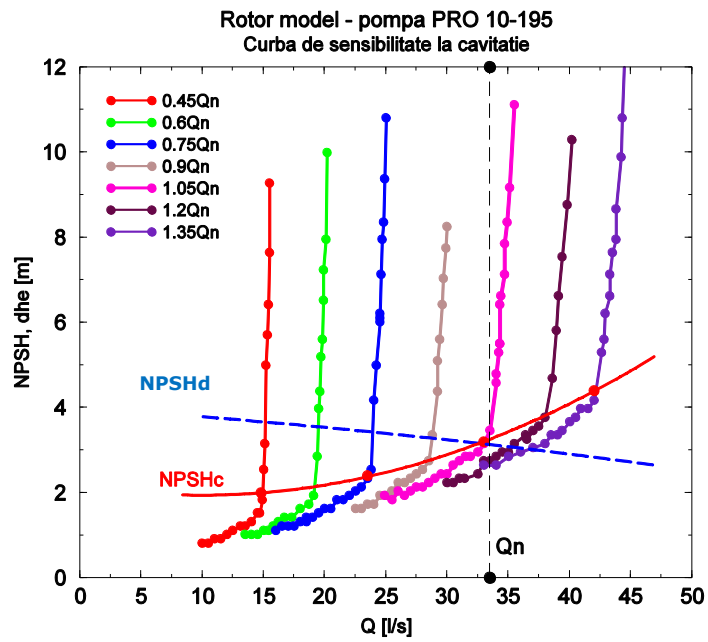


Fig. 3. 14 Curba de sensibilitate la cavitație NPSHc a rotorului model la funcționare în cavitație

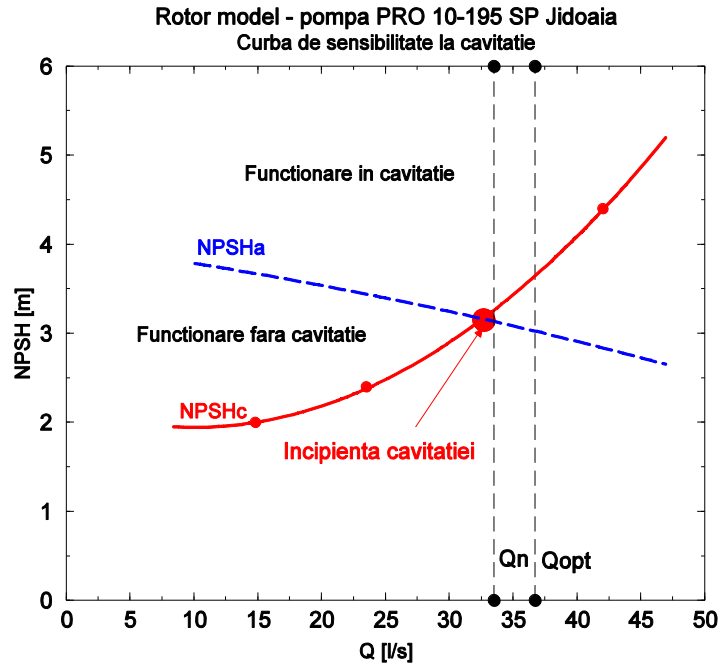


Fig. 3. 15 Curba de sensibilitate la cavitație NPSHc a rotorului model al pompei PRO 10-195 din SP Jidoaia

3.4. Concluzii privind încercarea energetică și cavitațională a rotorului model de pompă de acumulare

În acest capitol s-au realizat investigații experimentale pe rotorul model al pompei PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia, într-un domeniu de debite transpus care corespunde domeniului de exploatare a mașinii industriale, cu scopul determinării caracteristicilor energetice și cavitaționale ale rotorului model.

Rotorul modelat se încadrează din punct de vedere geometric corespunzător în carcasa existentă în laborator.

Înălțimea de pompare a rotorului model determinată experimental atinge la debite mici de funcționare (0-25 l/s) o înălțime de pompare de peste 50 m; la debitul optim de funcționare $Q_n=33.5$ l/s, reușind o înălțime de pompare de cca. 45 m. Randamentul rotorului model, la debitul nominal de funcționare ($Q_n=33.5$ l/s), atinge o valoare de 73% la o putere absorbită de 20 kW.

Punctul optim de funcționare se regăsește la un debit cu 10% mai mare decât debitul nominal de funcționare, unde $Q_{opt}=36.8$ l/s > $Q_n=33.5$ l/s. Aici randamentul total atinge valoarea de 75% la o înălțime de pompare de 43 m și o putere absorbită de 20.5 kW.

Din punct de vedere cavitațional, curba de sensibilitate la cavitație la încercarea rotorului model de pompă de la SP Jidoaia (NPSHc), indică dezvoltarea fenomenului de cavitație la debite mai mari decât debitul nominal. Rotorul model funcționează fără cavitație la debite cuprinse între 0-33 l/s, curba parametrului NPSHc situându-se sub curba disponibilă a standului NPSHd. Se remarcă dezvoltarea fenomenului de cavitație începând de la $Q_n=33.5$ l/s, unde parametrul NPSHc are

86 Proiectarea și testarea rotorului model al pompei PRO 10-195 din SP Jidoaia - 3

valoarea de 3.2 m și se intersectează cu curba NPSHd. La debite mai mari decât debitul nominal, debite cuprinse între $Q=33.5..45$ l/s, valoarea maximă a parametrului NPSHc depășește 4 m, fapt ce indică o funcționare în regimuri cavitaționale.

La debite mici cuprinse între 1 l/s și $Q_n=33.5$ l/s, în lipsa cotului de aspirație, rotorul model funcționează în regimuri fără cavitație; după debitul nominal $Q_n=33.5$ l/s fenomenul de cavitație este prezent în restul domeniului de exploatare al rotorului model.

Desfășurarea determinărilor experimentale și vizualizarea rezultatelor evidențiază buna funcționare stațiunii atât în ceea ce privește circuitul hidraulic cât și sistemul de achiziție și prelucrare a datelor.

În acest caz de încercare a rotorul model, lipsa cotului de aspirație și diferențele constructive ale camerei spirală alcătuiesc un traseul hidraulic diferit față de traseul hidraulic din stația de pompare. Pentru evaluarea performanțelor energetice și identificarea fenomenelor hidrodinamice de la intrare în rotor în condiții similare de exploatare ca și în stația de pompare, pasul următor este de a testa rotorul model de la SP Jidoaia în pompa echipată cu, cotul de la aspirație.

4. Influența cotului de la aspirație asupra performanțelor rotorului model

4.1. Realizarea și implementarea modelului cotului de la aspirație în standul experimental din laborator

Pentru modelarea geometrică și realizarea cotului de la aspirație s-a utilizat același soft de modelare ca și în cazul rotorului model, urmărind aceleași etape.

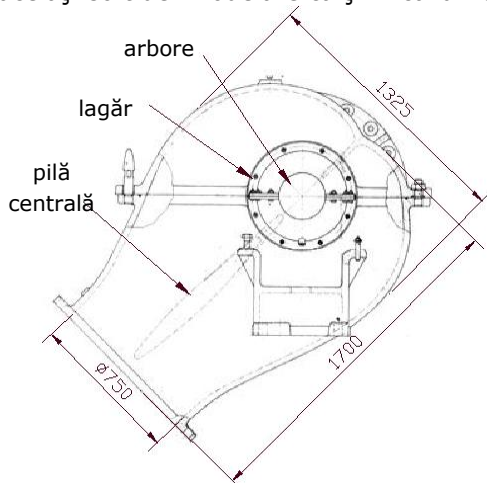


Fig. 4. 1 Schița cotului de la aspirație prototip cu dimensiunile principale de gabarit

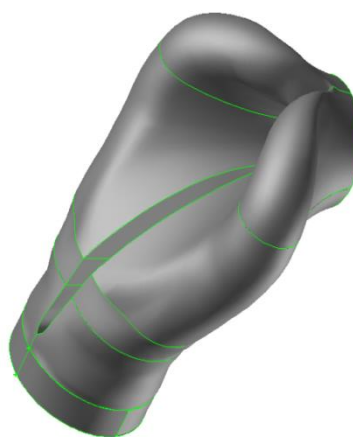


Fig. 4. 2 Cotul de la aspirație modelat la scara 1:1

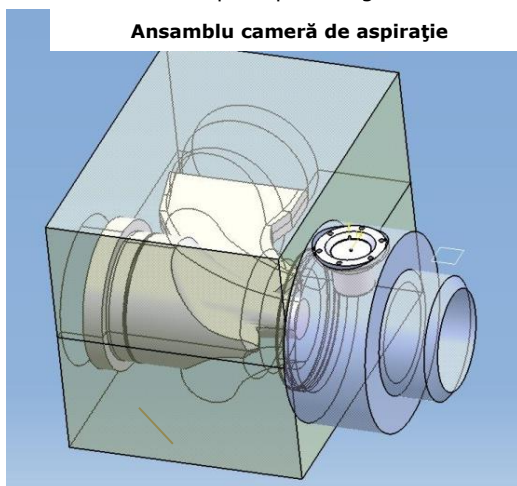


Fig. 4. 3 Ansamblul cotului de la aspirație

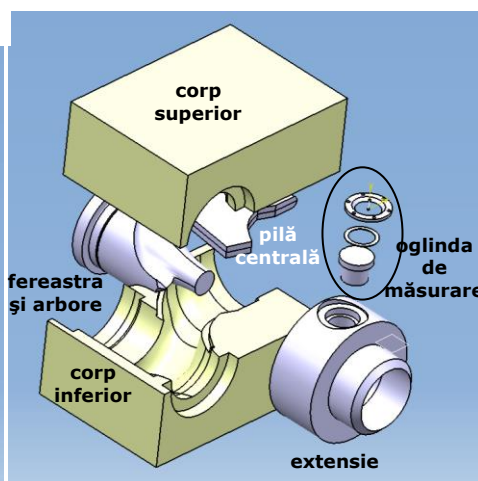


Fig. 4. 4 Ansamblul cotului de la aspirație explodat

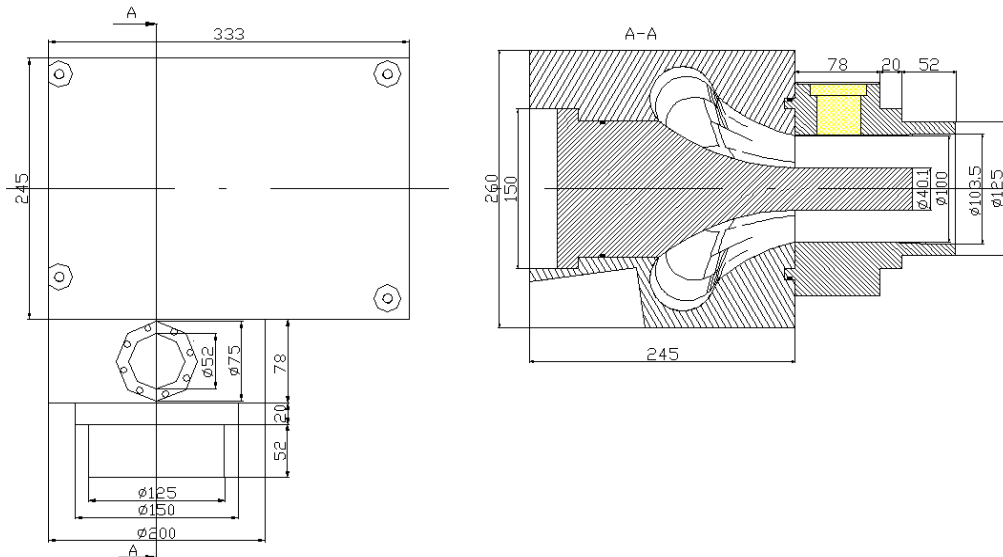


Fig. 4. 5 Schița tronsonului de la aspirație model cu dimensiunile principale de gabarit



Fig. 4. 6 Modelul cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195

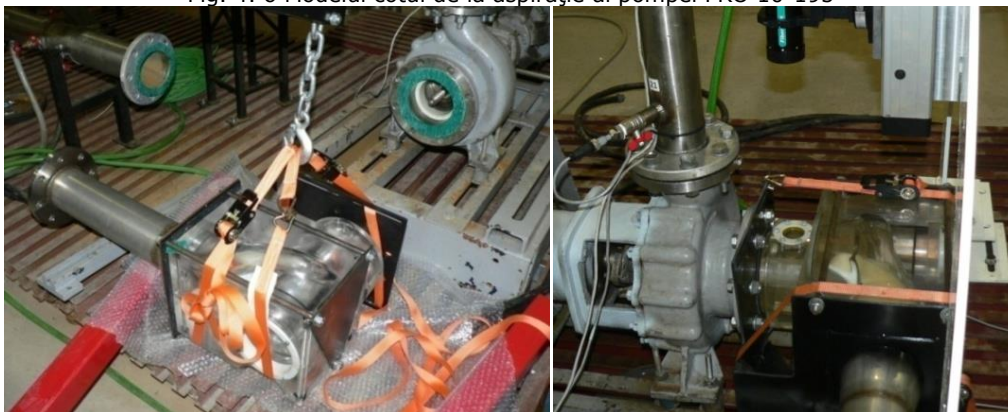


Fig. 4. 7 Vedere a tronsonului de aspirație al modelului pompei PRO 10-195 la scara 1:5.7 instalat în standul experimental de la Universitatea Politehnică Timișoara.

Cotul de la aspirație s-a executat din plexiglas pentru a putea vizualiza fenomenele hidrodinamice complexe ce au loc la intrarea în rotor. Fereastra de vizitare permite investigarea foto a câmpului hidrodinamic amonte de rotor. Oglinda de măsură permite investigarea cu laser LDV a câmpului de viteze în zona de intrare. Pentru vizualizarea structurii curentului de la ieșirea din cotul de la aspirație până la intrare în pompă, secțiune de ieșire a cotului de la aspirație a fost extinsă cu o secțiune inelară de același diametru, cu o lungime $L=150$ mm (până la intrarea în rotor), Fig. 4. 6 și Fig. 4.5.

4.2. Determinarea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model în pompa echipată cu, cotul de la aspirație

4.2.1. Determinarea performanțelor energetice

S-au efectuat investigații experimentale pentru determinarea performanțelor energetice și a comportamentului cavitațional al rotorului model în pompa echipată cu modelul cotului de la aspirație al pompelor centrifuge cu dublu flux, respectând aceeași metodologie utilizată și în Cap.3, cu scopul de a evalua influența cotului de la aspirație asupra performanțelor rotorului model.

În Fig. 4. 8, Fig. 4. 9 și Fig. 4. 10 sunt evidențiate mărimile funcționale ale rotorului model la încercarea în pompa echipată cu, cotul de la aspirație.

Din punct de vedere energetic alura curbelor rezultate la încercarea rotorului model în pompa echipată cu cotul de la aspirație se păstrează; există diferențe minore între curbele energetice determinate fără cot și curbele energetice determinate cu cot, valorile punctelor măsurate care definesc curbele caracteristice se afla în banda de erori a aparatelor de măsură.

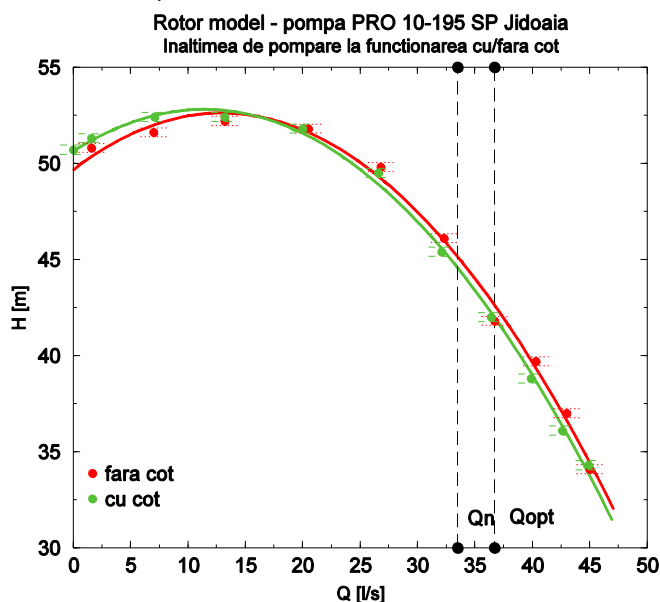


Fig. 4. 8 Curba înălțimii de pompare a modelului încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație

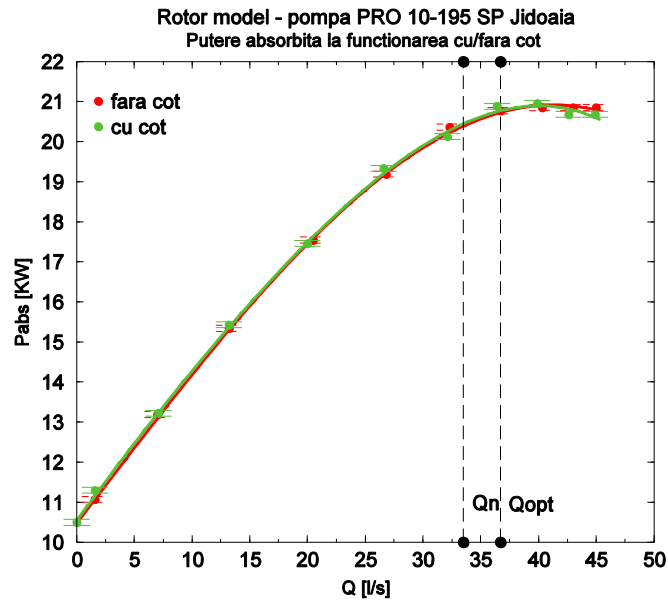


Fig. 4. 9 Curba puterii absorbite a modelului încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație

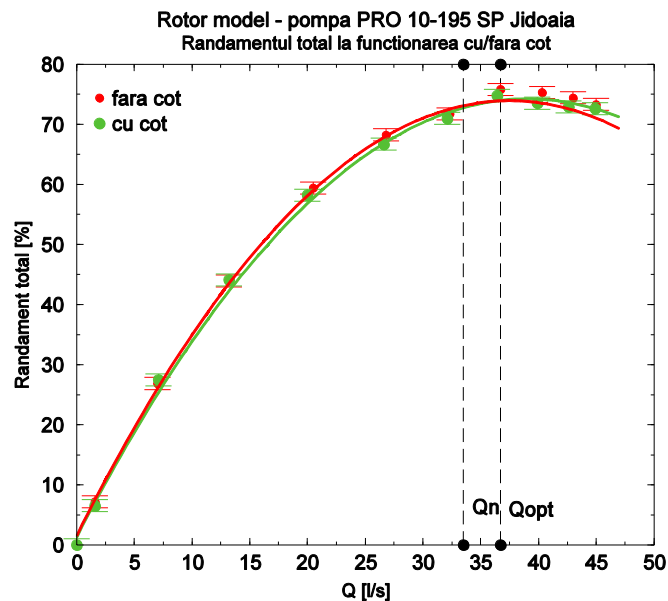


Fig. 4. 10 Curba de randamentului a modelului încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație

Din punct de vedere energetic alura curbelor rezultate la încercarea rotorului model în pompa echipată cu cotul de la aspirație se păstrează; există diferențe minore între curbele energetice determinate fără cot și curbele energetice determinate cu cot, valorile punctelor măsurate care definesc curbele caracteristice se afla în banda de erori a aparatelor de măsură.

La debitul nominal de funcționare, rotorul model testat în pompa echipată cu cotul de la aspirație atinge o înălțime de pompare de 45 m (Fig. 4. 8) identică cu cea obținută la testarea fără cotul de la aspirație, la un randament de 71% (Fig. 4. 10) cu o putere absorbită de 20 kW, Fig. 4. 9. Și în cazul funcționării în pompa echipată cu cotul de la aspirație, punctul optim de funcționare se regăsește la un debit mai mare cu 10% decât Q_n , unde $Q_{opt}=36.8$ l/s. Înălțimea de pompare este de 43 m cu o putere absorbită de 20.6 KW și un randament de 75%.

În Fig. 4.11, Fig. 4.12 și Fig. 4.13 sunt evidențiate mărimile funcționale ale prototipului obținute prin transpunere la încercarea în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație. Deoarece există diferențe constructive ale circuitelor hidraulice amonte și aval de rotor între pompa prototip și pompa model (conduțe amonte și aval respectiv colectoare diferite) dar și o scară de modelare $\lambda=5.7$, pentru transpunerea datelor de la model la prototip similitudinea a relațiilor de transpunere este incompletă. Similitudinea modelării geometrice de la prototip la model a fost realizată pe baza unui singur criteriu, criteriului Reynolds. Așadar, pentru ca performanțele energetice transpuse de la model la prototip să coincidă cu performanțele energetice determinate in situ, relațiile de similitudine au fost calibrate prin recalcularea exponenților. Pentru a evalua îmbunătățirile energetice realizate de noile soluții constructive care vor fi analizate ulterior (la scara modelului), comparativ cu datele determinate in situ, se vor utiliza pentru transpunere aceleași relații de similitudine ca și în cazul de față, respectiv transpunerea datelor de la rotorul model originar la rotorul prototip existent în stația de pompare. Relațiile calibrate de transpunere sunt:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{n_p}{n_m} \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^3 \quad (3.19)$$

$$\frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^{2.16} \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^{2.16} \quad (3.20)$$

$$\frac{P_p}{P_m} = \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^{2.865} \cdot \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^{4.865} \quad (3.21)$$

$$\frac{\eta_p}{\eta_m} = 1 \quad (3.22)$$

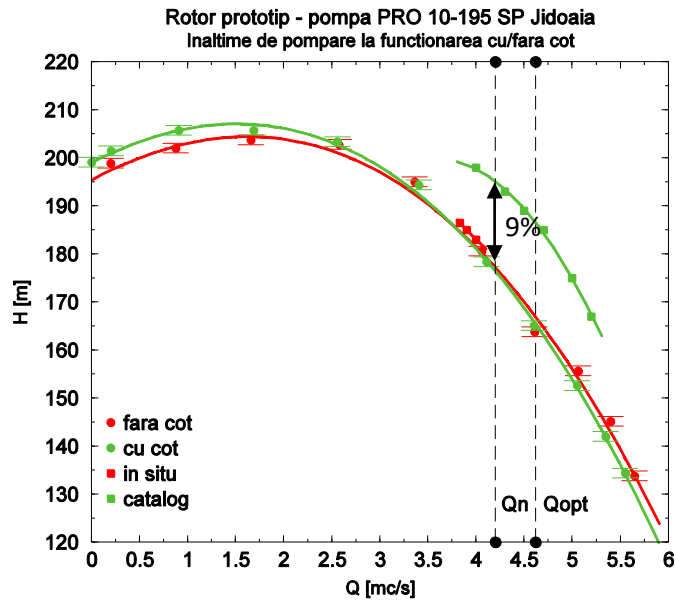


Fig. 4. 11 Curba înălțimii de pompare a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație transpusă la prototip

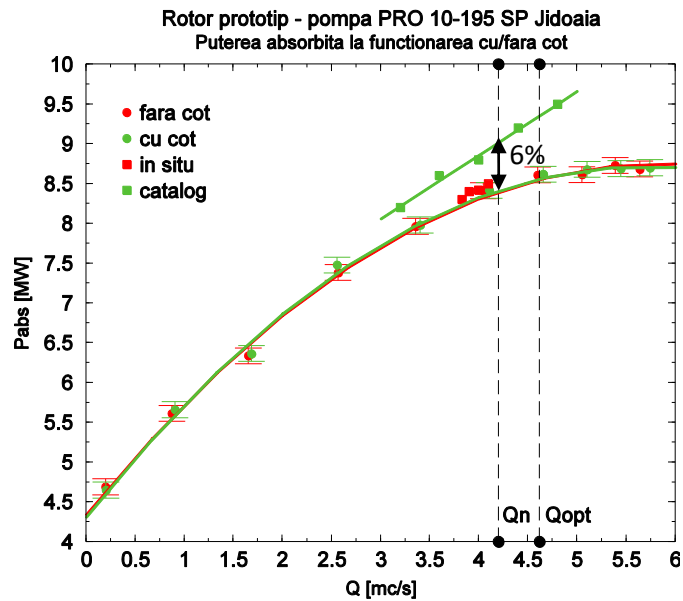


Fig. 4. 12 Curba puterii absorbite a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație transpusă la prototip

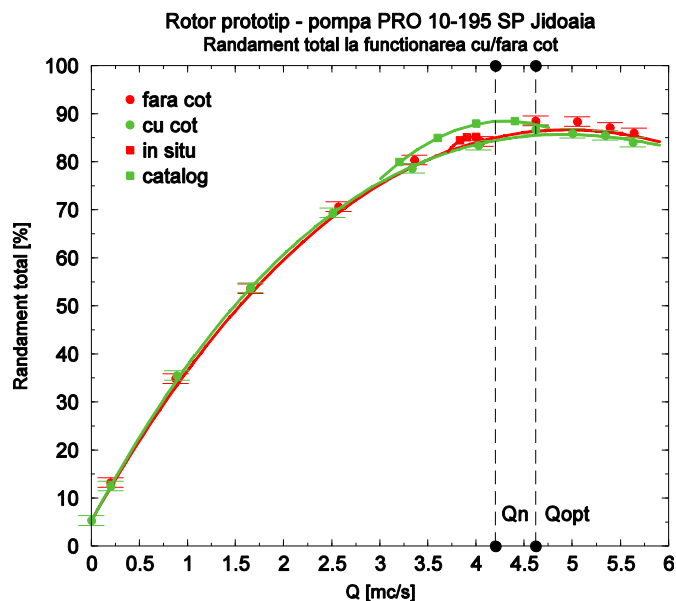


Fig. 4. 13 Curba de randament a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără cotul de la aspirație transpusă la prototip

Din punct de vedere energetic, cotul de la aspirație nu aduce nici un plus sau minus performanțelor energetice caracteristice rotorului pompei PRO 10-195, curbele transpuse se păstrează, valorile punctelor transpuse se aflându-se în banda de erori de măsurare. Înălțimea de pompare maximă transpusă este de 203 m la debitul de $1 \text{ m}^3/\text{s}$; însă la debitul optim de funcționare de $4.2 \text{ m}^3/\text{s}$ comparativ cu, curba de catalog a pompei PRO 10-195 și a datelor măsurate in situ, înălțimea de pompare transpusă are valoarea de 178 m idem cu valoarea măsurată in situ și cu 9% față de curba de catalog (Fig. 4. 11).

Puterea absorbită transpusă la debitul nominal se înscrie în domeniul de exploatare al pompei industriale în timp ce randamentul transpus se apropie de valorile curbei de catalog și valorile măsurate in situ. Randamentul transpus de la model la prototip la debitul optim este de 87%, valoare similară cu cea determinată in situ, spre deosebire de randamentul din curba de catalog de 89% (Fig. 4. 13)

4.2.2. Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație NPSHc

S-au efectuat încercări experimentale pentru determinarea comportamentului cavitațional al rotorului model în pompa echipată cu impulsor. Rezultatele experimentale sunt prezentate în cele ce urmează.

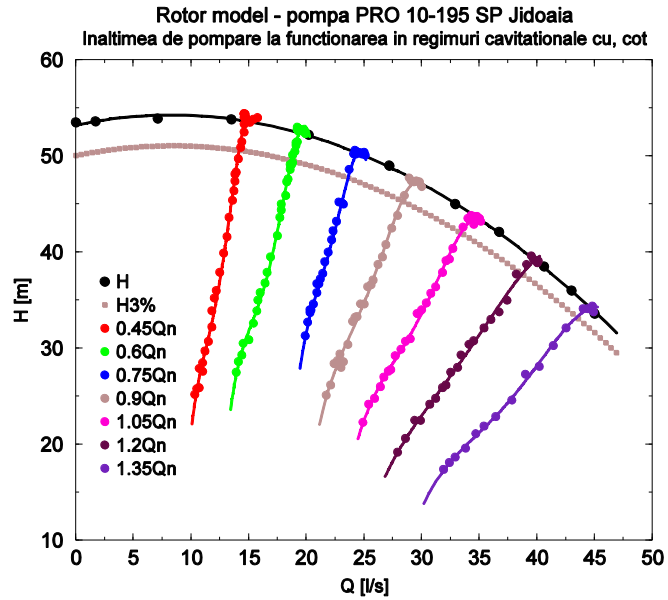


Fig. 4. 14 Curba înălțimii de pompare a rotorului model la funcționare în cavitație încercat în pompa echipată cu cotul de la aspirație

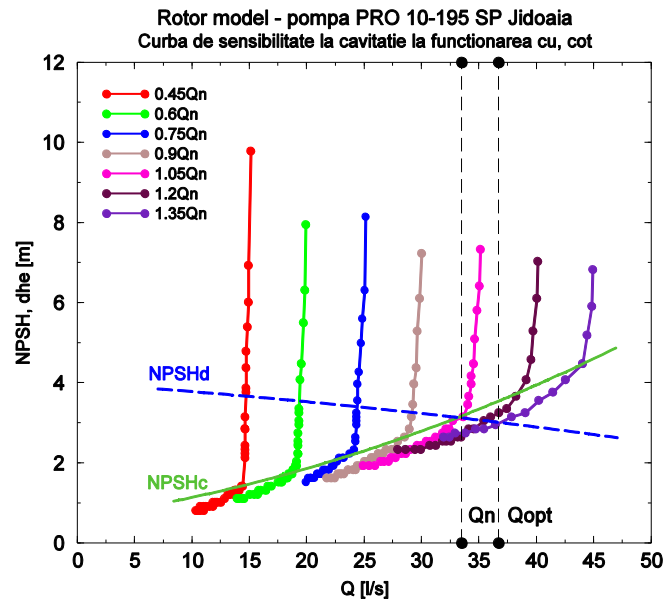


Fig. 4. 15 Curba de sensibilitate la cavitație a rotorului model la încercarea în cavitație încercat în pompa echipată cu cotul de la aspirație

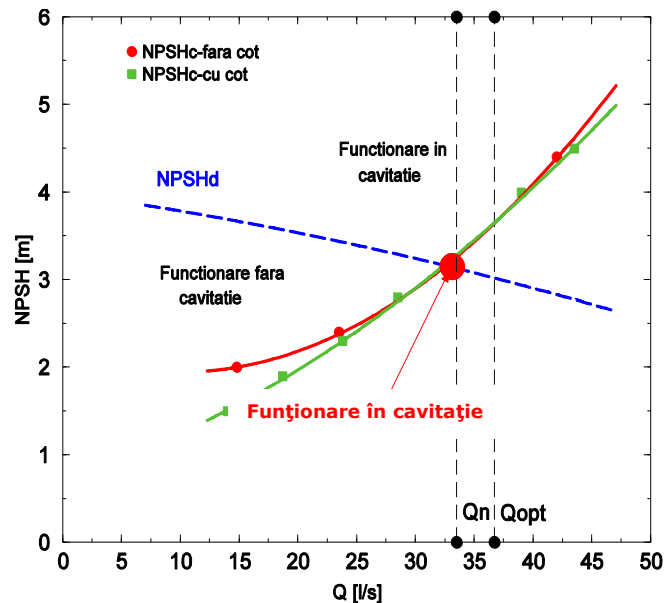


Fig. 4. 16 Curba de sensibilitate la cavitație a modelului rotorului ce echipează pompa de la SP Jidoaia la funcționarea în cavitație cu/fără cotul de la aspirație

Din punct de vedere cavitațional se observă, că prezența cotului de la aspirație are la debite mici o influență majoră asupra curbei de sensibilitate la cavitație, existând o rezervă de presiune mai mare cu aprox. 25%. În jurul debitului optim de funcționare și la debite mai mari decât acesta, prezența cotului de la aspirație induce un comportament cavitațional asemănător cu cel obținut în lipsa acestuia.

Curba de sensibilitate la cavitație la încercarea rotorului model de pompă de la SP Jidoaia (NPSHc – Fig. 4. 16), indică dezvoltarea fenomenului de cavitație la debite mai mari decât debitul nominal. Rotorul model funcționează fără cavitație la debite cuprinse între 0-33 l/s, curba parametrului NPSHc situându-se sub curba disponibilă a standului NPSHd. Se remarcă dezvoltarea fenomenului de cavitație începând de la $Q_n=33.5$ l/s, unde parametrul NPSHc are valoarea de 3 m și se intersectează cu, curba NPSHd. La debite mai mari decât debitul nominal, debite cuprinse între debitul nominal și debitul maxim de funcționare ($Q=33.5...45$ l/s), valoarea maximă a parametrului NPSHc depășește 4 m, fapt ce indică o funcționare în regimuri cavitaționale.

4.3. Vizualizarea instabilităților generate de cotul de la aspirație la aspirația pompei

În timpul campaniei de măsurători am identificat și surprins instabilitățile cavitaționale induse de geometria complexă a cotului de la aspirație. În figurile de mai jos sunt prezentate două tipuri de neuniformități generate de cotul de la aspirație la funcționarea în suprasarcină și la sarcină parțială.

În Fig. 4. 17 sunt surprinse vârtejurile cavitaționale generate de cotul de la aspirație la funcționarea cu debit mai mare decât debitul nominal, în timp ce în Fig. 4. 18 sunt surprinse instabilitățile cavitaționale generate de cotul de la aspirație la funcționarea cu sarcină parțială, cu debite mai mici decât debitul nominal de

funcționare. Aceste neuniformități induse de geometria cotului de la aspirație în câmpul hidrodinamic amonte de rotor, sunt transportate ulterior în rotor conducând la inițierea și dezvoltarea fenomenului de cavitație.

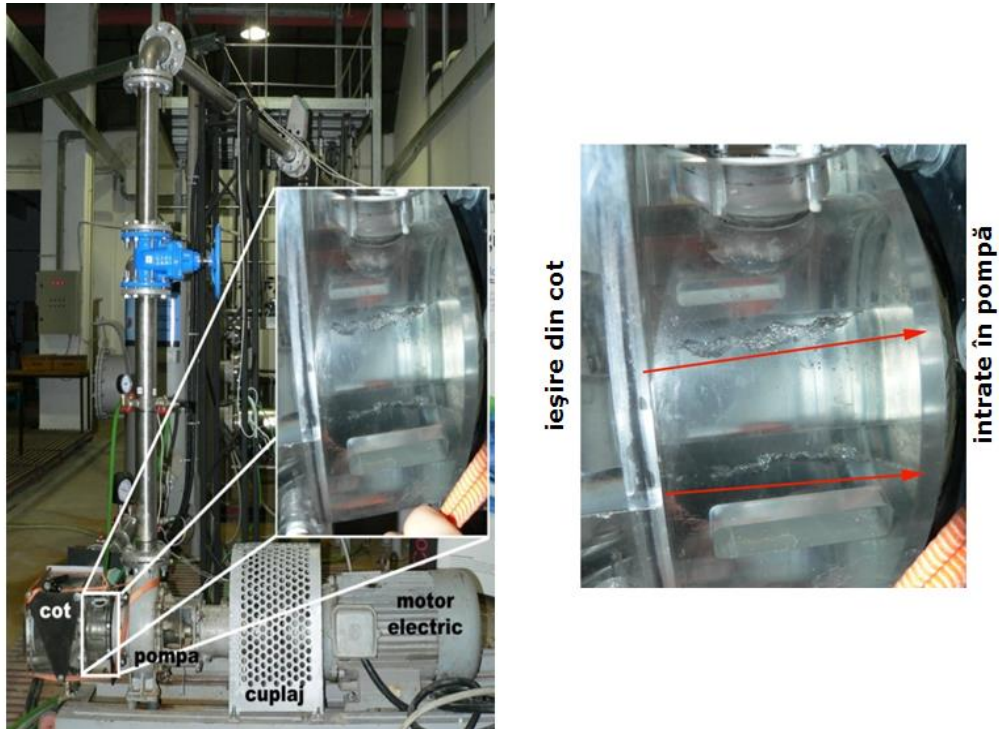


Fig. 4. 17 Vârtejuri cavitaționale formate datorită geometriei cotul de aspirație și care sunt transportate în rotorul pompei la debite mai mari decât debitul optim ($Q \cong 1.2Q_n$)

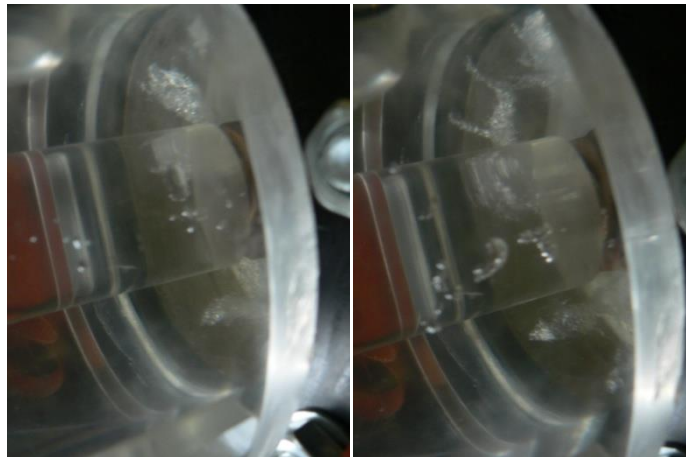


Fig. 4. 18 Instabilități cavitaționale de la intrarea în pompa pentru debite mai mici decât debitul optim ($Q \cong 0.4-0.5Q_n$)

4.4. Concluzii privind încercarea energetică și cavitațională a rotorului model în pompa echipată cu cotul de la aspirație

Cotul de la aspirație modelat la scara modelului 1:5.7 și executat se încadrează din punct de vedere geometric corespunzător în stand. Desfășurarea determinărilor experimentale și vizualizarea rezultatelor evidențiază buna funcționare a stațiunii atât în ceea ce privește circuitul hidraulic cu cotul de la aspirație.

Analiza experimentală globală a funcționării rotorului model în pompa echipată cu cotul de la aspirație, relevă faptul că prezența cotului nu aduce modificări majore ale performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model. Cuantificarea modificărilor generate de prezența cotului este imposibilă deoarece acestea se regăsesc în limitele echipamentelor de măsură.

La debitul nominal de funcționare $Q_n=33.5$ l/s, rotorul model testat în pompa echipată cu, cotul de la aspirație prezintă performanțe energetice similare cu cele rezultate din testarea în lipsa cotului. Înălțime de pompare este de 45 m (identică cu cea obținută la tastarea fără cotul de la aspirație), la un randament de 71% cu o putere absorbită de 20 KW. Și aici punctul optim de funcționare se regăsește la un debit mai mare cu 10% decât Q_n , unde $Q_{opt}=36.8$ l/s. Înălțimea de pompare este de 43 m cu o putere absorbită de 20.6 KW și un randament de 75%.

Din transpunerea rezultatelor de la model la prototip se observă ca înălțimea de pompare maximă transpusă este de 203 m la debitul de 1 m³/s. La debitul nominal de funcționare de 4.2 m³/s, înălțimea de pompare transpusă are valoarea de 178 m, similară celei măsurate in situ și cu 9% mai mică față de curba de catalog. Puterea absorbită transpusă la debitul nominal se înscrie în domeniul de exploatare al pompei industriale. Randamentul transpus se apropie de valorile curbei de catalog și valorile măsurate in situ. Randamentul transpus de la model la prototip la debitul nominal este de 87%, valoare similară cu cea determinată in situ, spre deosebire de randamentul din curba de catalog de 89%.

Din analiza reprezentărilor grafice ale rezultatelor experimentale rezultă că din punct de vedere energetic prezența cotului de la aspirație nu modifică performanțele energetice ale pompei PRO 10-195. Performanțele energetice transpuse la prototip se substanțial de curbele de catalog și de cele măsurate in situ.

Datorită diferențelor de traseu hidraulic (amonte-aval de pompă), a diferențelor camerelor spirală ce echipează pompa de la SP Jidoaia respectiv camera spirală în care este testat modelul de rotorului cât și a efectului de scara, există unele diferențe în ceea ce privește caracteristicile energetice ale rotorului model transpuse la prototip în comparație cu datele măsurate in situ și curbele de catalog. Rotorul model este testat pe standul de laborator în condiții similare celor din stația de pompare, dar nu identice.

Din punct de vedere cavitațional se observă, că prezența cotului de la aspirație are la debite mici o influență majoră asupra curbei de sensibilitate la cavitație, existând o rezervă de presiune mai mare cu aprox. 40%. În jurul debitului optim de funcționare și la debite mai mari decât acesta, prezența cotului induce un comportament cavitațional similar cu cel obținut în lipsa acestuia. Prezența fenomenului de cavitație se observă la debite care depășesc debitul nominal de funcționare $Q > Q_n = 33.5$ l/s.

Datorită vârtejurilor produse de cotul de la aspirație prin creșterea componentei tangențiale a vitezei, se produc instabilități cavitaționale după debite mai mari decât Q_n . Problema stringentă o reprezintă fenomenul de cavitație care se poate diminua sau chiar elimina prin creșterea presiunii și uniformizarea structurii curentului la intrare în rotor.

Așa cum s-a prezentat, cotul de la aspirație induce neuniformități în structura câmpul hidrodinamic de la intrare în rotor pe un domeniu larg de debite. Se dorește diminuarea, până la un nivel acceptat tehnic, sau chiar eliminarea fenomenului de cavitație. În acest scop cercetarea se va dezvolta pe proiectarea și analiza experimentală și numerică a unor soluții inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale a rotorului de pompă de acumulare.

Rezultatele obținute vor reprezenta datele referință față de care se vor compara următoarele soluții tehnice propuse pentru îmbunătățirea caracteristicilor atât energetice cât și cavitaționale.

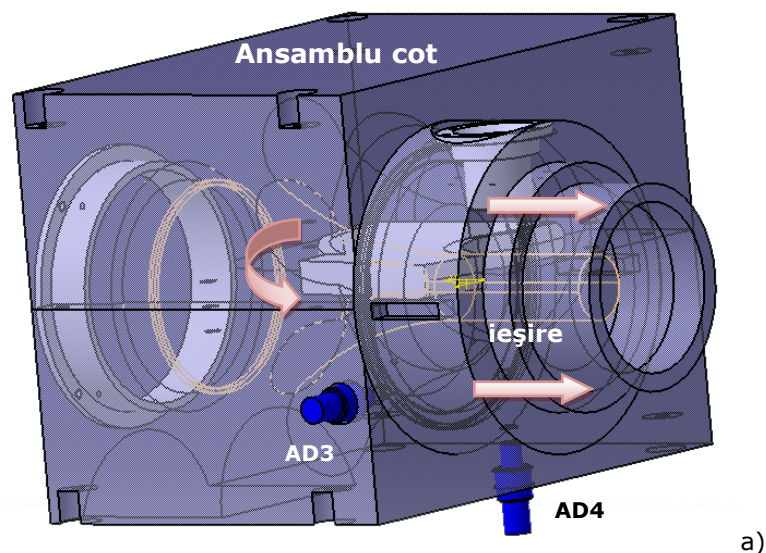
5. Măsurători de presiune nestaționară pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație

În capitolul 4 s-a identificat experimental neuniformitățile induse de prezenta cotului de la aspirație în structura câmpului hidrodinamic amonte de rotorul pompei de acumulare.

Pentru identificarea fenomenelor hidrodinamice generate de geometria complexă a cotului de la aspirație în câmpul de curgere amonte de rotor, sunt necesare efectuarea unor campanii de măsurători de presiune nestaționară pe un domeniu larg de debite de funcționare a pompei model. Din rezultatele măsurătorilor de presiune nestaționară se vor evidenția pulsațiile de presiune nestaționară, frecvența și amplitudinea neuniformităților generate de cot și spectrul câmpului hidrodinamic al curentului amonte de rotor.

5.1. Instalarea traductoarelor piezorezistive de presiune în traseul hidraulic model al pompei de acumulare

Evaluarea experimentală a structurii câmpului hidrodinamic amonte de rotorul pompei de acumulare necesită instalarea a două traductoare de presiune piezorezistive (vezi Cap.2) pe suprafața de ieșire a cotului. Fiind un cot cu o geometrie complexă dar simetrică față de un plan orizontal, traductoare de presiune nestaționară s-au instalat pe secțiunea de jos al acestuia la o distanță unghiulară de 90° , Fig. 5. 1 și Fig. 5. 2.



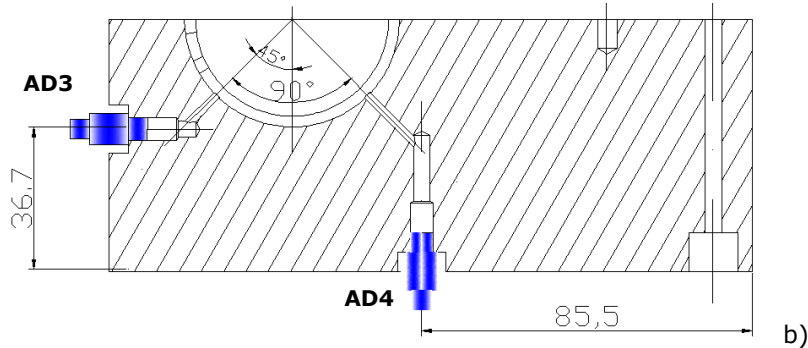


Fig. 5. 1 Poziționarea traductoarelor de presiune nestaționare: a) ansamblul cot prevăzut cu traductoare; b) poziționarea traductorilor pe secțiunea de jos a cotului

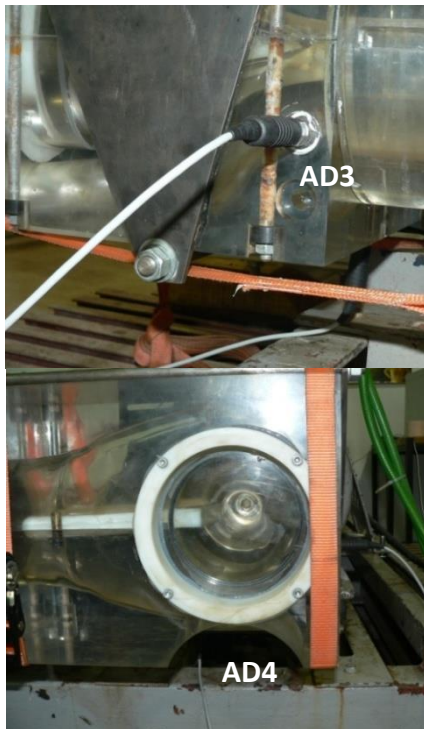


Fig. 5. 2 Traductoare de presiune nestaționară instalați pe secțiunea de ieșire a cotului

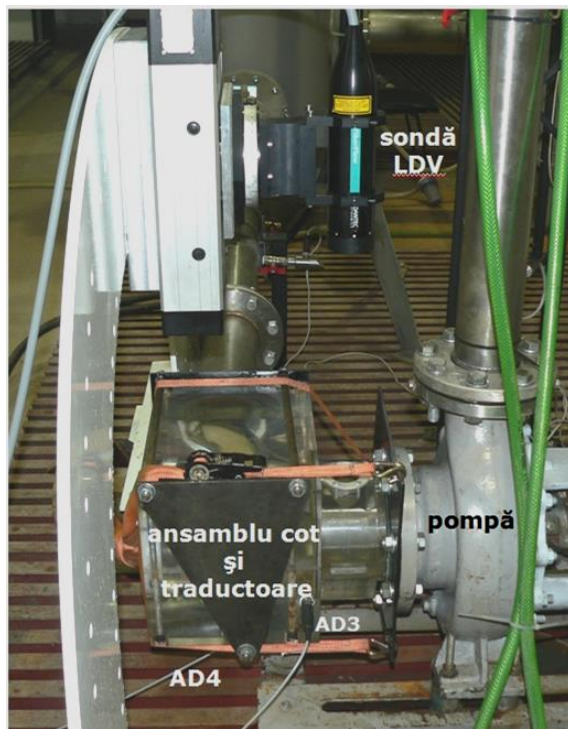


Fig. 5. 3 Vedere de ansamblu a echipamentelor pentru măsurarea presiunii nestaționare, implementate pe standul experimental

5.2. Determinarea pierderilor hidraulice din traseul de aspirație al pompei model

Geometria complexă a cotului de la aspirație induce pierderi hidraulice suplimentare în transferul energetic, funcționând ca o rezistență hidraulică. Pentru a evalua cantitativ pierderile hidraulice din tronsonul de aspirație al traseului

hidraulic model al pompei de acumulare, s-au efectuat seturi de măsurători pe întreg domeniul de funcționare al pompei de acumulare model. De interes sunt achiziționarea presiunii statice a traductorului de presiune manovacuumetric Pt1 și a traductoarelor de presiune netaționară. Se consideră presiunea statică pe secțiunea de ieșire a cotului ca fiind media aritmetică a presiunilor statice înregistrate de traductorii de presiune piezorezistivi. De asemenea s-au determinat diferența de presiune (5. 2) și coeficientul de pierderi hidraulice din tronsonul de aspirație al traseului hidraulic model (5. 3). Datele achiziționate și suma pierderilor hidraulice sunt prezentate în Tabel 5. 1.

$$p_{s_m} = \frac{AD3 + AD4}{2} \tag{5. 1}$$

$$\Delta p_{cot} = p_{Pt1} - p_{s_m} \tag{5. 2}$$

$$\zeta = \frac{2\Delta p_{cot}}{\rho v^2} \tag{5. 3}$$

Tabel 5. 1 Diferența de presiune pe cotul de la aspirație

Q [l/s]	Pt1 [Kpa]	AD3 [KPa]	AD4 [KPa]	p_{s_m} [KPa]	Δp_{cot} [KPa]	ζ [-]	Numărul Reynolds [-]
6.8	-1.90	-5	-1	-3.5	1.10	2.95	8844.96
12.6	-6.64	-12	-6	-9	2.36	1.83	16466.18
19.2	-11.11	-17	-13	-15	3.89	1.30	25047.67
24.8	-14.80	-21	-18	-19.5	4.70	0.94	32430.31
30.2	-18.63	-25	-24	-24.5	5.87	0.79	39448.41
34.5	-20.91	-28	-29	-28.5	7.59	0.79	45081.09
38.3	-23.39	-31	-33	-32	8.61	0.72	50005.04
41.3	-27.11	-35	-38	-36.5	9.39	0.68	53900.68
43.6	-30.02	-39	-43	-41	10.98	0.71	56900.68
45	-33.01	-43	-47	-45	11.99	0.73	58731.2

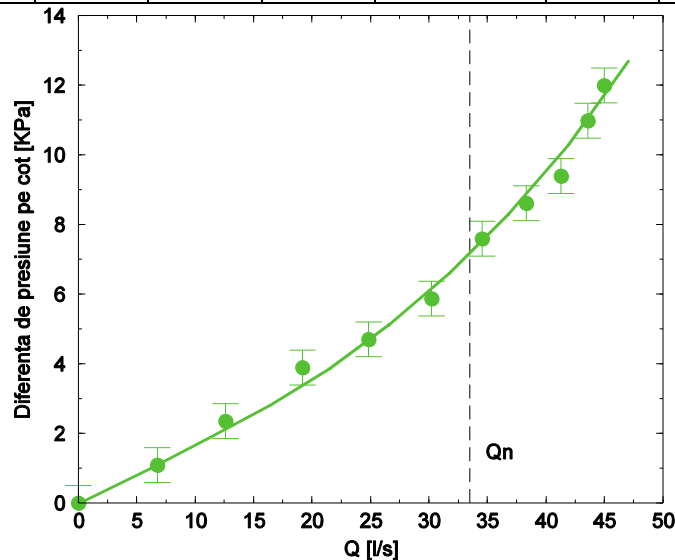


Fig. 5. 4 Diferența de presiune pe tronsonul de aspirație al pompei de acumulare model

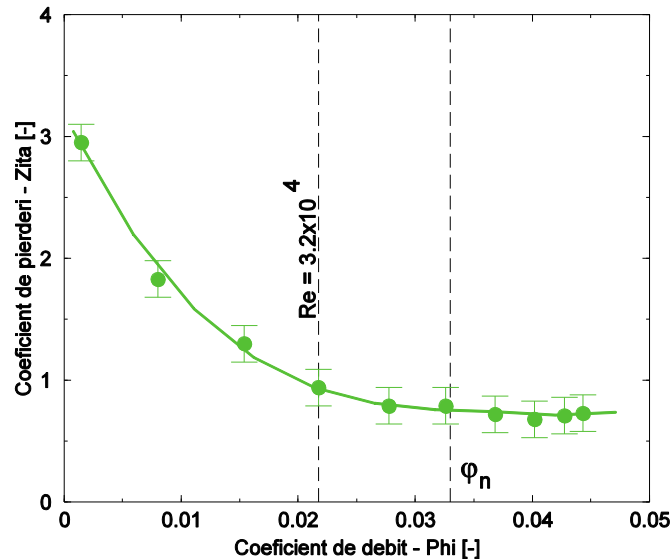


Fig. 5.5 Coeficientul de pierderi hidraulice pe tronsonul de aspirație al pompei de acumulare model

În Fig. 5.4 este prezentată diferența de presiune din tronsonul de aspirație al pompei de acumulare model. Se observă că diferența/căderea de presiune de pe tronsonul de la aspirație instalat pe standul experimental crește concomitent cu debitul. Astfel valoarea cea mai mare a căderii de presiune se regăsește valoarea cea mai ridicată a debitelor investigate, respectiv $Q=45$ l/s, unde valoarea căderii de presiune este de peste 12 kPa. Pe baza căderii de presiune din tronsonul de aspirație al pompei de acumulare model, utilizând relația (5.3) se calculează coeficientul de pierderi hidraulice din acest tronson de aspirație complex. Figura 5.5 prezintă variația coeficientului de pierderi hidraulice în funcție de debit. Conform Idelcik [64], coeficientul de pierderi locale ζ într-un cot de 90° are valori cuprinse între 0.5...1.3 în funcție de numărul Reynolds. Deși cotul de la aspirație al pompelor centrifuge cu dublu flux are o geometrie complexă, se observă conform Fig. 5.5 că, coeficientul de pierderi locale în acest cot se încadrează încă de la debite de funcționare foarte mici, unde $\varphi=0.015$ ($Q=17.5$ l/s), în limitele enunțate anterior. De la $\varphi=0.215$ ($Q=19.7$ l/s) unde valoarea criteriului Reynolds este 3.4×10^4 și până la $\varphi=0.445$ ($Q=45$ l/s) valoarea coeficientului de pierderi din tronsonul de la aspirație prezintă valori similare, curgerea respectiv cuantumul pierderilor din acest tronson nu mai variază în funcție de criteriul Reynolds.

5.3. Măsurători de presiune netaționară

5.3.1. Rezultate experimentale

Măsurătorile experimentale ale pulsațiilor de presiune pe secțiunea de ieșire din cot-intrarea în pompă, s-au realizat la nouă valori ale debitului de funcționare ale pompei model, de la $0.5Q_n$, $0.6Q_n$... $1.3Q_n$. Toate măsurătorile s-au realizat la turația nominală a rotorului model $n=3000$ rpm. Pentru o analiză corectă a rezultatelor, campania de măsurători a presupus achiziția a 20000 de eșantioane

intr-un interval de timp de 20 sec. Prin achiziția semnalelor pulsațiilor de presiune s-a calculat transformata Fourier rapidă a semnalelor.

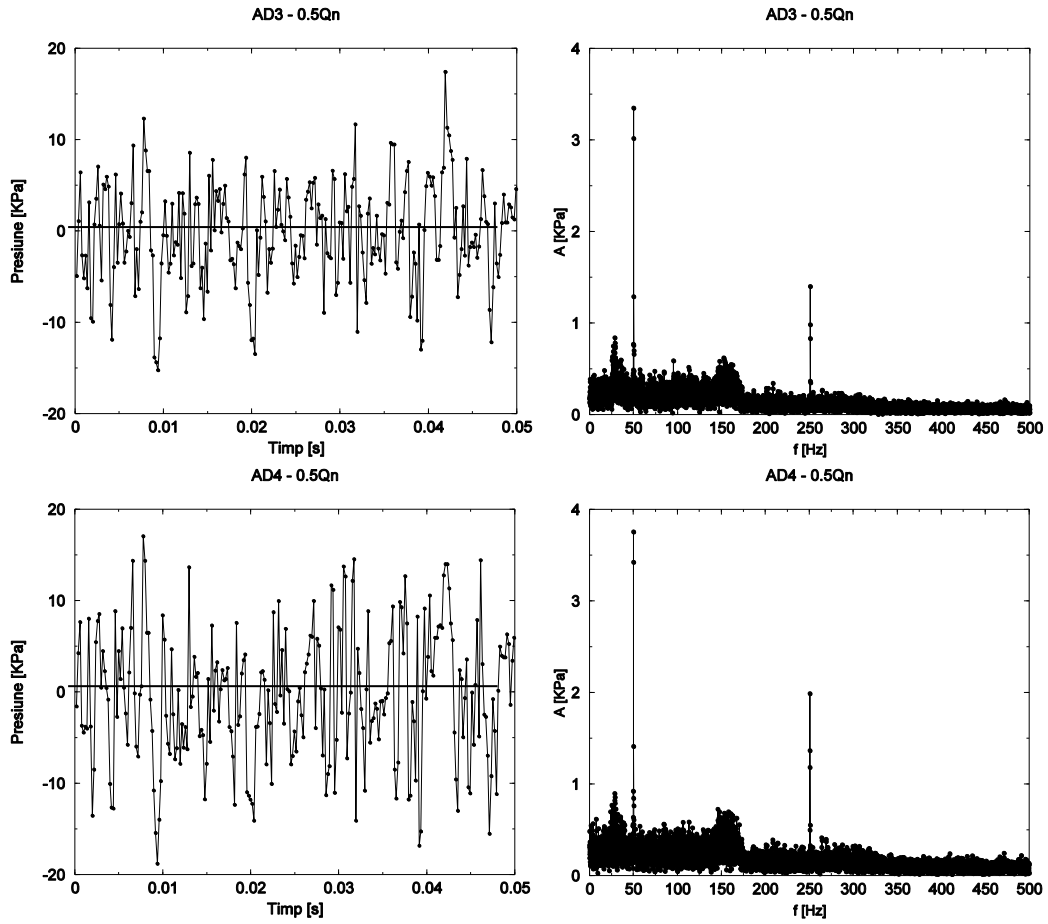


Fig. 5. 6 Pulsații de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 0.5Qn

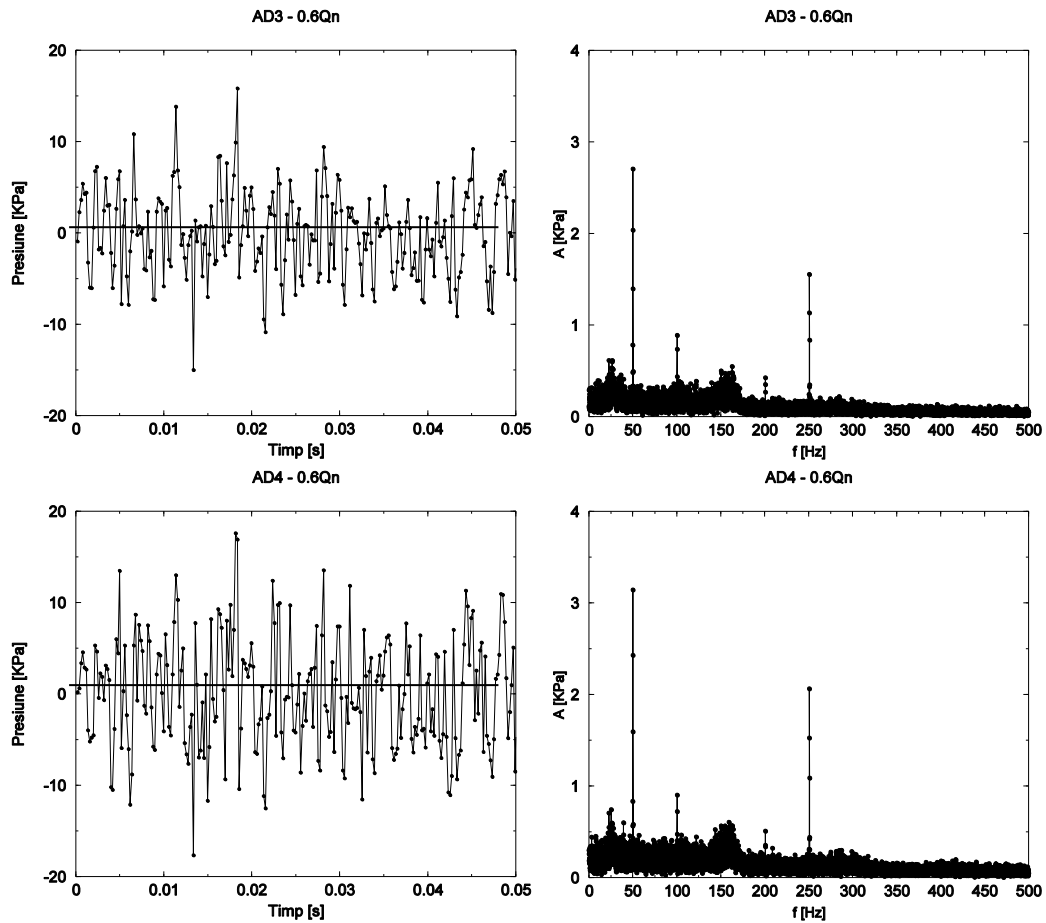


Fig. 5. 7 Pulsatii de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 0.6Qn

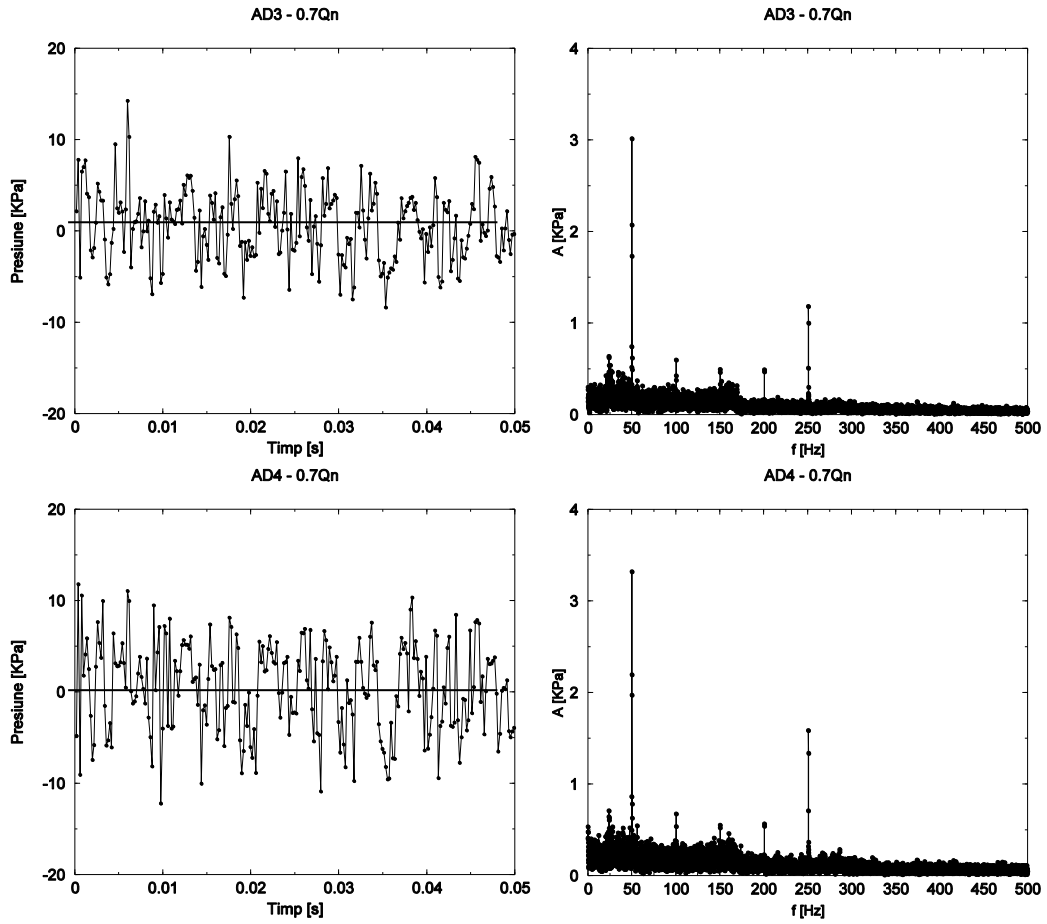


Fig. 5. 8 Pulsaiții de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 0.7Qn

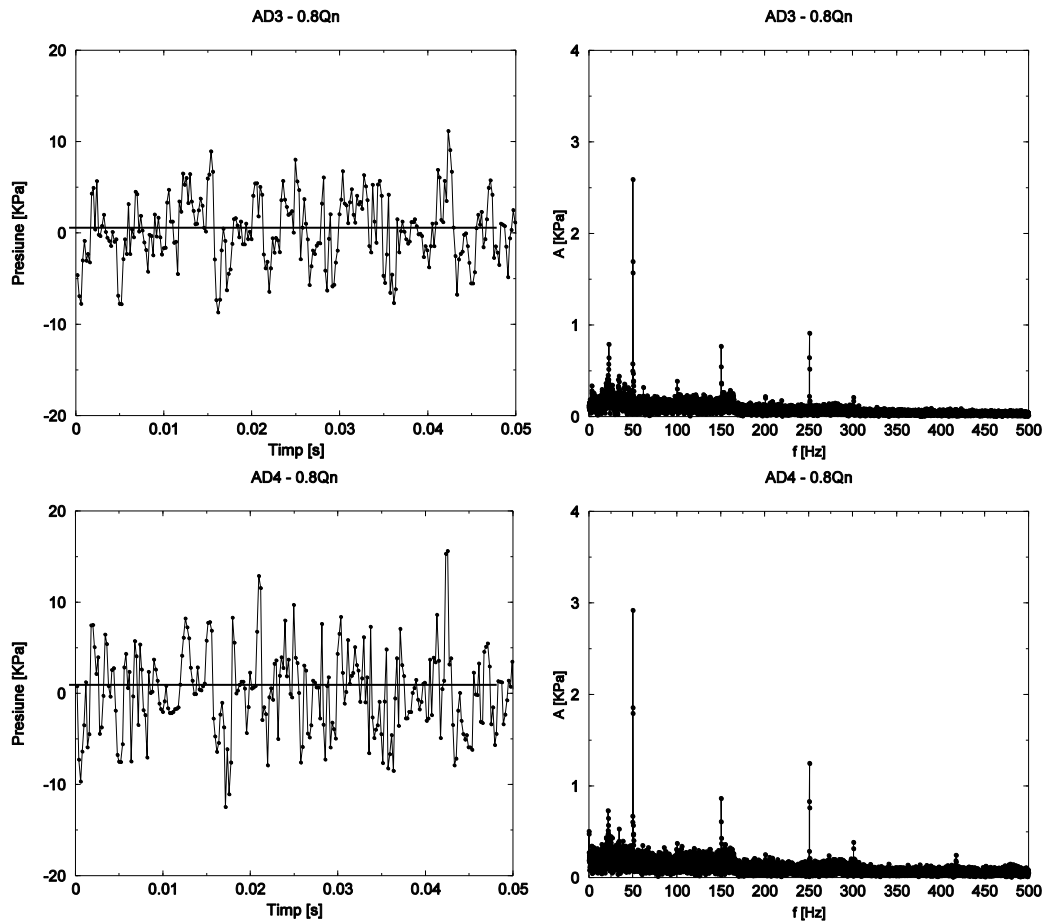


Fig. 5. 9 Pulsatii de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 0.8Qn

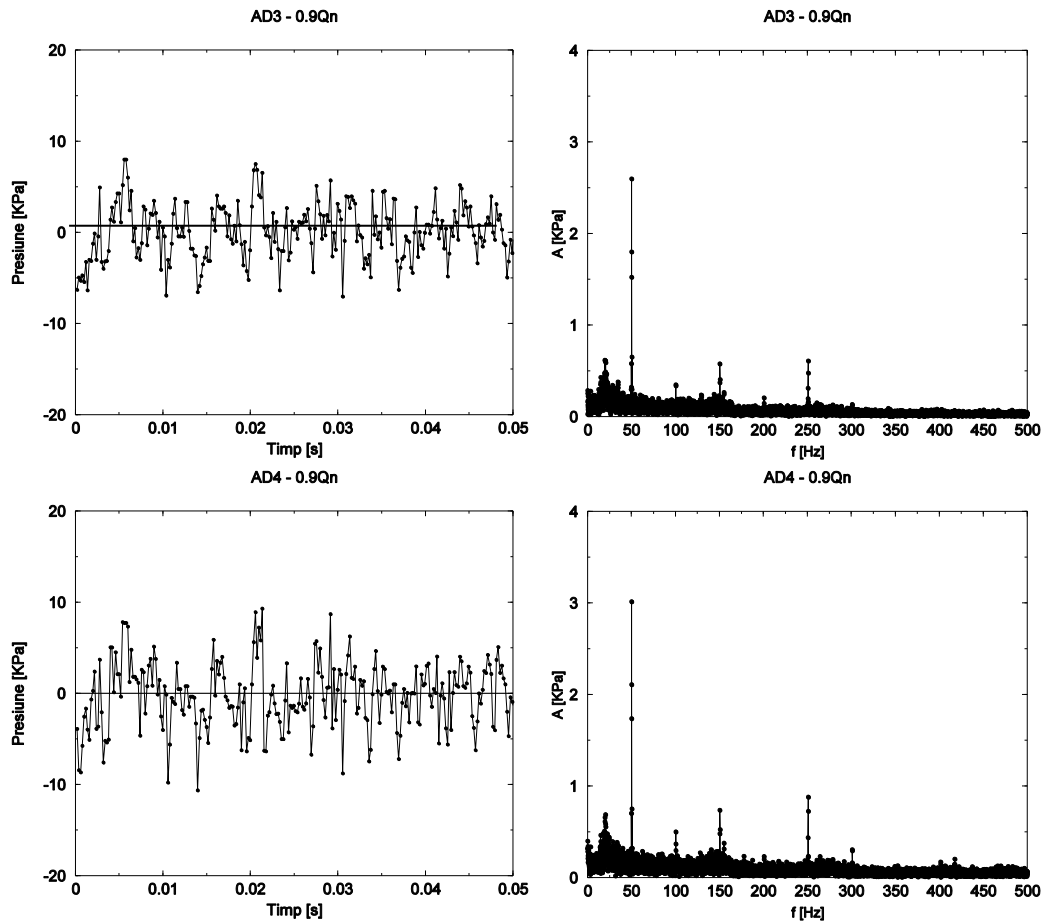


Fig. 5. 10 Pulsatții de presiune netaționară amonte de rotor și transformata a semnalelor la debitul de funcționare 0.9Qn

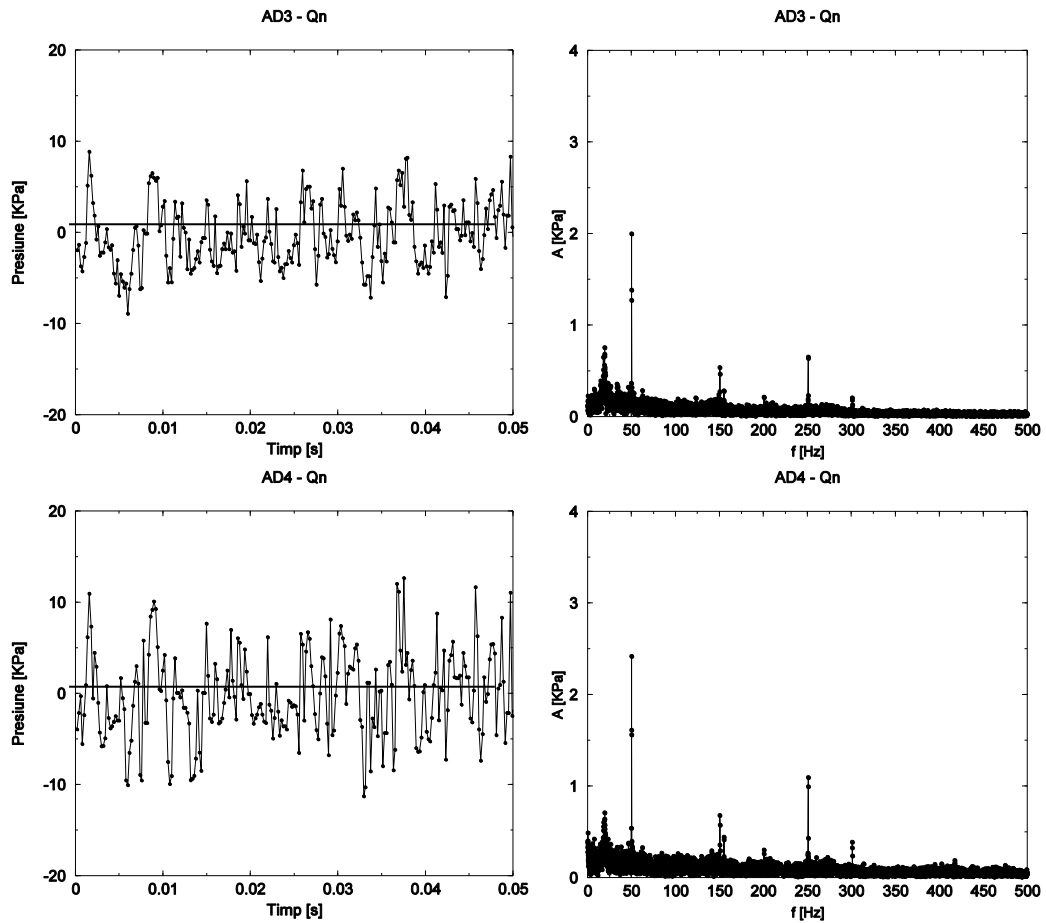


Fig. 5. 11 Pulsajii de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare Q_n

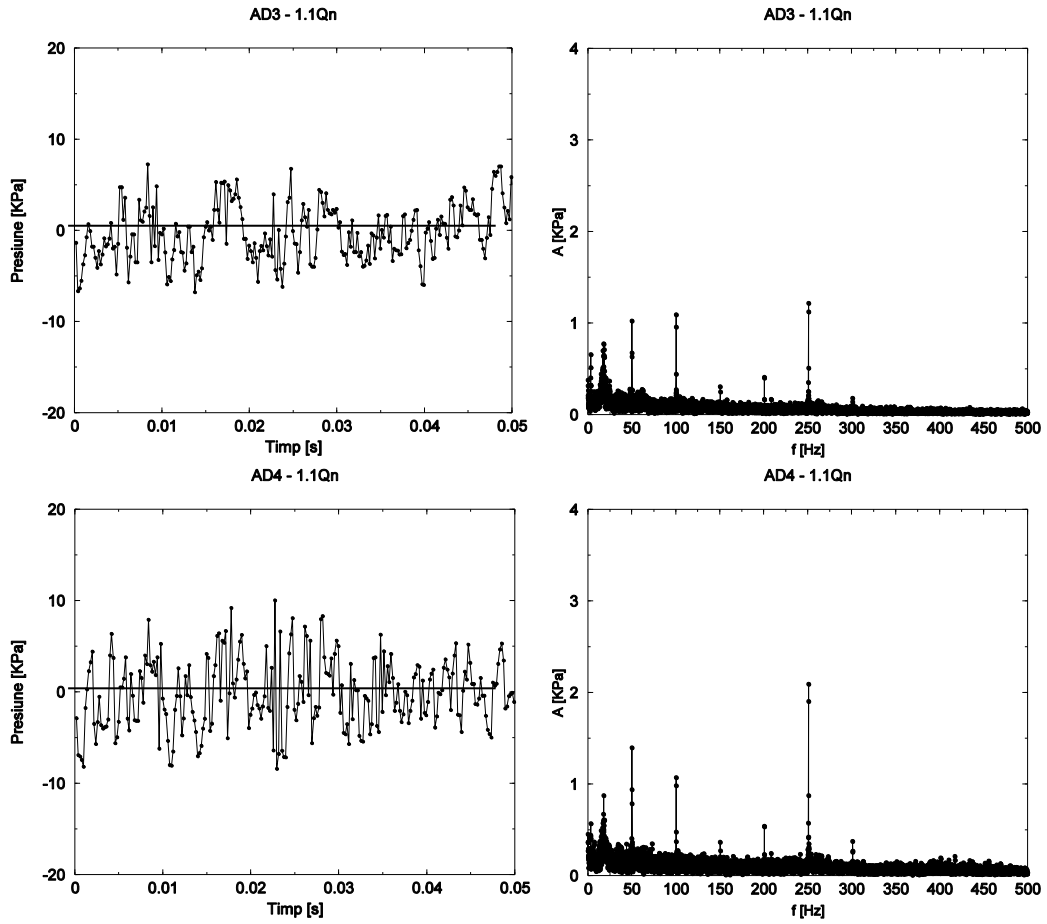


Fig. 5. 12 Pulsajii de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 1.1Qn

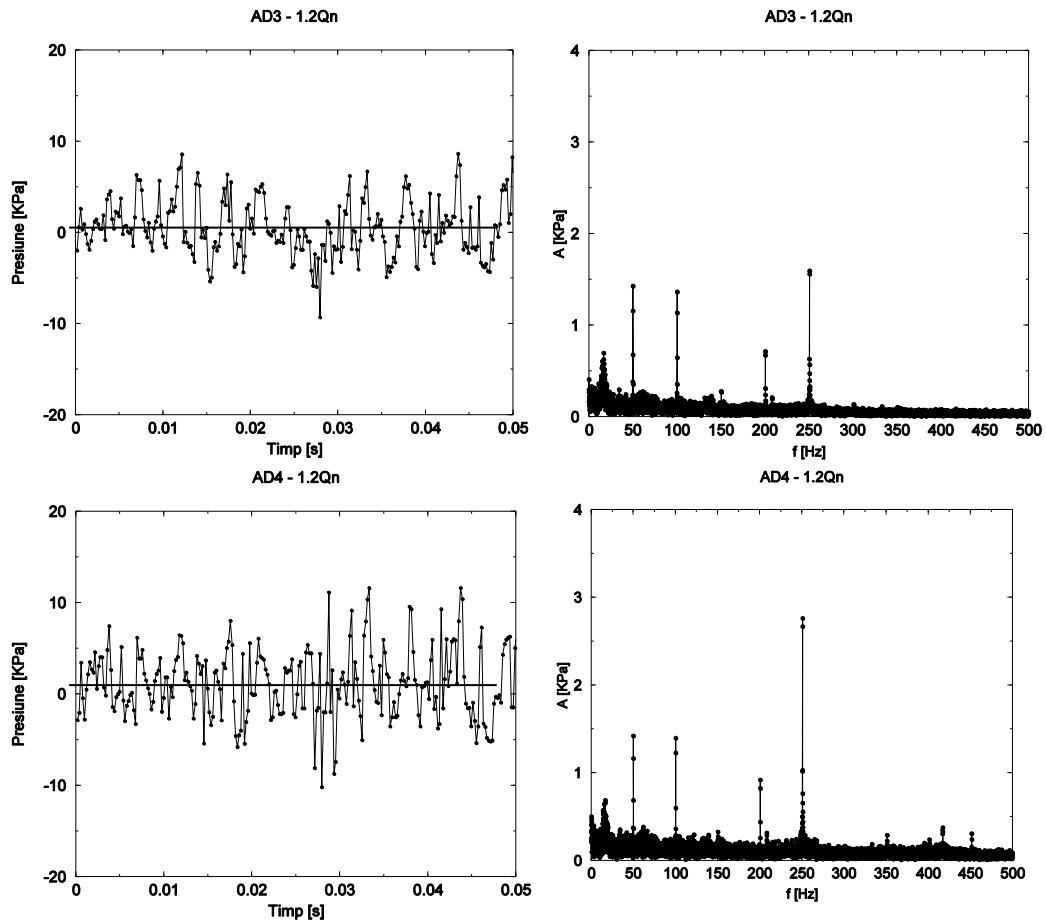


Fig. 5. 13 Pulsajii de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 1.2Qn

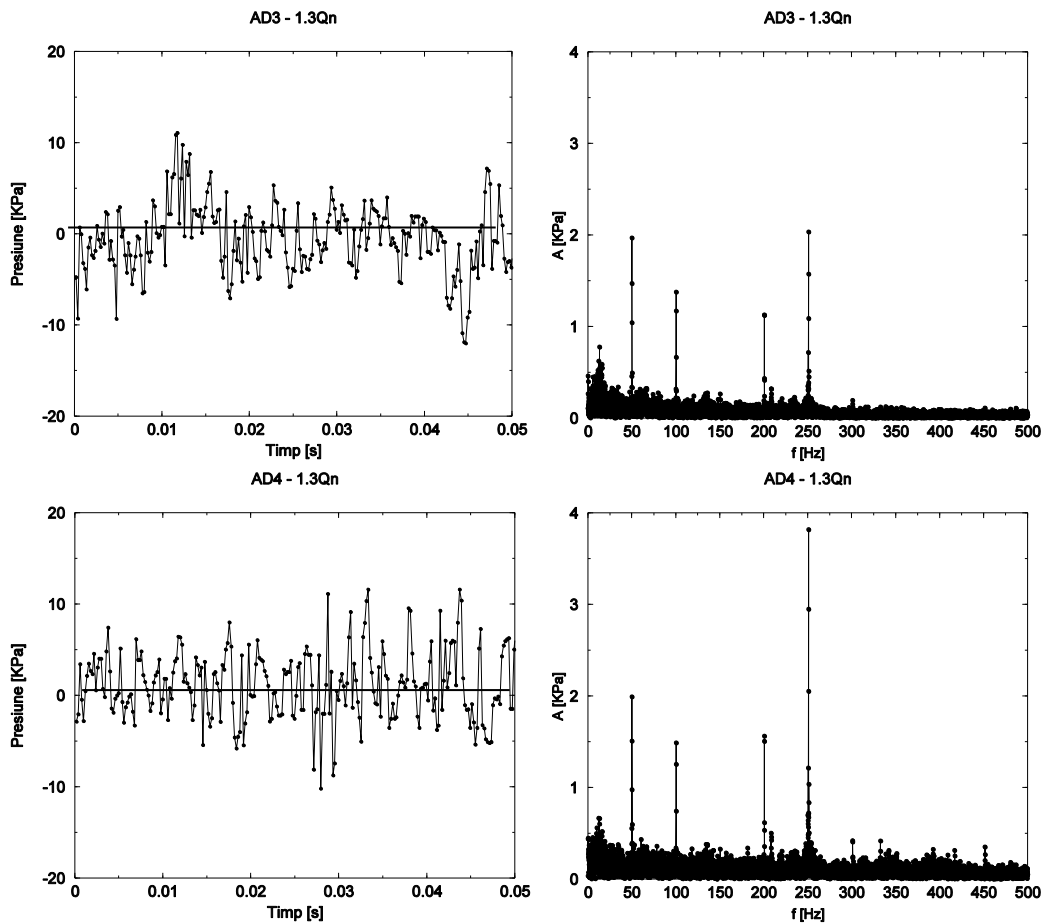


Fig. 5. 14 Pulsaii de presiune netaționară amonte de rotor și transformata Fourier a semnalelor la debitul de funcționare 1.3Qn

Din analiza figurilor 5.6 – 5.14 se observă că semnalul pulsațiilor de presiune netaționară de pe suprafața de ieșire din cot este unul foarte zgomotos pentru toate debitele investigate și pentru ambii transductori piezorezistivi. Din analiza transformatei Fourier din figurile mai sus menționate se observă armonica fundamentală de turație a rotorului la frecvența de 50 Hz urmată de armonici superioare la frecvențe multiplu de 50 Hz, respectiv 100 Hz, 150 Hz...450 Hz. Armonica regăsită la 250 Hz este asociată, armonicii fundamentale a turației rotorului multiplicată de 5 ori, multiplicare realizând-se în funcție de numărul paletelor rotorice, 5 pentru acest caz.

$$f_{ROTOR} = \frac{n}{60} = 50\text{Hz} \quad (5.1)$$

Alte armonici fundamentale semnificative ale semnalelor pulsațiilor de presiune se regăsesc în intervalul 0...50Hz, așa cum se vede în figurile 5.6 – 5.16, pentru toate regimurile de funcționare investigate. Există momentan posibilitatea ca aceste armonici fundamentale regăsite în intervalul de frecvențe 0...50 Hz să fie asociate instabilităților generate de cotul de la aspirație. Pentru identificarea

fenomenelor/instabilităților asociate acestor armonici și cuantificarea acestora este necesară o prelucrare detaliată a semnalelor pulsațiilor de presiune achiziționate.

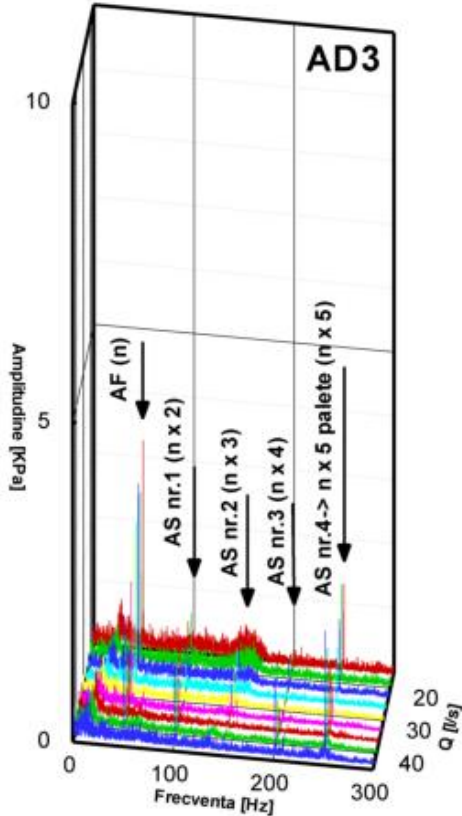


Fig. 5. 15 Spectrul 3D al pulsațiilor de presiune pentru toate regimurile de funcționare investigate – traductor AD3

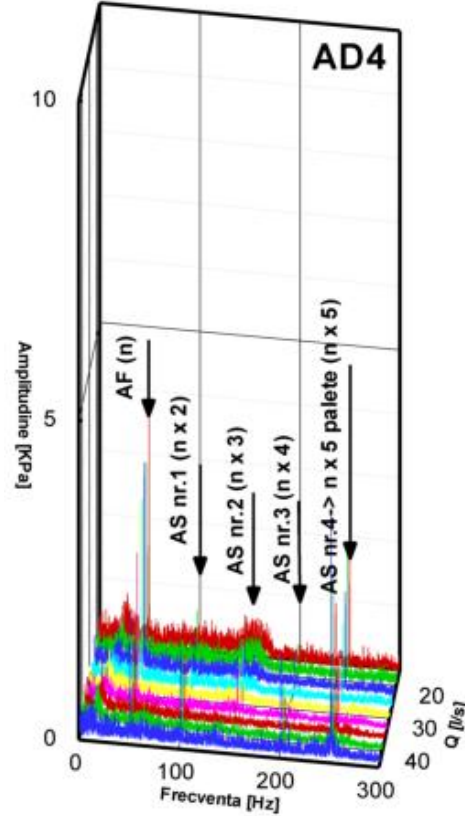


Fig. 5. 16 Spectrul 3D al pulsațiilor de presiune pentru toate regimurile de funcționare investigate – traductor AD4

5.4. Prelucrarea semnalelor de presiune nestaționară

5.4.1. Identificare fenomenelor cu frecvențe cuprinse în intervalul 0...50Hz

Pentru identificare fenomenele hidrodinamice care apar la frecvențe cuprinse în intervalul 0...50Hz, s-a realizat un set de determinări experimentale calitative ale câmpului hidrodinamic generat de cotul de la aspirație. Pentru acest experiment s-a utilizat un stroboscop, a cărui frecvență a fost programată la o valoare de 20 Hz, frecvență asociată instabilităților regăsite în intervalul 0...50Hz pentru debitul nominal de funcționare $Q=33.5$ l/s, Fig. 5. 17 și Fig. 5. 18. Pentru a surprinde structura curentului hidrodinamic generat de cotul de la aspirație, s-a utilizat o cameră foto digitală.

În urma determinărilor experimentale vizuale s-a ajuns la concluzia că la iluminarea zonei de curgere cu o frecvență de 20 Hz sunt evidențiate două vârtejuri

contrarotative, Fig. 5. 19. Parametrii funcționali la care s-au obținut imaginile corespund debitul nominal de funcționare al rotorului ($Q_n=33.5$ l/s) și o presiune la aspirație de -50 KPa. Condițiile de desfășurare a experimentului însoțite de vizualizare s-au realizat în aceleași condiții ca și în cazul măsurătorilor de pulsații ale presiunii netaționare. Astfel rezultă că pulsațiilor de presiune cuprinse în intervalul de frecvență 0...50 Hz, sunt datorate apariției și dezvoltării celor două vârtejuri cavitaționale.

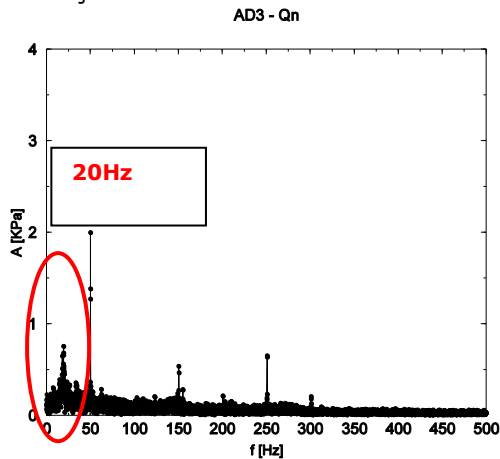


Fig. 5. 17 Transformata Fourier a pulsațiilor de presiune netaționară la Q_n - AD3

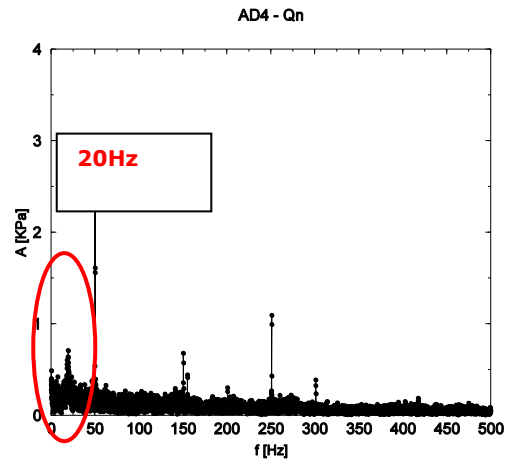


Fig. 5. 18 Transformata Fourier a pulsațiilor de presiune netaționară la Q_n - AD4

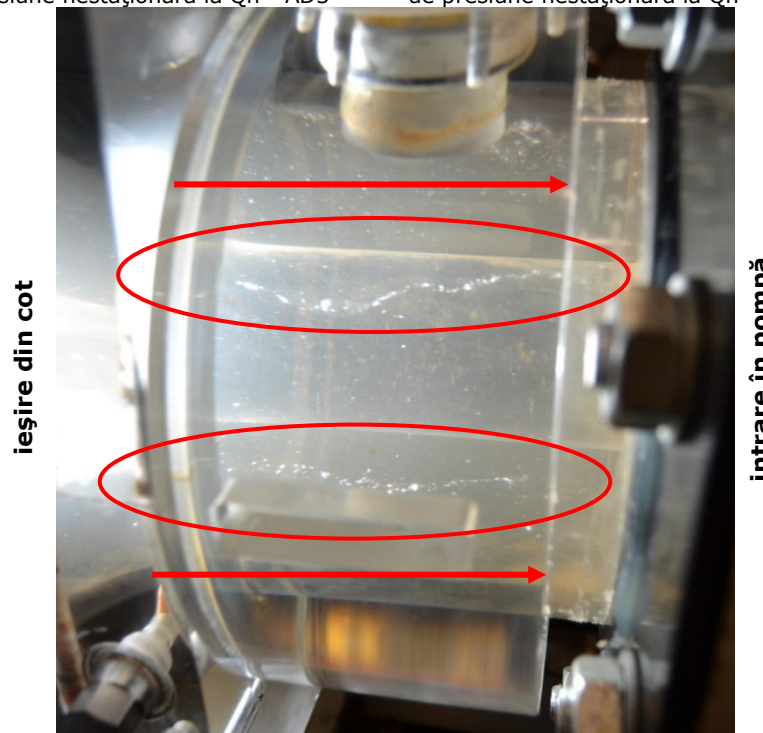


Fig. 5. 19 Instabilități generate de cotul de la aspirație - vârtejuri cavitaționale dezvoltate în spatele arborelui

5.4.2. Reconstrucția semnalului de presiune

Pentru evaluarea amplitudinii pulsațiilor de presiune cuprinse în intervalul 0...50Hz, asociate instabilităților generate de cotul de la aspirație, este necesară filtrarea semnalelor achiziționate cu un filtru numeric trece jos la frecvența de 49 Hz. Filtrul numeric a fost dezvoltat în programul Matlab de către Dr.ing. Stanciu Rareș, membru în cadrul CCISFC. O dată filtrate semnalele pulsațiilor de presiune achiziționate, semnalele au fost reconstruite la pas constant de timp cu scopul de a realiza transformata Fourier rapidă, necesară pentru determinarea amplitudinii echivalente a pulsațiilor cuprinse în intervalul de frecvențe 0...49 Hz. Determinarea amplitudinii echivalente se realizează utilizând teorema lui Parseval, teoremă detaliată în continuare. Determinarea amplitudinii maxime după teorema lui Parseval [94] pornește de la formula transformatei Fourier pentru un semnal continuu:

$$s(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[a_m \cos\left(\frac{2nmt}{T}\right) + b_m \sin\left(\frac{2nmt}{T}\right) \right] \quad (5.2)$$

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:

$$a_m = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \cos\left(\frac{2nmt}{T}\right) dt \quad (5.3)$$

$$b_m = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \sin\left(\frac{2nmt}{T}\right) dt \quad (5.4)$$

primul coeficient a_0 este definit:

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt = 2\bar{s} \quad (5.5)$$

Atunci va rezulta că $a_0/2$ este valoarea medie a lui $s(t)$. Conform relației amplitudinea și frecvența unghiulară a armonicilor m este:

$$c_m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2} \quad (5.6)$$

$$\omega_m = m \frac{2\pi}{T} \quad (5.7)$$

Teorema lui Parseval dezvoltată după formula transformatei Fourier are formula:

$$\begin{aligned} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} |s(t)|^2 dt &= \sum_{m=1}^{\infty} |c_m|^2 = \left(\frac{1}{2} a_0\right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \\ &= \bar{s}^2 + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \end{aligned} \quad (5.8)$$

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

$$s_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (s(t) - \bar{s})^2 dt} \quad (5.9)$$

Pe de alta parte avem următoarea identitate matematică:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} [s(t) - \bar{s}]^2 dt = \\ & = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - 2\bar{s} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt + \bar{s}^2 \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} dt \\ & = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - \bar{s}^2 \end{aligned} \quad (5.10)$$

Astfel va rezulta că media pătratului pulsației:

$$s^2_{RMS} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - \bar{s}^2 \quad (5.11)$$

care conform cu teorema lui Parseval este definită:

$$s^2_{RMS} = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \quad (5.12)$$

Pentru un semnal eșantionat pe durata T, se eșantionează semnalul s(t) la intervale constante de timp: Δt=T/N, rezultând un semnal cu valorile s₁, s₂ ... s_N, iar numărul de eșantioane definit ca i=1...N. Pentru evidenția legătura dintre semnalul continuu și semnalul discret (eșantionat), se pornește de la definiția coeficienților urmând ca mai apoi să definim valoarea mediei pătratului pulsației:

Semnal continuu	Semnal eșantionat
$m = 0$	$n = 1$
$a_0 \quad \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt = 2\bar{s}$	$\frac{2}{N} \sum_{i=1}^N s_i = \frac{2}{N} c_1 = 2\bar{s}$
	$n = m + 1$
$a_m \quad \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \cos\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$	$\frac{2}{N\Delta t} \sum_{i=1}^N s_i \cos\left(\frac{(n-1)(i-1)\Delta t \cdot 2\pi}{N\Delta t}\right) \Delta t =$
	$= \frac{2}{N} c_{n-2}$
	$n = m + 1$
$b_m \quad -\frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \sin\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$	$-\frac{2}{N\Delta t} \sum_{i=1}^N s_i \sin\left(\frac{(n-1)(i-1)\Delta t \cdot 2\pi}{N\Delta t}\right) \Delta t =$
	$= -\frac{2}{N} c_{n-1}$
$\omega_m \quad m \frac{2\pi}{T}$	$(n-1) \frac{2\pi}{N \cdot \Delta t} = \frac{2\pi}{\Delta t} \cdot \frac{n-1}{N}$
$f_m \quad \frac{m}{T}$	$\frac{n-1}{N} \frac{1}{\Delta t}$

(5.13)

$$A_m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2} = \frac{2}{N} \sqrt{c_{2n-2}^2 + c_{2n-2}^2}$$

$$S_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (s(t) - \bar{s})^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{\infty} (s_i - \bar{s})^2} = \sqrt{\frac{2}{N^2} \sum_{r=2}^N (c_r^2)}$$

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

$$A_{echiv} = \sqrt{2} p_{RMS} \tag{5.14}$$

Din extragerea radicalului din suma pătratelor coeficienților transformatei Fourier se obține o valoare care înmulțită cu $\sqrt{2}$ reprezintă amplitudinea pulsației de presiune după care se va reconstrui semnalul de presiune. Astfel semnalele reconstruite pentru toate regimurile de funcționare investigate și comparația acestuia cu semnalul inițial sunt prezentate în graficele următoare (Fig. 5. 20 – Fig. 5. 28).

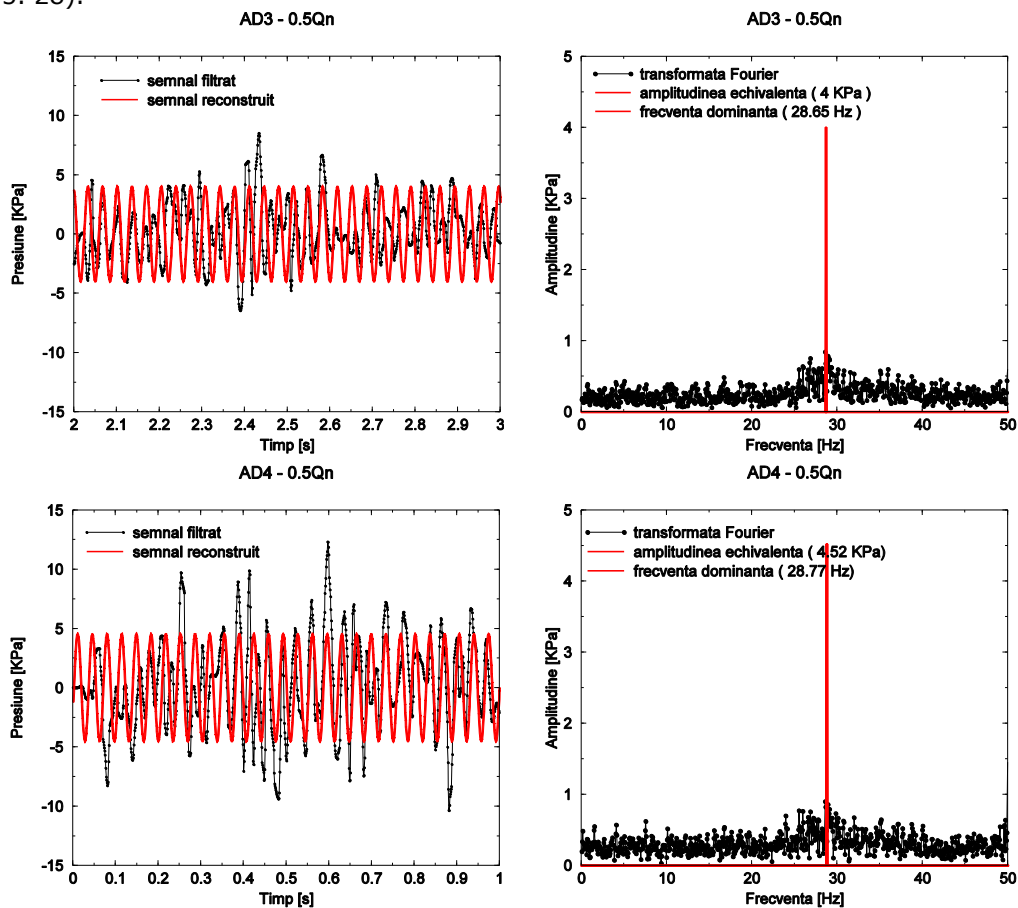


Fig. 5. 20 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru

debitul de funcționare 0.5Qn

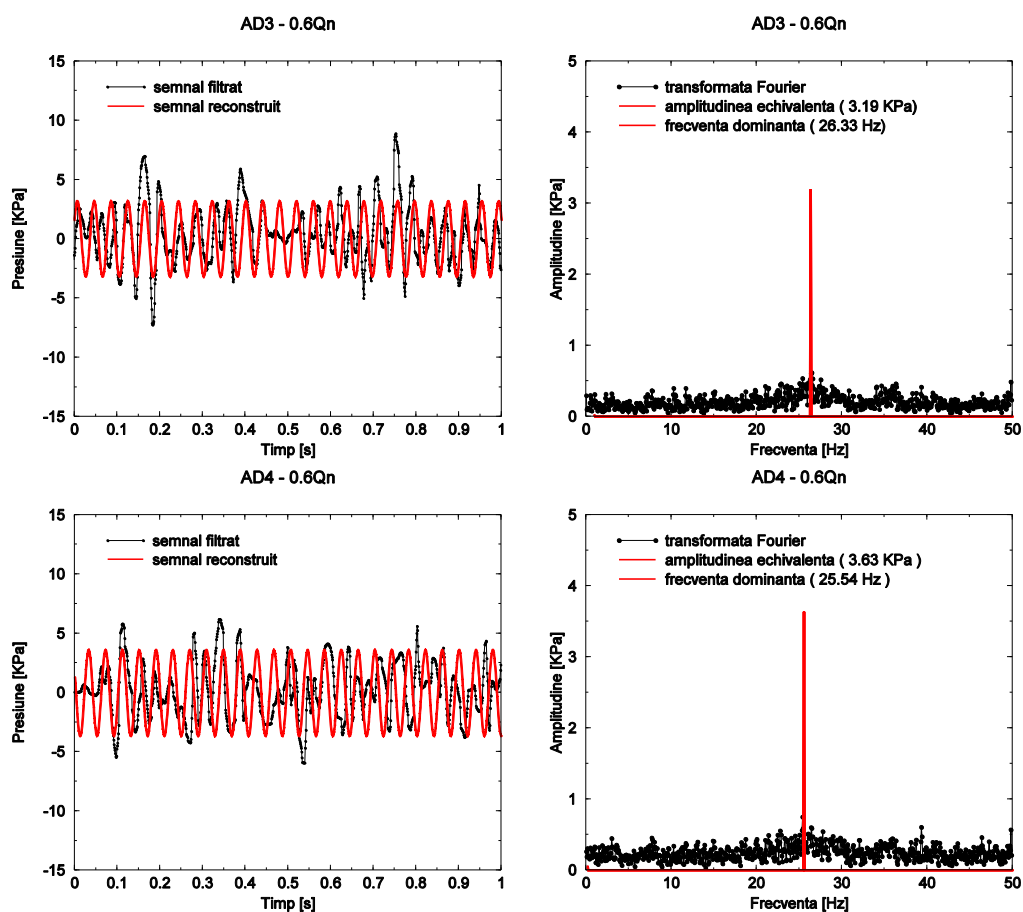


Fig. 5. 21 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.6Qn

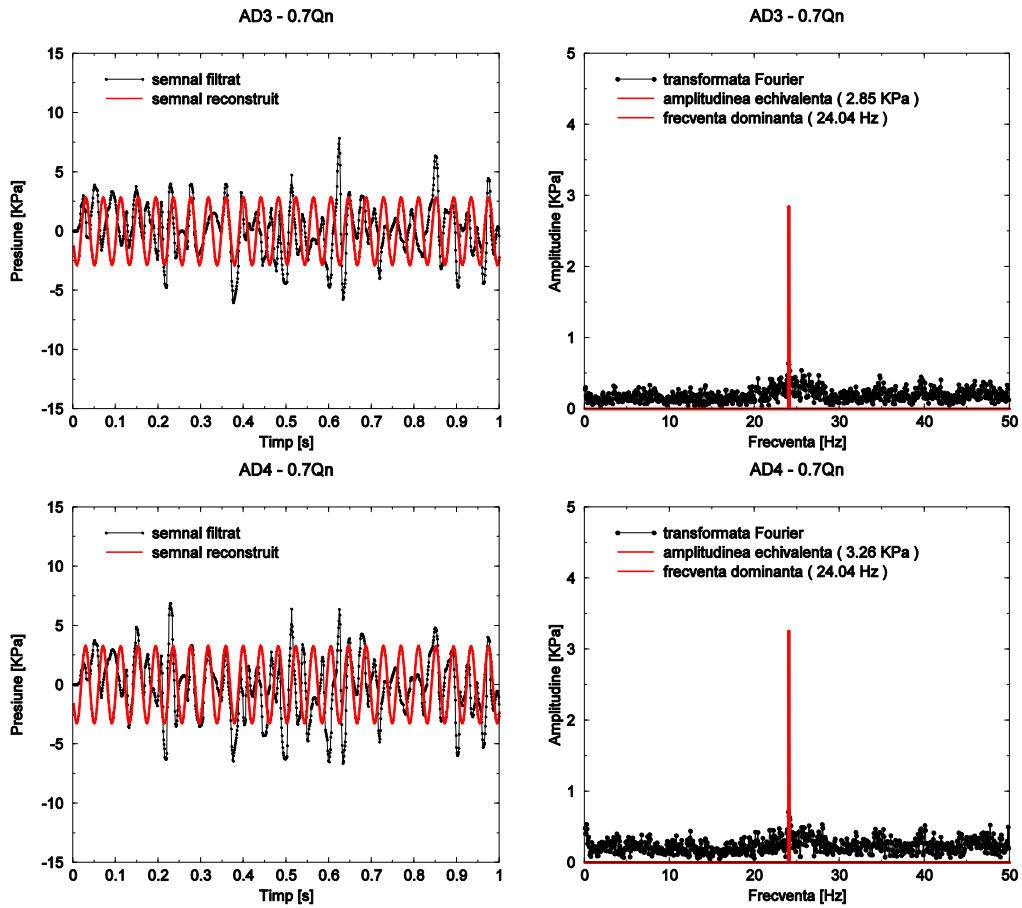


Fig. 5. 22 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.7Qn

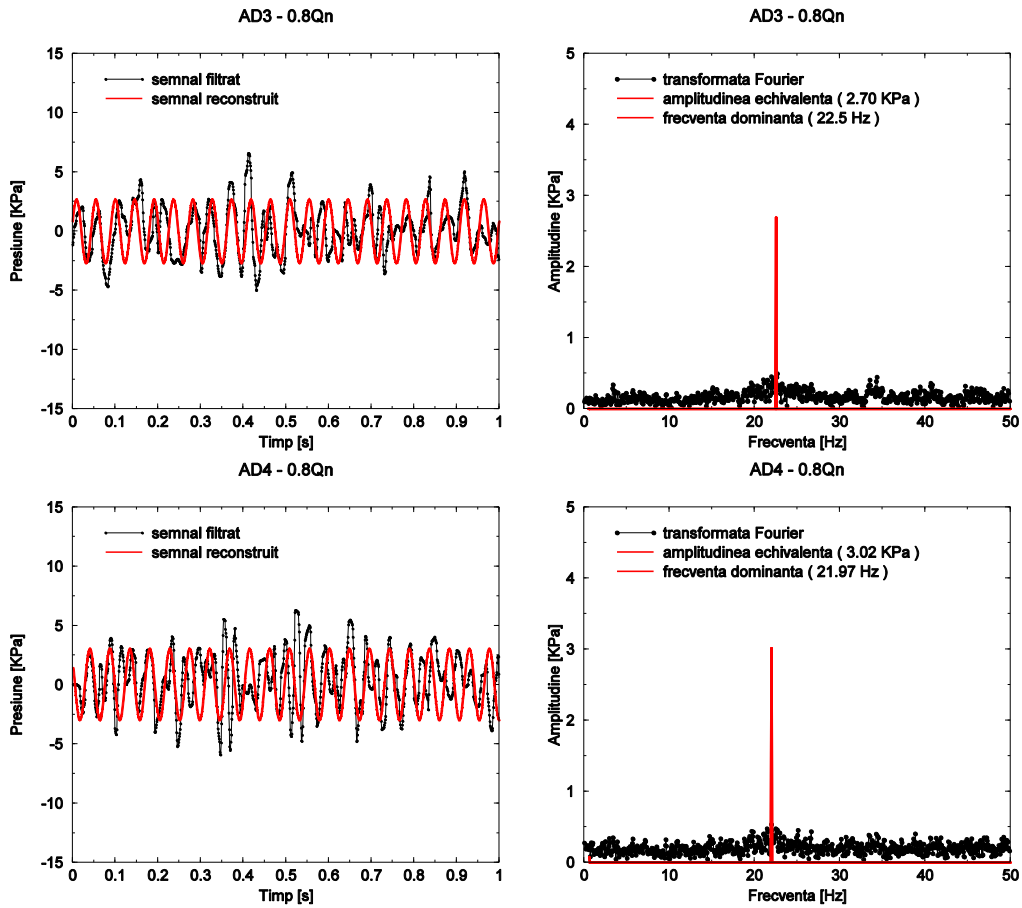


Fig. 5. 23 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.8Qn

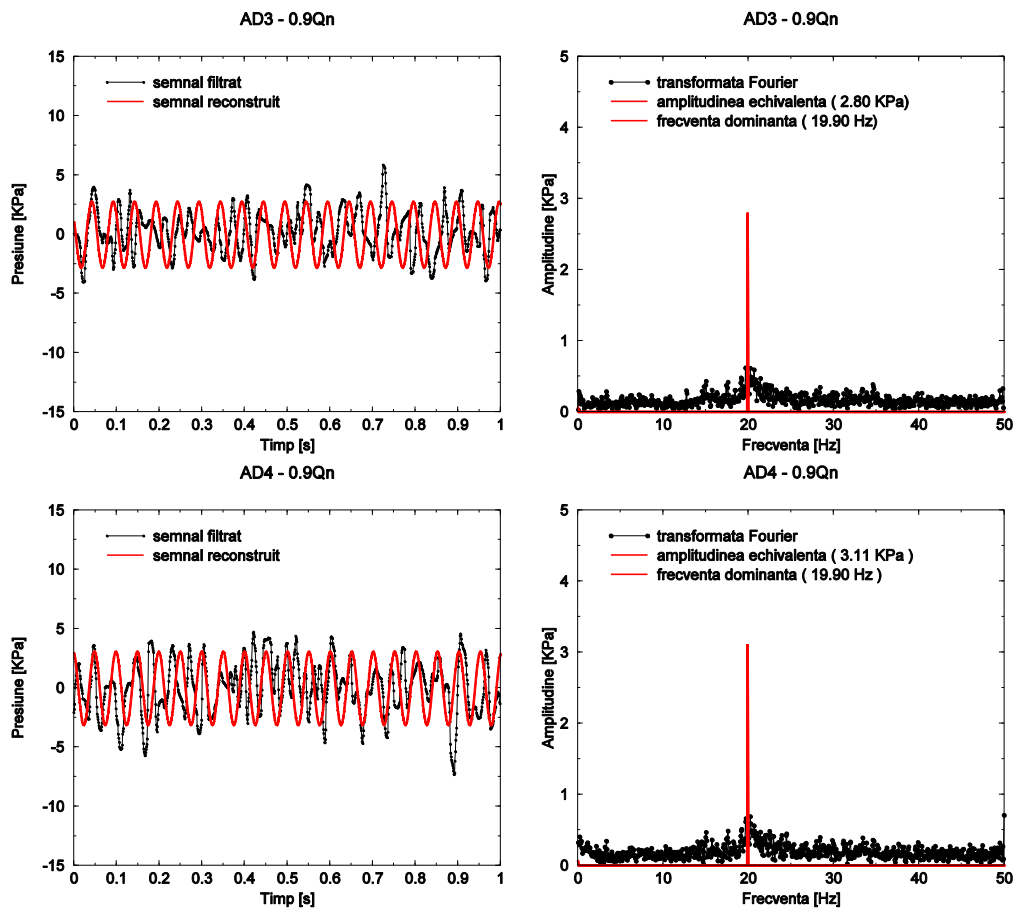


Fig. 5. 24 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 0.9Qn

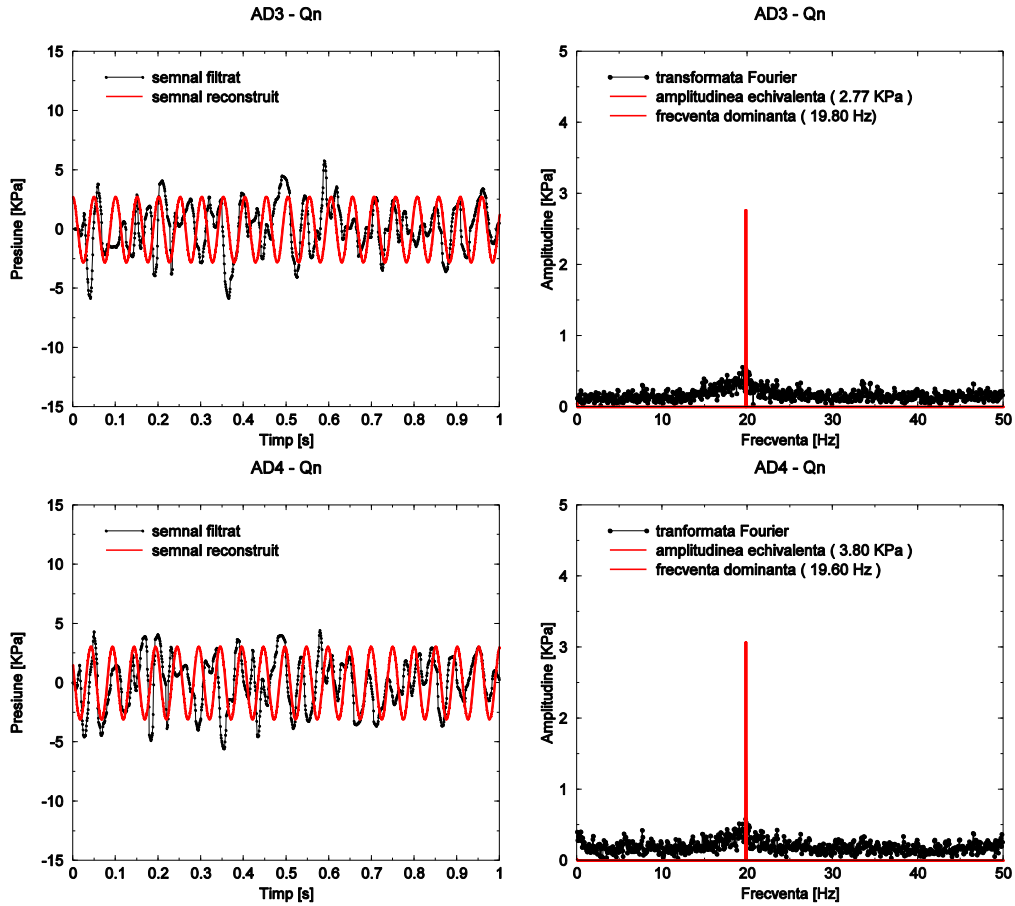


Fig. 5. 25 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul nominal de funcționare Qn

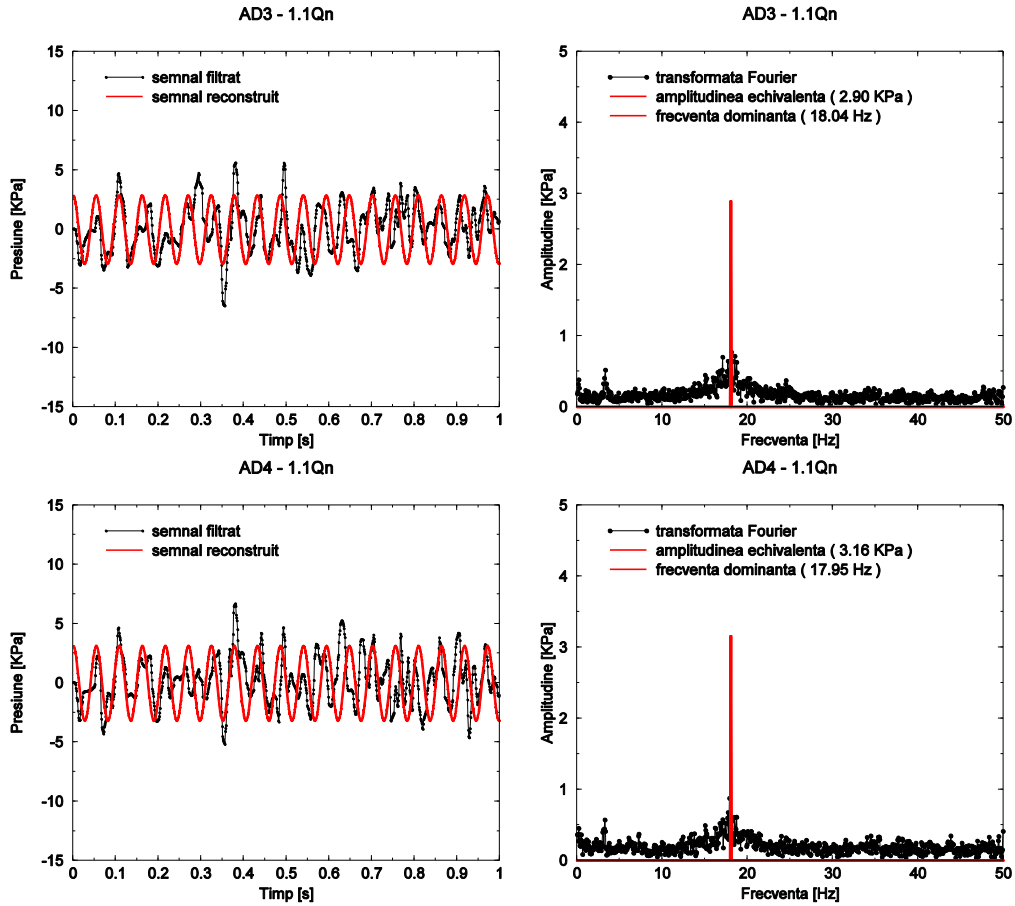


Fig. 5. 26 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 1.1Qn

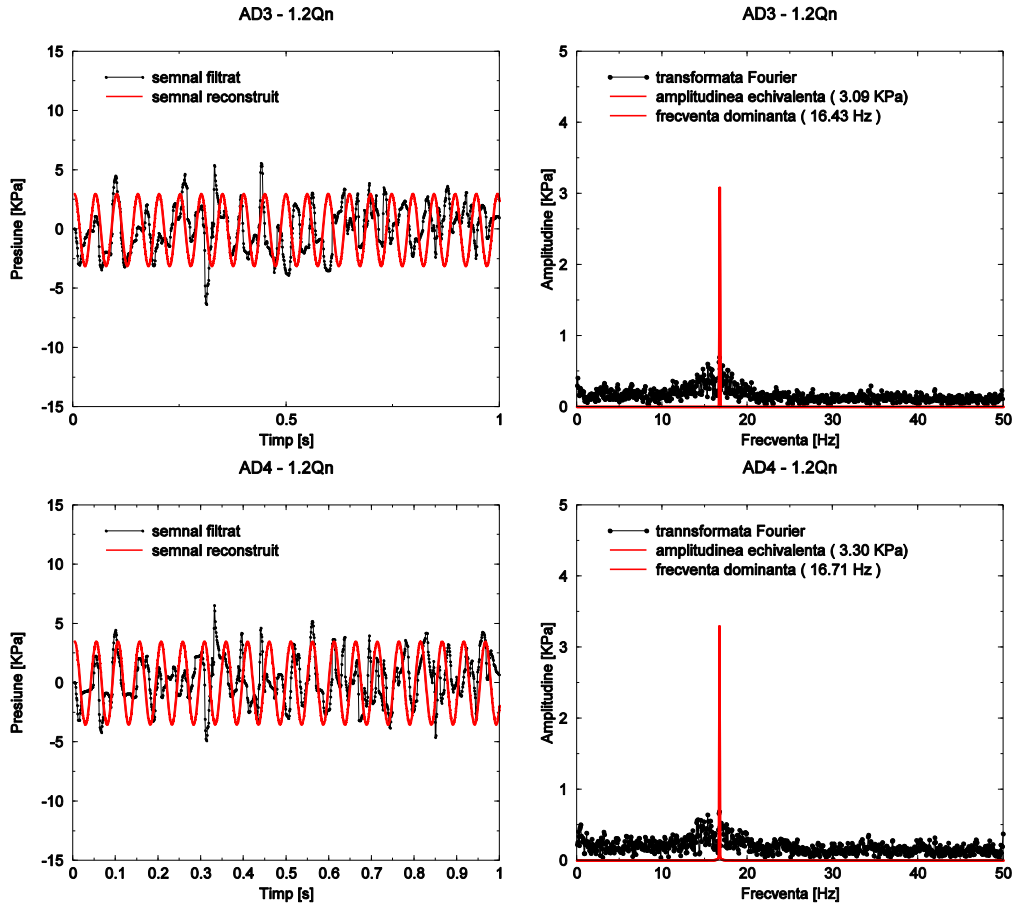


Fig. 5. 27 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 1.2Qn

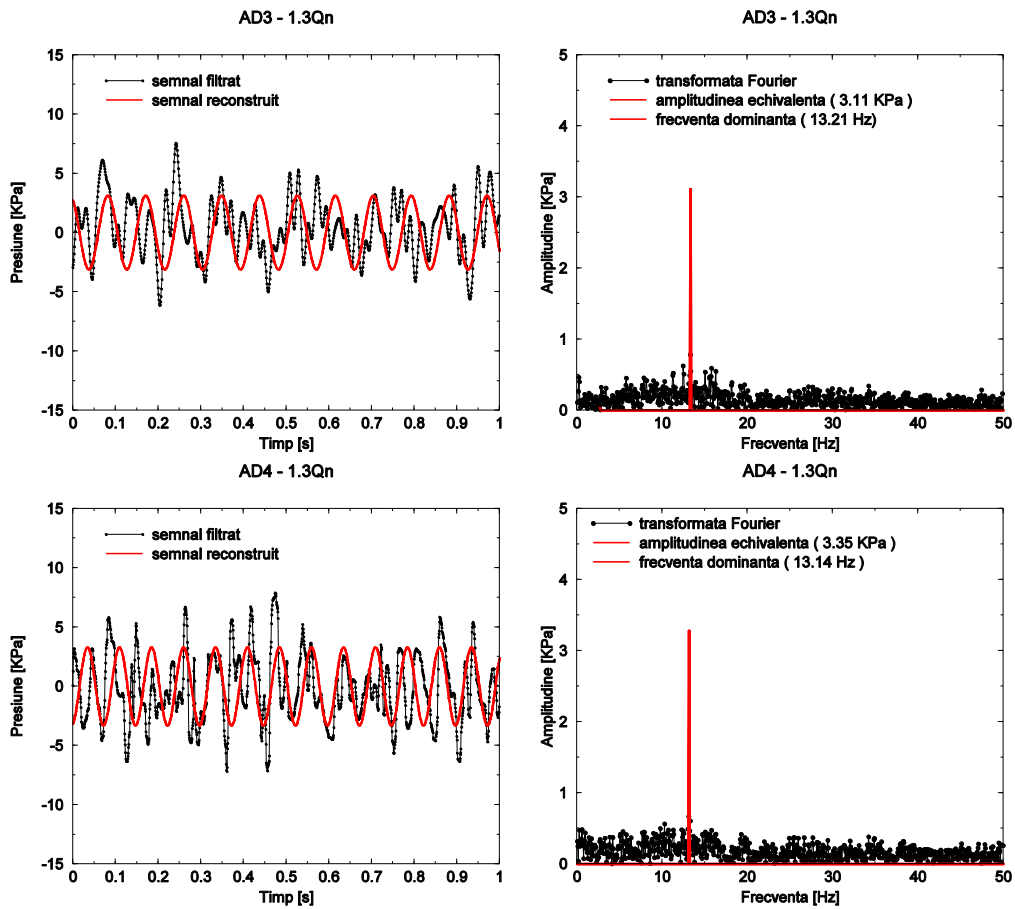


Fig. 5. 28 Reconstrucția semnalului de presiune și compararea cu semnalul inițial pentru debitul de funcționare 1.3Qn

Tabel 5. 2 Valorile amplitudinii echivalente și a frecvențelor neuniformităților pentru cele 9 regimuri de funcționare investigate

Q [l/s]	*xQn [-]	Amplitudinea echivalentă a pulsațiilor de presiune [KPa]		Frecvență neuniformităților generate de cotul de la aspirație[Hz]	
		AD3	AD4	AD3	AD4
16.75	0.5	4	4.52	28.65	28.77
20.1	0.6	3.19	3.63	26.33	25.54
23.45	0.7	2.85	3.26	24.04	24.04
26.8	0.8	2.7	3.02	22.5	21.97
30.15	0.9	2.76	3.07	19.9	19.9
33.5	1.0	2.77	3.11	19.8	19.8
36.85	1.1	2.99	3.16	18.04	17.75
40.2	1.2	3.04	3.3	16.43	16.71
43.55	1.3	3.11	3.35	13.21	13.14

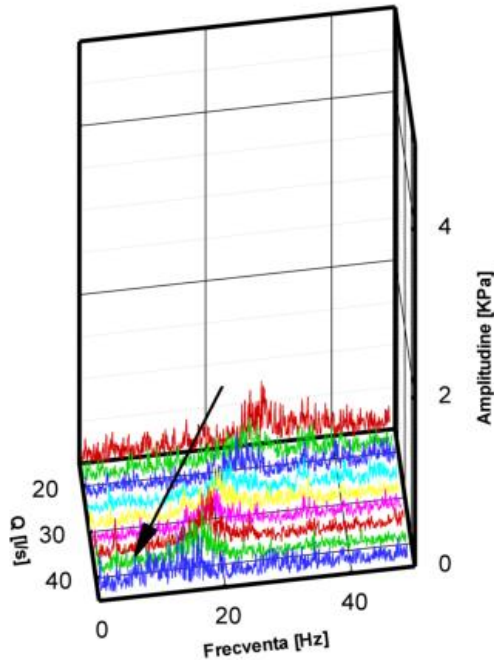


Fig. 5. 29 Spectrul 3D al semnalelor pulsațiilor de presiune filtrate pentru traductorul AD3

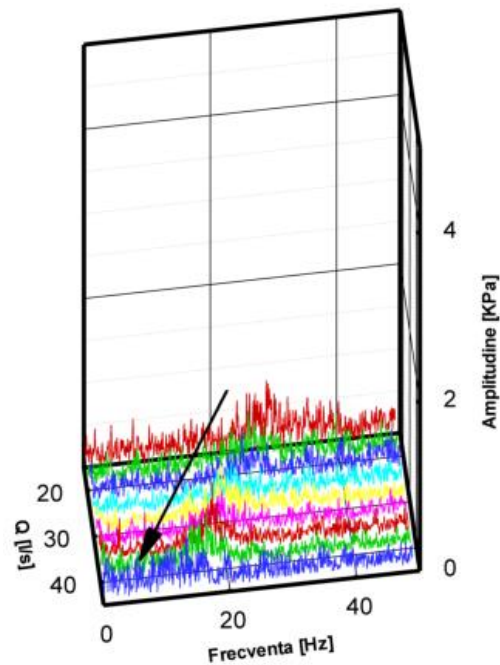


Fig. 5. 30 Spectrul 3D al semnalelor pulsațiilor de presiune filtrate pentru traductorul AD4

Așa cum reiese din Fig. 5. 20 - 5. 28 și Tabelul 5. 2, frecvențele neuniformităților generate de cotul de la aspirație scade o dată cu creșterea debitului iar amplitudinile diferă în funcție de debit. Tendința de scădere a frecvențelor asociate neuniformităților generate de cot este surprinsă de ambele traductoare piezorezistive, Fig. 5 29 – pentru traductorul AD3 și Fig. 5.30 – pentru traductorul AD4. Pentru o mai bună expunere modificărilor amplitudinii echivalente și a frecvențelor pulsațiilor de presiune, în continuare sunt prezentate variațiile amplitudinii și frecvenței în funcție de debitul de funcționare.

În Fig. 5. 31 este prezentată variația amplitudinii echivalente a pulsațiilor de presiune în funcție de debit. Se observă că semnalul înregistrat cu traductorul AD4 este mai mare cu aprox. 10% pentru toate regimurile investigate comparativ cu semnalul înregistrat de traductorul AD3. De asemenea amplitudinile cele mai mari se regăsesc la debit parțial de $0.5Q_n=16.75$ l/s, unde valoarea amplitudinii echivalente a pulsațiilor de presiune asociate traductorului AD3 este de 4 KPa, iar pentru AD4 de 4.5 KPa. Valorile cele mai mici ale amplitudinii se regăsesc în jurul debitului nominal de funcționare în intervalul de debite cuprins între $0.8Q_n...1.1Q_n$. În acest interval de debite de funcționare, amplitudinile pulsațiilor de presiune sunt cu aprox. 30% mai mici decât la debit parțial de $0.5Q_n$. La funcționarea cu debite mari respective $1.2 Q_n$ și $1.2Q_n$, se observă o ușoară creștere a amplitudinii în limita a 10% comparativ cu domeniul de debite de funcționare cu valorile cele mai mici ale amplitudinilor.

În Fig. 5. 32 este prezentată variația frecvențelor neuniformităților generate de cotul de la aspirație în funcție de debitul de funcționare. Se observă că frecvențele pulsațiilor de presiune înregistrate de cele două traductoare sunt similare. De asemenea se observă că frecvențele asociate neuniformităților generate

de cotul de la aspirație scad o dată cu creșterea debitului de funcționare. Frecvența cea mai ridicată de aprox. 29 Hz se regăsește la debitul parțial de $16.75 \text{ l/s} = 0.5Q_n$, frecvență la care și amplitudinea prezintă cea mai ridicată valoare. Frecvența asociată neuniformităților generate de cotul de la aspirație scade cu o pondere de aprox. 55 % de la sarcină parțială spre suprasarcină, respective de la $0.5Q_n$ la $1.3Q_n$.

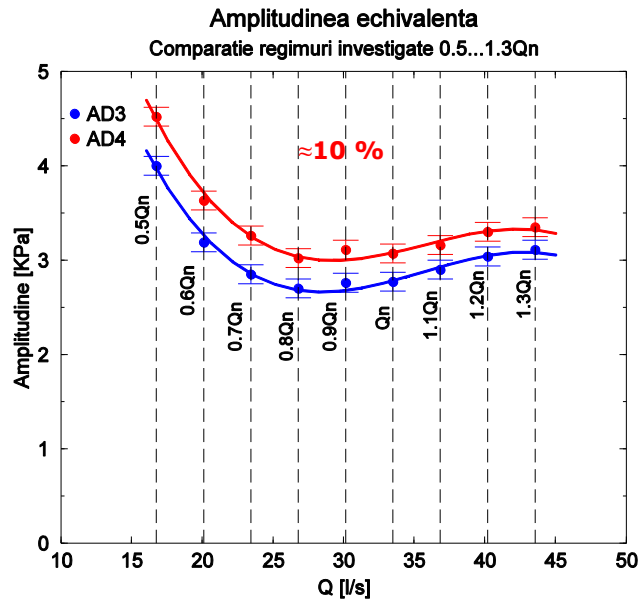


Fig. 5. 31 Comparația amplitudinilor echivalente ale semnalelor de presiune ale traductoarelor AD3 și AD4 funcție de debit

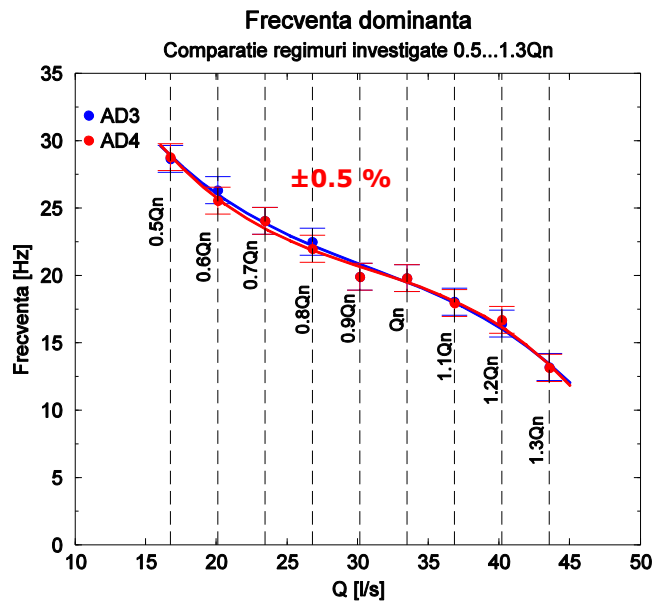


Fig. 5. 32 Comparația frecvențelor dominante ale semnalelor de presiune ale traductoarelor AD3 și AD4 funcție de debit

5.4.3. Determinarea tipului de pulsație din semnalul de presiune reconstruit

Pulsațiile de presiune din componentele amonte și aval de rotor mașinilor hidraulice (camera de aspirație la pompe și tubul de aspirație la turbine) sunt de două feluri, Jacob [66] [67]: pulsații de tip piston (sincrone) și pulsații rotative (asincrone). Pulsațiile de presiune de tip piston pot fi comparate cu lovitura de berbec. Pulsațiile de tip rotativ sunt produse de instabilități sub forma vârtejurilor funie care se dezvoltă în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice. Pentru a determina tipul de pulsație din semnalul de presiune achiziționat pentru acest caz particular, pompă centrifugă de acumulare cu dublu flux echipată cu cameră de aspirație simetrică, s-a realizat descompunerea semnalelor reconstruite la pas constant de timp. Descompunerea semnalului se calculează ca fiind:

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

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

În figurile următoare sunt prezentate semnalele filtrate și reconstruite ale pulsațiilor de presiune achiziționate de cele două traductoare de presiune netaționară pentru fiecare regim de funcționare investigat.

Din analiza figurilor 5. 33 – 5. 41 reiese că semnalele celor două traductoare sunt în fază. Poziția în fază a semnalelor reconstruite indică faptul că, componenta piston este cea predominantă în acest tip de curgere, în cotul de la aspirație al pompelor de acumulare cu dublu flux.

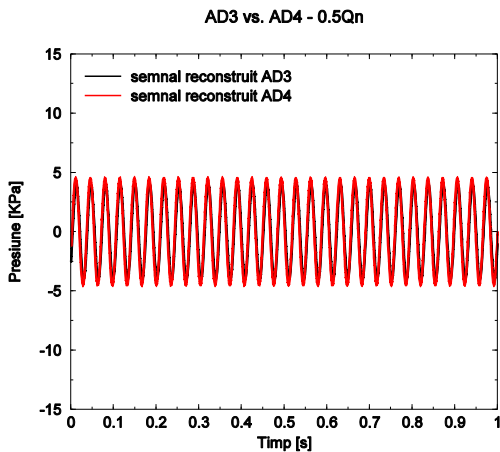


Fig. 5. 33 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.5Qn

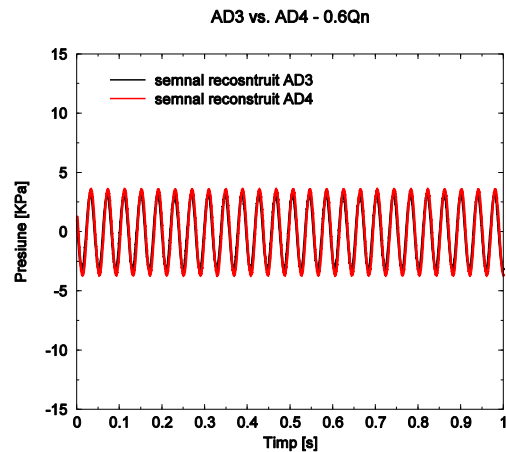


Fig. 5. 34 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.6Qn

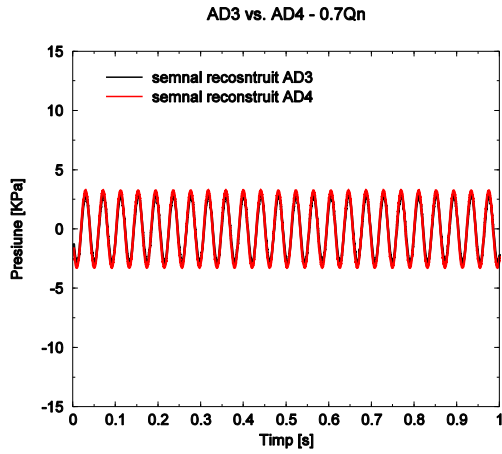


Fig. 5. 35 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.7Qn

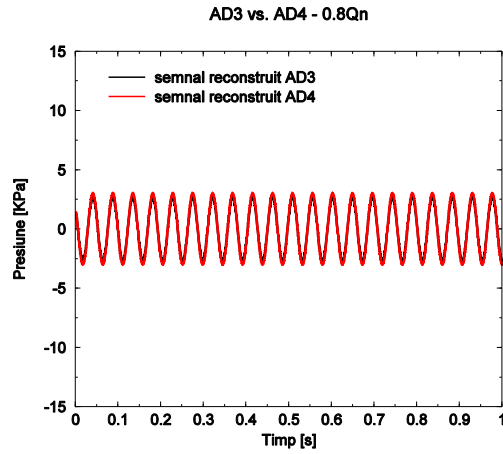


Fig. 5. 36 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.8Qn

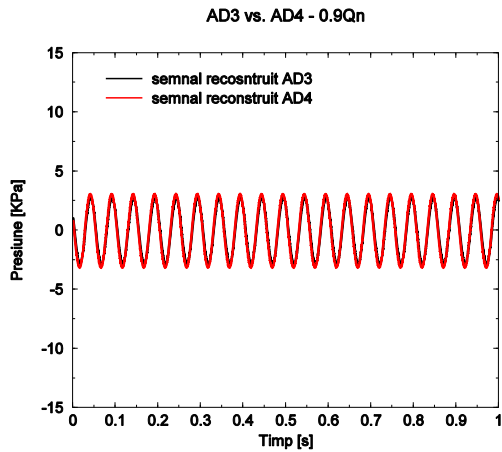


Fig. 5. 37 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 0.9Qn

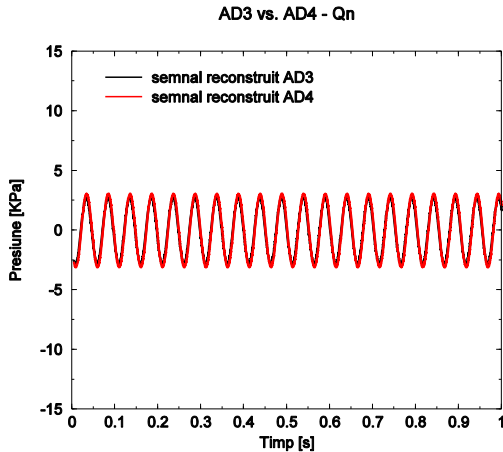


Fig. 5. 38 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 1.0Qn

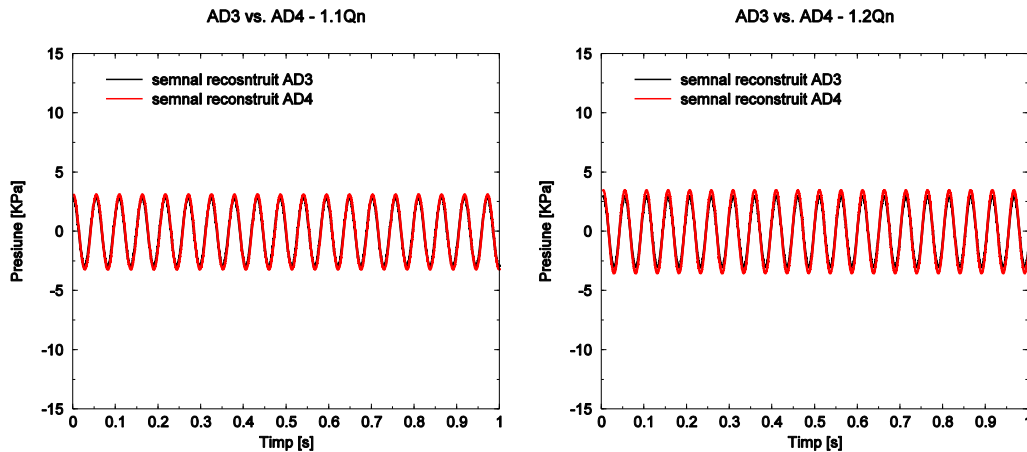


Fig. 5. 39 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 1.1Qn

Fig. 5. 40 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 1.2Qn

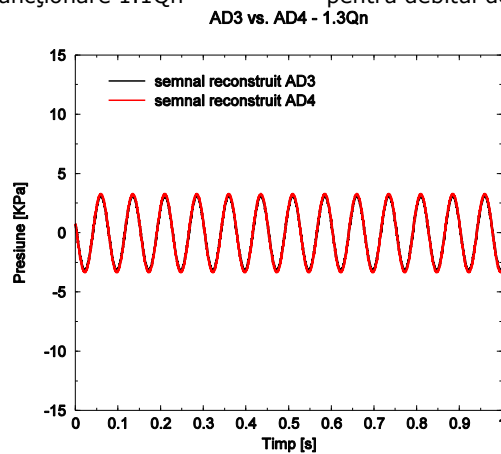


Fig. 5. 41 Semnale de presiune reconstruite la pentru debitul de funcționare 1.3Qn

Așa cum reiese din Fig. 5. 42 componenta predominantă a pulsațiilor de presiune, pulsații achiziționate la secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație al pompelor de acumulare cu dublu flux, este cea de tip piston, componenta rotativă fiind neglijabilă. Pulsațiile de tip piston sunt de evitat deoarece acestea se manifestă în întreg traseul hidraulic al turbomașinilor. La debitul parțial de funcționare de $0.5Q_n$ amplitudinea componentei piston a pulsațiilor de presiune are valoarea de 4.30 Kpa și este cu 30% mai mare decât amplitudinea de la debitul nominal de funcționare, unde amplitudinea este de 2.90 KPa. La suprasarcină, pentru cel mai mare debit investigat $1.3Q_n$, amplitudinea componentei piston a pulsațiilor de presiune are valoarea de 3.21 Kpa și este cu 9% mai mare decât la debitul nominal de funcționare. În intervalul de debite $0.8...1.1Q_n$ (adică 26.8...36.85 l/s) amplitudinile componentei piston au valori similare care se regăsesc în jurul a 3 KPa.

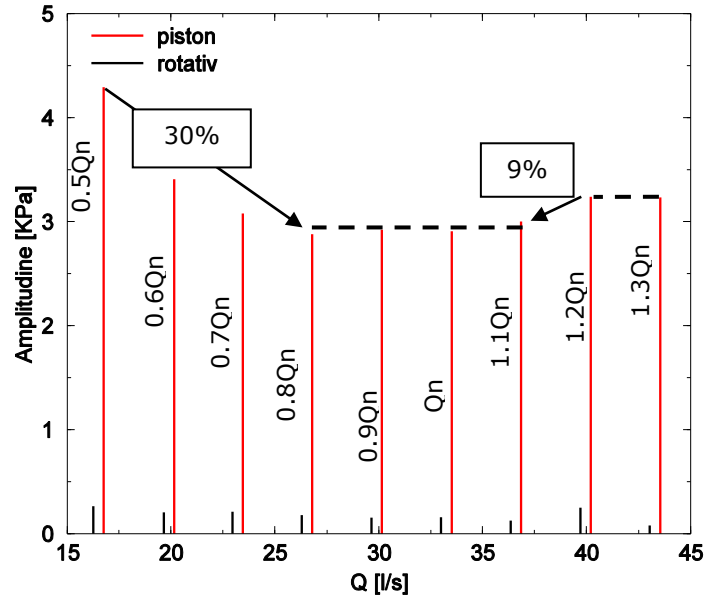


Fig. 5. 42 Descompunerea semnalelor filtrate și reconstruite pe întreg domeniul de funcționare investigat

5.5. Concluzii privind măsurarea pulsațiilor de presiune

În Cap. 4 s-a evaluat influența cotului de la aspirație asupra performanțelor globale (energetice și cavitaționale) ale rotorului model al pompei de acumulare.

Pentru ca analiza influenței cotului asupra comportamentului în funcționare al rotorului model de pompă de acumulare să fie completă, în Cap. 5 s-a analizat hidrodinamica câmpului de curgere generat de cotul de la aspirație amonte de rotor. Pentru a îndeplini acest obiectiv s-au realizat campanii de măsurători ale presiunii nestaționare la perete pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație.

Pentru determinarea coeficientului de pierderi hidraulice în tronsonul de la aspirație, în prima fază s-a determinat căderea de presiune pe acest tronson. Căderea de presiune s-a calculat ca fiind diferența dintre presiunea statică înregistrată de traductorul de presiune manovacuumetric Pt1, instalat pe conducta de aspirație a standului, și media presiunilor statice înregistrate de traductoarele piezorezistive AD3 și AD4, instalate pe secțiunea de ieșire a cotului. Astfel s-a determinat că, cea mai mare cădere de presiune de 12 KPa se regăsește la debitul maxim de funcționare, unde $Q=45$ l/s. Din evaluarea coeficientului de pierderi hidraulice, Fig. 5. 5, se observă că acesta nu mai este influențat de criteriul Reynolds încă de la debite mici de, valoarea coeficientului situându-se în intervalul 0.5...1.3, similar valorilor regăsite în literatură pentru un cot de 90° cu diametru constant.

Pentru a evalua cantitativ câmpul hidrodinamic amonte de rotorul model al pompei de acumulare, s-au realizat campanii de măsurători ale presiunii nestaționare, la perete, pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație. Măsurătorile s-au realizat pentru nouă regimuri de funcționare cuprinde între intervalul de debite

0.5Qn, 0.6Qn...1.3Qn. Din analiza rezultatelor preliminare ale măsurătorilor s-au evidențiat pulsațiile de presiune din câmpul hidrodinamic amonte de rotor, pulsații care ating o variație de până la 20 KPa. Din spectrul Fourier al pulsațiilor de presiune s-au identificat armonica fundamentală de rotație a rotorului, la 50 Hz, și armonicile superioare regăsite la frecvențe multiplu de 50 Hz.

Alte armonici prezente în spectrul sunt regăsite, în funcție de debit, în intervalul de frecvențe 0...50Hz. În urma determinărilor experimentale vizuale s-a ajuns la concluzia că la iluminarea zonei de curgere cu o frecvență de 20 Hz sunt evidențiate două vârtejuri contrarotative, Fig. 5. 19. Astfel rezultă că pulsațiilor de presiune cuprinse în intervalul de frecvență 0...50 Hz, sunt datorate apariției și dezvoltării celor două vârtejuri cavitaționale.

Pentru cuantificarea neuniformităților generate de cotul de la aspirație cu frecvențe cuprinse în interval 0...50Hz, sunt necesare filtrarea semnalelor pulsațiilor de presiune, reeșantionarea acestora la pas constant de timp și recalcularea transformatei Fourier pentru semnalele filtrate și reeșantionat. O dată parcurs acest proces, s-au determinat amplitudinile echivalente și frecvențele instabilităților induse de cotul de la aspirație în funcție de regimul de funcționare, și s-au evaluat cantitativ a componentele hidrodinamice (piston și rotativă) ale curgerii.

În Fig. 5. 31 se observă că semnalul înregistrat cu traductorul AD4 este mai mare cu aprox. 10% pentru toate regimurile investigate comparativ cu semnalul înregistrat de traductorul AD3. De asemenea amplitudinile cele mai mari se regăsesc la debit parțial de 0.5Qn=16.75 l/s, unde valoarea amplitudinii echivalente a pulsațiilor de presiune asociate traductorului AD3 este de 4 KPa, iar pentru AD4 de 4.5 KPa. Valorile cele mai mici ale amplitudinii se regăsesc în jurul debitului nominal de funcționare în intervalul de debite cuprins între 0.8Qn...1.1Qn. În acest interval de debite de funcționare, amplitudinile pulsațiilor de presiune sunt cu aprox. 30% mai mici decât la debit parțial de 0.5Qn. La funcționarea cu debite mari, respectiv 1.2 Qn și 1.2Qn, se observă o ușoară creștere a amplitudinii în limita a 10% comparativ cu domeniul de debite de funcționare cu valorile cele mai mici ale amplitudinilor.

În Fig. 5. 32 se observă că frecvențele pulsațiilor de presiune înregistrate de cele două traductoare sunt similare. De asemenea se observă că frecvențele asociate neuniformităților generate de cotul de la aspirație scad o dată cu creșterea debitului de funcționare. Frecvența cea mai ridicată de aprox. 29 Hz se regăsește la debitul parțial de 16.75 l/s=0.5Qn, frecvență la care și amplitudinea prezintă cea mai ridicată valoare. Frecvența asociată neuniformităților generate de cotul de la aspirație scade cu o pondere de aprox. 55 % de la sarcină parțială spre suprasarcină, respectiv de la 0.5Qn la 1.3Qn.

Componenta predominantă a pulsațiilor de presiune, pulsații achiziționate la secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație al pompelor de acumulare cu dublu flux, este cea de tip piston, componenta rotativă fiind neglijabilă, Fig. 5. 42. La debitul parțial de funcționare de 0.5Qn amplitudinea componentei piston a pulsațiilor de presiune are valoarea de 4.30 KPa și este cu 30% mai mare decât amplitudinile regăsite în intervalul de debite 0.8...1.1Qn (adică 26.8...36.85 l/s), interval în care amplitudinile componentei piston au valori similar, regăsindu-se în jurul a 2.95 KPa. La suprasarcină, pentru cele mai mari debite de funcționare investigate 1.2Qn și 1.3Qn, amplitudinea componentei piston a pulsațiilor de presiune are valoarea de 3.2 Kpa și este cu 9% mai mare decât la debitul nominal de funcționare.

Pentru a evidenția structura curentului pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație, este necesară simularea numerică a curgerii 3D turbulentă în traseul

132 Măsurători de presiune nestaționară pe secțiunea de ieșire din cot - 5

hidraulic al pompei de acumulare model, implementa pe standul experimental din laborator.

6. Simularea numerică 3D a curgerii în traseul hidraulic al modelului pompei de acumulare

În cazul de față, simularea numerică a curgerii în traseul hidraulic model al pompelor de acumulare cu dublu flux, urmărește următoarele:

- determinarea pierderilor hidraulice pe tronsonul de aspirație al traseului hidraulic model al pompei de acumulare;
- identificarea structurii câmpului hidrodinamic amonte de rotor prin evidențierea neuniformităților induse în curgere de geometria complexă a cotului de la aspirație;
- evaluarea performanțelor energetice și comportamentul cavitațional a rotorului model de pompă de acumulare și validarea rezultatelor numerice cu datele experimentale.

6.1. Traseul hidraulic al pompei de acumulare PRO 10-195

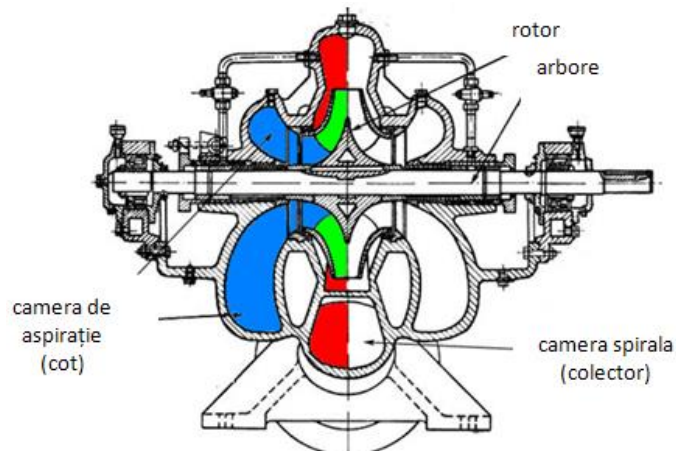


Fig. 6. 1 Pompă centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [14]

Traseul hidraulic al pompei de acumulare cu dublu flux prezintă unele diferențe în comparație cu pompele centrifuge convenționale:

- i) camera de aspirație este de forma unui pantalon simetric străbătut de arbore;
- ii) rotorul cu dublu flux;
- iii) camera spirală cu două începuturi.

Așa cum s-a arătat în capitolele anterioare pentru determinarea experimentală a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare, s-a proiectat și realizat un stand experimental de laborator pentru încercarea rotoarelor de pompe centrifuge. Pentru a reproduce cât

mai fidel traseul hidraulic al pompei de acumulare prototip, s-a modelat geometric la scara 1:5.7 și implementat pe standul experimental de laborator, un model al camerei de la aspirație și un model al rotorului prototip (Fig. 6. 3). Rotorul prototip s-a montat într-o carcasă de pompă centrifugă existentă în Laboratorul de Mașini Hidraulice.

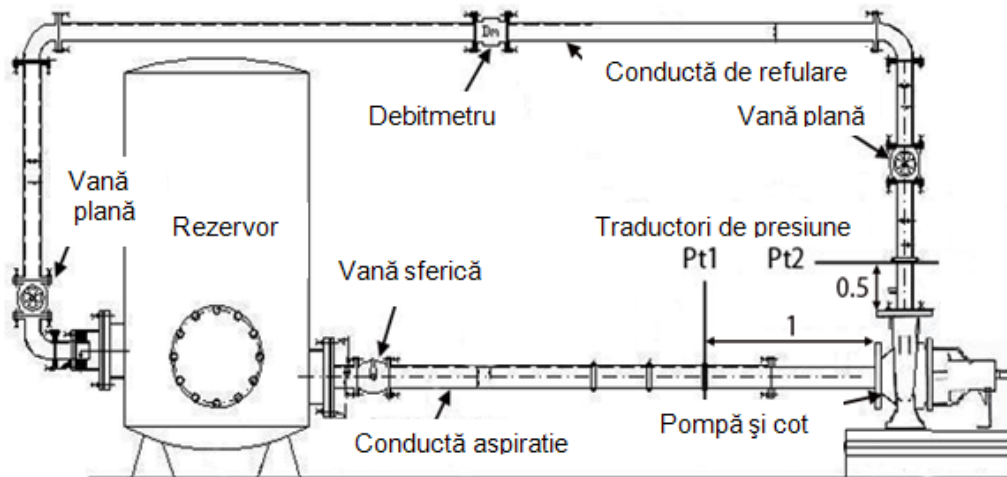


Fig. 6. 2 Schița standului experimental de laborator pentru încercarea pompelor de acumulare

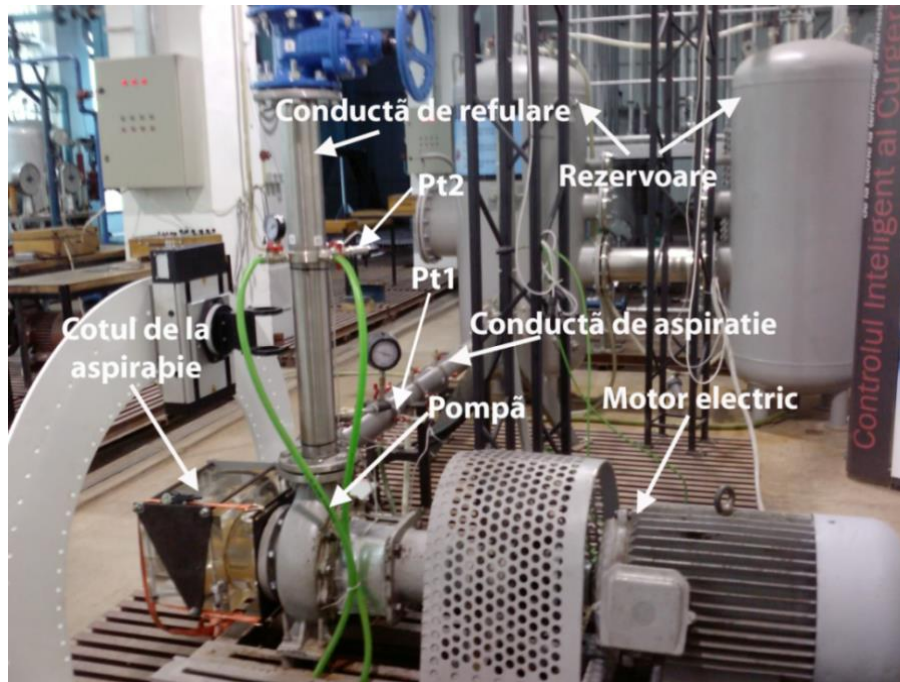


Fig. 6. 3 Vedere a modelului traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat în standul experimental de laborator

6.2. Domenii de analiză. Condiții la limită pe frontierele domeniilor de analiză

Pentru a investiga numeric curgerea în traseul hidraulic al pompelor de acumulare cu dublu flux, s-au reconstruit utilizând programul de modelare Gambit [2], componentele traseului hidraulic al modelului implementat pe standul experimental de laborator. Traseul hidraulic model este compus din:

- i) domeniul tridimensional al cotului de la aspirație extins la secțiunea de aspirație până la traductorul de presiune manovacuumetric Pt1;
- ii) pentru domeniul de analiză al rotorului s-a modelat doar un canal interpaletar, considerând condițiile de periodicitate;
- iii) domeniul de analiză al camerei spirală existentă în laborator, în care s-a instalat modelul rotorului pompei de acumulare, a fost extins de la secțiunea de refulare până la traductorul de presiune manometric Pt1 (Fig. 6. 4).

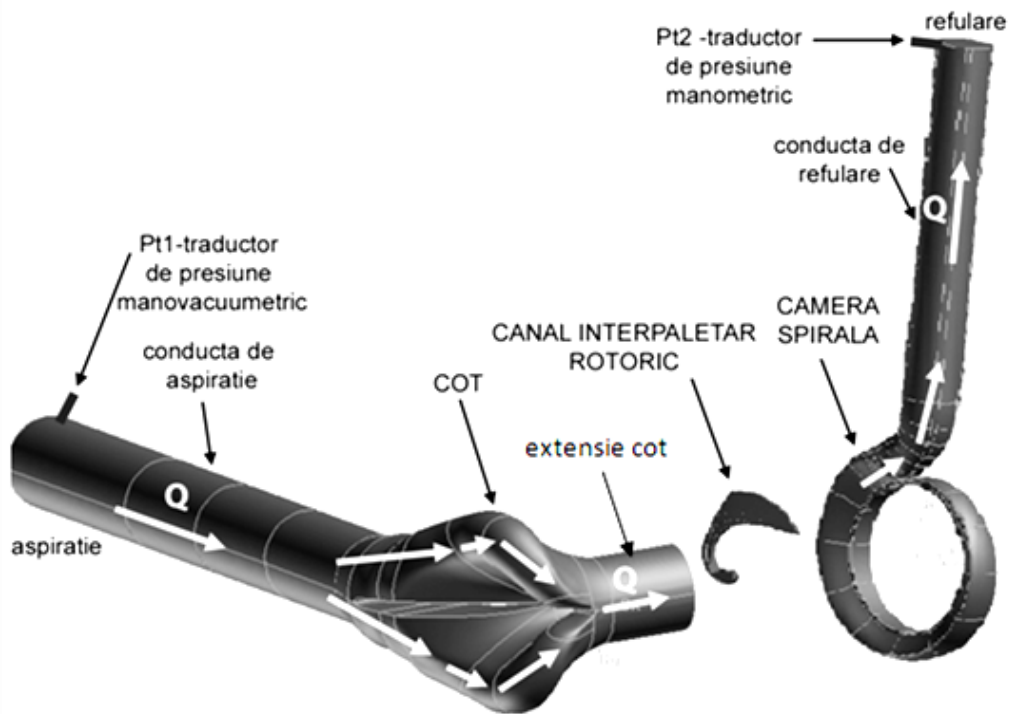


Fig. 6. 4 Modelul traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat în standul experimental de laborator - modelat numeric

În continuare sunt prezentate domeniile tridimensionale de analiză și condițiile la limită impuse pe frontierele acestora.

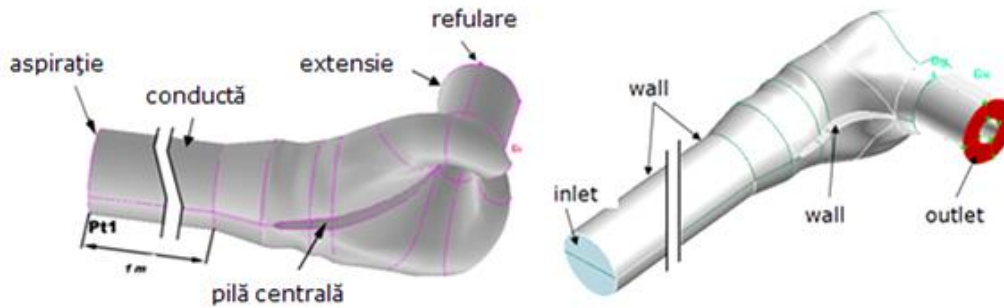


Fig. 6. 5 Domeniul tridimensional de a analiză a cotului de la aspirație

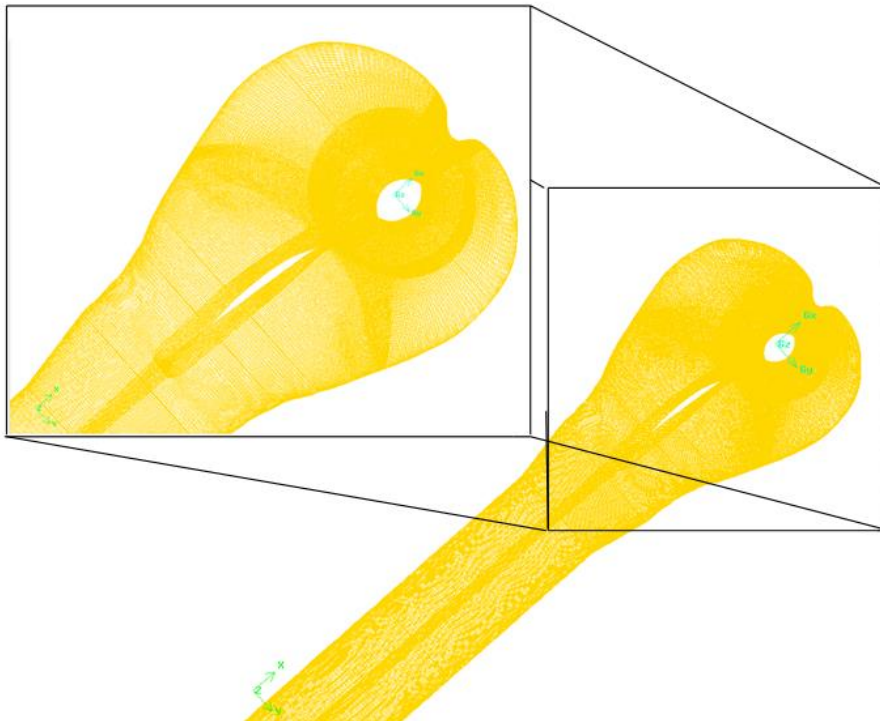


Fig. 6. 6 Domeniul tridimensional de a analiză a cotului de la aspirație discretizat

Fig. 6. 5 prezintă domeniul tridimensional de analiză al cotului de la aspirație, domeniu extins până la Pt1. Pentru vizualizarea structurii curentului de la ieșirea din cot până la intrare în pompă, cotul fost prelungit cu o secțiune inelară de același diametru, cu o lungime $L=200$ mm (până la intrarea în rotor). Această prelungire se regăsește atât pe standul experimental cât și în domeniul tridimensional de analiză a cotului de la aspirație.

Domeniul de analiză a cotului de la aspirație a fost discretizat cu o rețea structurată cu 1597000 milioane de celule (Fig. 6. 6). O discretizare mai rafinată a domeniului s-a efectuat pe secțiunea de ieșire pentru a surprinde cât mai riguros, forma complexă a structurii curentului amonte de rotor.

Domeniul tridimensional de analiză al canalului interpaletar al rotorului este prezentat în Fig. 6. 7. Acesta a fost discretizat cu o rețea structurată compusă din 362630 celule hexaedrale (Fig. 6. 8).

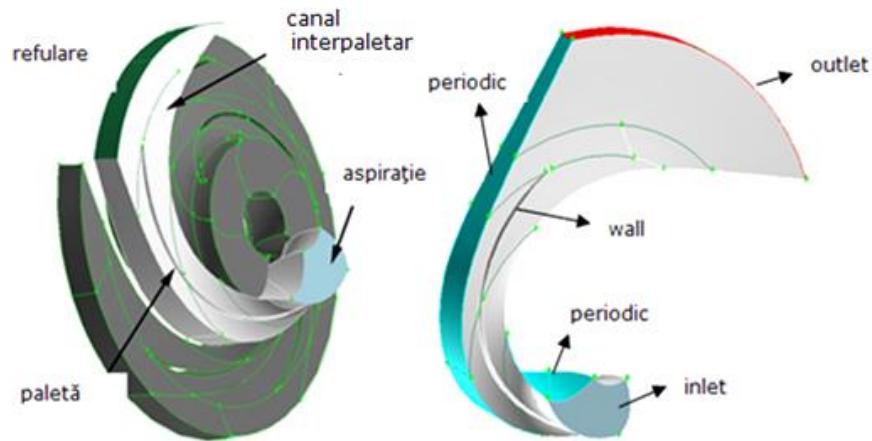


Fig. 6. 7 Domeniul 3D de analiză canalului interpaletar rotoric al modelului

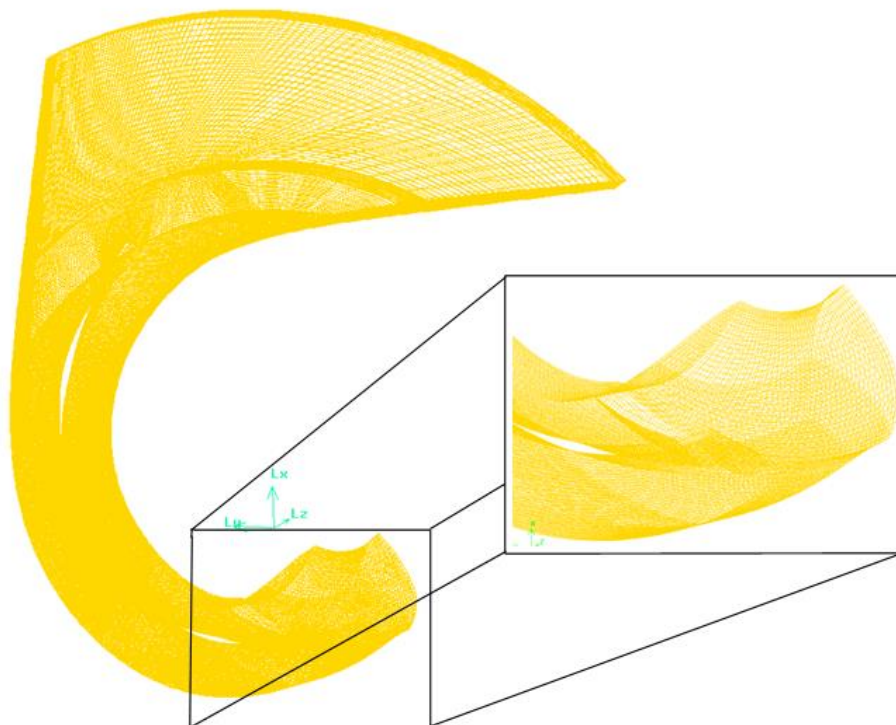


Fig. 6. 8 Domeniul 3D de analiză a canalului interpaletar rotoric discretizat

Domeniul 3D de analiză al camerei spirale, extins până la Pt2, este prezentat în Fig. 6. 9, fiind discretizat cu o rețea structurată de 599500 celule hexaedrale (Fig. 6. 10).

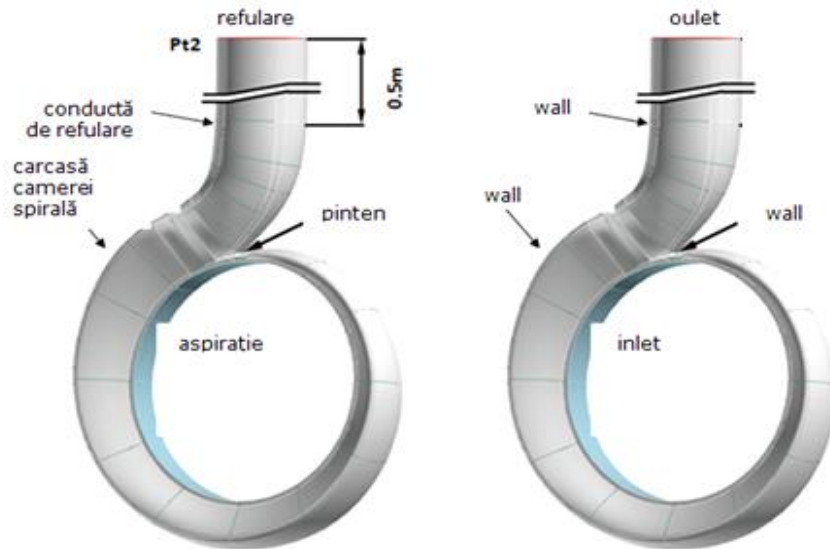


Fig. 6. 9 Domeniul 3D de analiză al camerei spirale

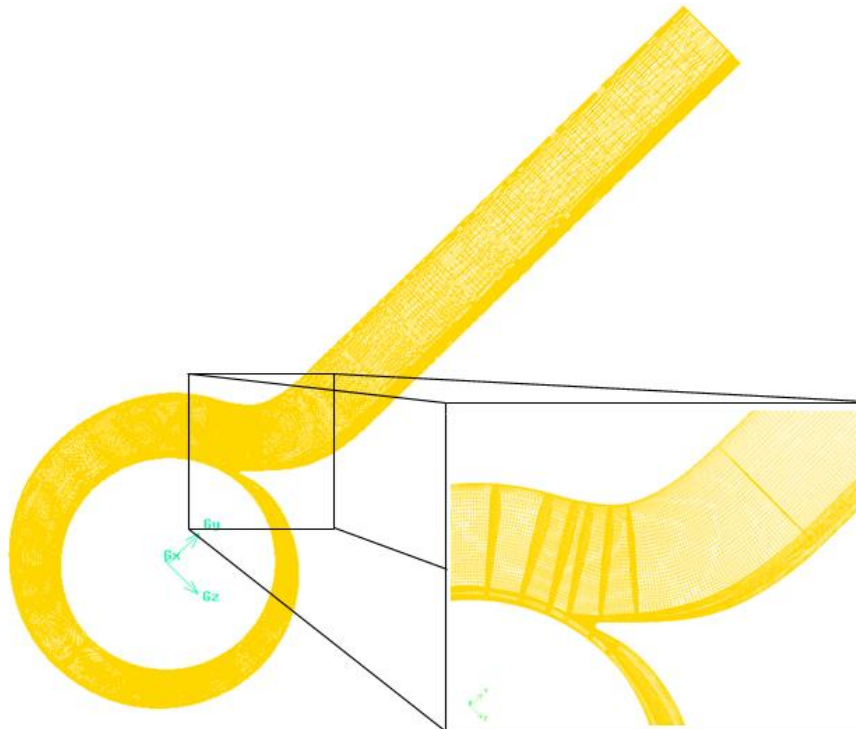


Fig. 6. 10 Domeniul 3D de analiză al camerei spirale discretizat

6.3. Algoritm de cuplare a curgerii "mixing interface"

Progresul remarcabil în domeniul tehnologiei IT și CFD (Computational Fluid Dynamics) a făcut posibilă proiectarea și investigarea tridimensională a curgerii în turbomașini, Keck și Sick [72]. Muntean și alții [88] au dezvoltat o metodă simplificată de simulare numerică a curgerii, numită "mixing interface" (interfață de amestec). Această metodă a fost dezvoltată pentru a cupla curgerea staționară absolută cu o curgere staționară relativă. Schema algoritmului de cuplare pentru cazul de față este reprezentată în Fig. 6. 11.

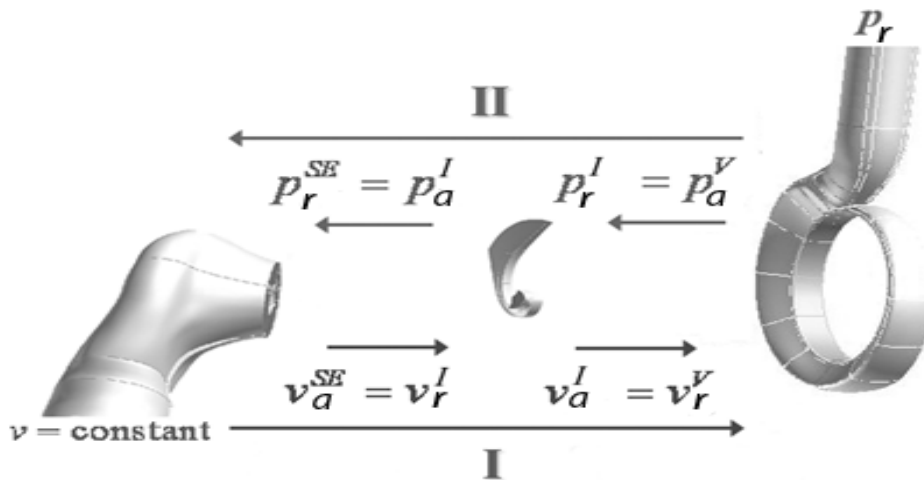


Fig. 6. 11 Algoritm de "mixing interface" pentru cazul particular

Algoritm de cuplare presupune ca prim pas impunerea unui profil de viteză mediat și cantitatea turbulenței pe suprafețele de la aspirație a domeniului tronsonului de la aspirație, domeniului canalului interpaletar și cel al camerei spirale. O viteză constantă se impune pe secțiunea de intrare a cotului de la aspirație corespunzător unui anumit debit. De asemenea, intensitatea turbulenței de 2% și diametrul hidraulic de 0.1035 m, s-au impus pe secțiunea de intrare a cotului. Pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație și a canalului interpaletar se impun câte un profil de presiune constant, ca primă aproximare, în vederea inițierii procesului iterativ. Condiții de periodicitate s-au impus pe frontierele canalului interpaletar. Condiția de perete staționar s-a impus pe: pereții cotului de la aspirație, pentru inelul, butucul și paleta rotorului, cât și pentru pereții camerei spirale. Pe suprafața de ieșire a colectorului s-a impus o presiune constantă. Ca fluid de lucru s-a considerat apa.

După inițierea procesului iterativ, pe suprafața de intrare a canalului interpaletar se impune profilul vitezei și cantitatea turbulențelor, mediate circumferențial corespunzătoare secțiunii de ieșire a cotului de la aspirație. De asemenea, pe secțiunea de intrare a camerei spirale se impune profilul de vitezei și cantitatea turbulenței mediate obținute pe suprafața de ieșire a canalului interpaletar, conform algoritmului de cuplare, vezi Pasul I Fig. 6. 11.

Ulterior profilul mediat al presiunii statică obținut pe suprafața de intrare a camerei spirale se impune pe suprafața de ieșire a canalului interpaletar. La final profilul mediat de presiune statică obținut pe suprafața de intrare a canalului interpaletar se impune ca și condiție la limită pe suprafața de ieșire a cotului de la

aspirație, vezi Pasul II Fig. 6. 11. Procedura iterativă se repetă până când soluția rămâne neschimbată de la o iterație la alta. Simularea numerică tridimensională a curgerii se realizează cu programul comercial de modelare numerică a curgerii Fluent [1].

6.3.1. Convergența algoritmului de cuplare „mixing interface”

În Fig. 6. 12 este reprezentată distribuția coeficientului de presiune statică (c_p) pe interfața inelară de amestec între cotul de la aspirație și canalul interpaletar rotoric obținut după soluționarea convergenței pentru debit de exploatare de $1.2Q_n$. Procedura de cuplare (Pasul I și Pasul II) s-a efectuat de șase ori și se poate vedea că ultimele trei profile mediate de presiune au o distribuție radială foarte apropiată.

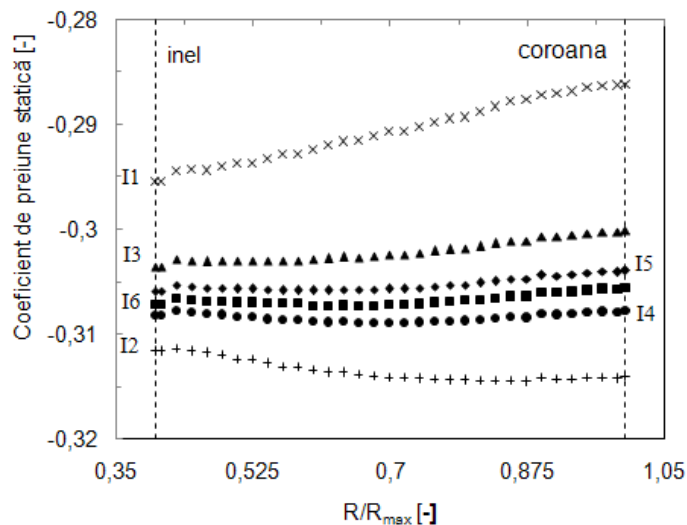


Fig. 6. 12 Distribuția coeficientului de presiune statică pe interfața inelară de amestec dintre cotul de la aspirație și canalul interpaletar rotoric

$$c_p = \frac{p_s - p_{s_a}}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (6. 1)$$

unde viteza de referință a rotorului: $U = \omega R_{ref}$

Distribuția de puncte aferente fiecărui coeficient al componentelor de viteză reprezintă datele rezultate, în urma simulării numerice a curgerii, pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație. O mediere circumferențială a acestor distribuții este obținută utilizând algoritmul de cuplare. Componenta de viteză care prezintă cea mai mare neuniformitate este componenta tangențială (coeficientul componentei tangențială de viteză – c_{tg} în Fig. 6. 14). Valorile mediate sunt impuse ca și condiție la limită pe suprafața de intrare a canalului interpaletar. Acest profil mediat de viteze elimină dărele hidraulice și orice altă neuniformitate circumferențială a componentelor de viteză (vezi Fig. 6. 13 și Fig. 6. 14).

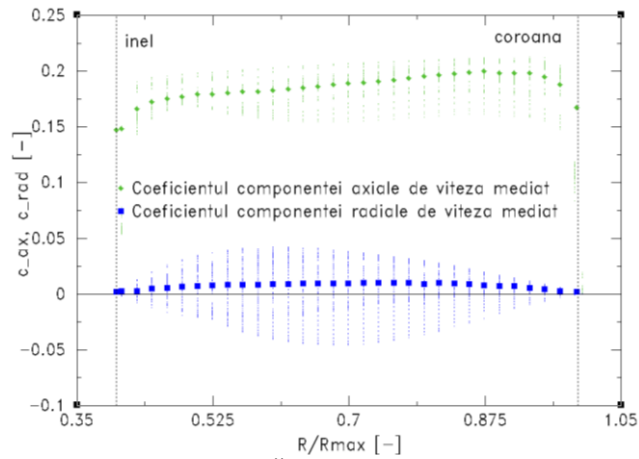


Fig. 6. 13 Distribuția coeficienților de viteză pe interfața de amestec cotul de la aspirație-rotor și valorile profilului de viteză mediat obținut cu algoritmul de cuplare - axial și radial

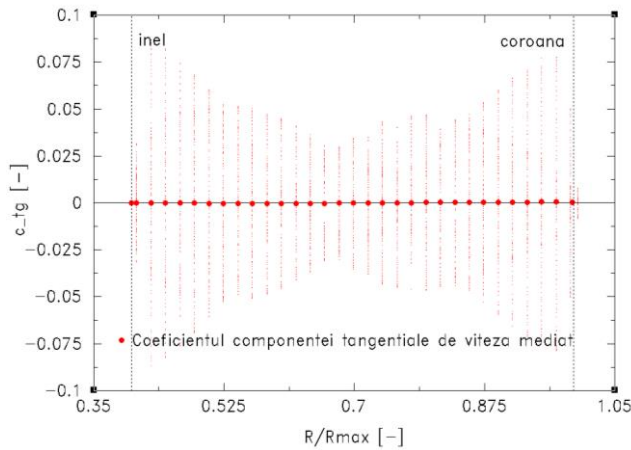


Fig. 6. 14 Distribuția coeficienților de viteză pe interfața de amestec cot-rotor și valorile profilului de viteză mediat obținut cu algoritmul de cuplare - tangențial

Coeficienții componentelor de viteză sunt definiți după cum urmează:

- coeficientul componente axiale a vitezei absolute:

$$c_{ax} = \frac{v_{ax}}{\sqrt{2gH}} \quad (6.2)$$

- coeficientul componente radiale a vitezei absolute:

$$c_{rad} = \frac{v_{rad}}{\sqrt{2gH}} \quad (6.3)$$

- coeficientul componente tangențiale a vitezei absolute:

$$c_{tg} = \frac{v_{tg}}{\sqrt{2gH}} \quad (6.4)$$

- coeficientul componente meridionale a vitezei absolute:

$$c_{vm} = \frac{v_m}{\sqrt{2gH}} = \frac{\sqrt{v_{ax}^2 + v_{rad}^2}}{\sqrt{2gH}} \quad (6.5)$$

unde v_{ax} reprezintă componenta axială a vitezei, v_{rad} este componenta radială a vitezei, v_{tg} este componenta tangențială a vitezei, v_m reprezintă viteza meridională și H reprezintă înălțimea de pompare caracteristică fiecărui punct de funcționare investigat.

În Fig. 6. 15 este prezentat triunghiul de viteze în plan și spațial, în care se poate observa orientarea celor patru componente ale vitezei utilizate în definirea coeficienților componentelor de viteză.

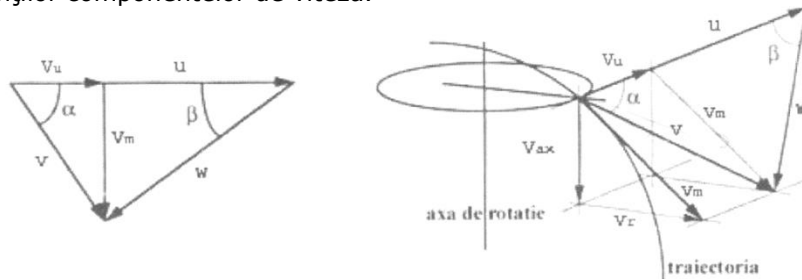


Fig. 6. 15 Triunghiul de viteze: vedere plană - stânga; vederea spațială - dreapta

Utilizând algoritmul de cuplare a curgerii "mixing interface" utilizează valori medii ale coeficienților componentelor de viteză, acest lucru conduce la o uniformizarea a neuniformităților curentului. Astfel dărele hidrodinamice și celelalte neuniformități circumferențiale sunt eliminate iar pierderile hidraulice asociate sunt diminuate.

6.4. Ecuațiile care guvernează curgerea 3D turbulentă și modelul de turbulență ales

Domeniul de calcul al traseului hidraulic model al pompei de acumulare este investigat tridimensional. Prin urmare calculul curgerii în acest traseu utilizând codul Fluent 6.3 va fi soluționată cu ajutorul ecuațiilor de curgere turbulentă 3D vâscoasă.

6.4.1. Ecuațiile curgerii pentru domeniul de analiză al tronsonului hidraulic model

Soluționarea curgerilor tridimensionale s-a realizat utilizând ecuația de continuitate (6.6) și ecuația de mișcare Navier-Stokes (6.7).

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla (\bar{\bar{T}}) + \rho \vec{g} \quad (6.7)$$

unde ρ reprezintă densitatea fluidului, \vec{v} vectorul viteză, g accelerația gravitațională și $\bar{\bar{T}}$ este tensorul tensiunilor definit prin expresia:

$$\bar{\bar{T}} = \mu \left[\left(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} I \right] \quad (6.8)$$

unde μ reprezintă vâscozitatea moleculară și I tensorul unitar.

Pentru sistemul relativ de referință viteza relativă se obține cu ecuația:

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{\omega} \cdot \vec{r} \quad (6.9)$$

În ecuația (6,9) r reprezintă vectorul de poziție, prin urmare ecuația Navier-Stokes definită cu ecuația (Navier-Stokes) devine:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\bar{v} \bar{v}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{\omega}) + \nabla \cdot (\rho \bar{\omega} \bar{v}) + 2\rho \bar{\omega} \times \bar{v} + \rho \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \cdot \bar{r}) + \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} \times \bar{r} \quad (6. 10)$$

6.4.2. Modelul de turbulență ales

Pentru curgerea tridimensională în traseul hidraulic model al pompei de acumulare (traseul compus din cotul de la aspirație, rotor și camera spirală) s-a utilizat modelul de turbulență $k - \omega$ SST.

Modelul $k - \omega$ SST (Shear Stress Transport) a fost construit de Menter [72]. și este un amestec între modelul standard $k - \varepsilon$ și modelul $k - \omega$. Modelul folosește o formulare $k - \varepsilon$ pentru zona curgerii libere, evitând astfel dezavantajele majore ale modelului $k - \omega$ privind condițiile inițiale și un model $k - \omega$ pentru stratul limită. Acest lucru este realizat prin formularea modelului $k - \varepsilon$ în concordanță cu $k - \omega$. Trecerea graduală între cele două zone este asigurată prin definirea unor funcții de „amestec” care activează formularea $k - \omega$ sau $k - \varepsilon$ în funcție de zonă și prin introducerea unui termen difuziv în ecuația de transport a lui ω .

Vâscozitatea dinamică turbulentă este definită pentru modelul $k - \omega$ SST după cum urmează:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^* \frac{S F_2}{\alpha_1 \omega}} \right]} \quad (6. 11)$$

unde S reprezintă mărimea ratei de deformație iar α_1 este o constantă care are valoarea de 0.31.

În ecuația (6. 11) α^* reprezintă un coeficient de amortizare pentru vâscozitatea turbulentă, folosit pentru a corecta valoarea acesteia în zonele unde numărul Reynolds atașat celulei de calcul, exprimat în funcție de viteza de frecare și distanța până la perete, este mic (low Reynolds number correction). Acesta este descris de ecuația (6. 12):

$$\alpha^* = a_\infty^* \left(\frac{a_\infty^* + \frac{Re_t}{R_k}}{1 + \frac{Re_t}{R_k}} \right) \quad (6. 12)$$

unde:

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (6. 13)$$

$$R_k = 6 \quad (6. 14)$$

$$a_0^* = \frac{\beta_j}{3} \quad (6. 15)$$

$$\beta_i = 0.072 \quad (6.16)$$

Ecuația de transport pentru k este definită de relația (6.17):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial k}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial k}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial k}{\partial z} = \Gamma_k \left(\frac{\partial^2 k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 k}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 k}{\partial z^2} \right) + G_k - Y_k \quad (6.17)$$

Ecuația de transport pentru ω este definită de relația (6.18):

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \omega}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \omega}{\partial z} = \Gamma_\omega \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (6.18)$$

În ecuațiile de mai sus termenii Γ_k și Γ_ω reprezintă difuzivitățile efective ale lui k (6.19) respectiv ω (6.20):

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (6.19)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (6.20)$$

unde μ_t reprezintă vâscozitatea dinamică turbulentă calculată conform relației (6.11) iar σ_k și σ_ω sunt numere Prandtl turbulente calculate cu următoarele relații:

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}}} \quad (6.21)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (6.22)$$

unde $\sigma_{k,1} = 1.176$, $\sigma_{\omega,1} = 2$, $\sigma_{k,2} = 1$ și $\sigma_{\omega,2} = 1.168$ sunt constante ale modelului.

F_1 și F_2 reprezintă funcțiile de „amestec” care se calculează cu relațiile:

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (6.23)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (6.24)$$

unde:

$$\phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right) \right] \quad (6.25)$$

$$\phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (6.26)$$

unde: y reprezintă distanța până la cea mai apropiată suprafață solidă iar D_ω^+ este partea pozitivă a termenului de difuziune transversală (6.37) și este calculat după cum urmează:

$$D_{\omega}^{+} = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \sum_i \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right] \quad (6.27)$$

Termenul G_k din ecuația (6.17) reprezintă producția de energie cinetică turbulentă și este definit de relația (6.28):

$$G_k = \min \left[\left(\tau_{t,ij} \sum_{ij} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right), 10 \rho \beta_i^* k \omega \right] \quad (6.28)$$

unde:

$$\beta_i^* = \beta_{\infty}^* \frac{\left(\frac{4}{15} + \left(\frac{Re_t}{R_{\beta}} \right)^4 \right)}{\left(1 + \left(\frac{Re_t}{R_{\beta}} \right)^4 \right)} \quad (6.29)$$

unde: $R_{\beta} = 8$ și $\beta_{\infty}^* = 0.09$

Termenul G_{ω} din ecuația (6.18) reprezintă rata specifică de disipare a energiei turbulente și este definit de relația (6.30):

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (6.30)$$

unde:

$$\alpha = \frac{\alpha_{\infty}}{\alpha^*} \frac{\left(\alpha_0 + \frac{Re_t}{R_{\omega}} \right)}{\left(1 + \frac{Re_t}{R_{\omega}} \right)} \quad (6.31)$$

unde: $R_{\omega} = 2.95$.

Pentru modelul $k-\omega$ SST, α_{∞} este dat de relația următoare:

$$\alpha_{\infty} = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (6.32)$$

unde:

$$a_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{k^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (6.33)$$

$$a_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{k^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (6.34)$$

unde: $k = 0.41$, $\beta_{i,1} = 0.075$ și $\beta_{i,2} = 0.0828$.

În ecuația (6.17) termenul Y_k reprezintă disiparea energiei cinetice turbulente și este definit de relația:

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (6.35)$$

Analog, în ecuația (6.18) termenul Y_{ω} reprezintă rata de disipare a lui ω și este definit cu relația:

$$Y_{\omega} = \rho\beta\omega^2 \quad (6.36)$$

Modelul $k-\omega$ SST este bazat atât pe modelul $k-\omega$ standard cât și pe modelul $k-\varepsilon$ standard. Pentru a îmbina aceste două modele, modelul $k-\omega$ standard a fost modificat fiind descris de ecuații bazate pe k și ω , fapt ce a impus introducerea unui termen de difuziune transversală denumit cross-diffusion și este definit de relația (6.37)

$$D_{\omega} = 2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega,2}\frac{1}{\omega}\sum_j\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (6.37)$$

6.5. Rezultate numerice

Simularea numerică tridimensională a curgerii în traseul hidraulic al pompei de acumulare s-a realizat pentru cinci regimuri de funcționare: 0.8, 0.9, 1, 1.1 și 1.2 din debitul nominal $Q_n=0.0335$ l/s. În tabelul următor sunt prezentate în mărimi dimensionale și adimensionale regimurile (debitele) de operare investigate.

Tabel 6. 1 Domeniul de debite investigat

OP	0.8Q _n	0.9Q _n	1.0Q _n	1.1Q _n	1.2Q _n
Q [l/s]	26.85	30.15	33.5	36.8	40.2
φ [-]	0.024	0.027	0.03	0.033	0.036

6.5.1. Distribuția vitezei pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație a pompei PRO 10-195 la punctul optim de funcționare

În cazul de față, structura câmpului hidrodinamic amonte de rotor a fost investigat pe o suprafață inelară, utilizându-se coeficienții componentelor de viteză definiți anterior. Fig. 6. 16 prezintă cele 3 secțiuni inelare de pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație, situate la trei valori diferite ale coordonatei r . Pe aceste trei secțiuni s-a reprezentat distribuția coeficienților componentelor de viteză axială, radială și tangențială. Reprezentarea distribuției valorilor celor trei coeficienți de viteză s-a făcut pentru toate punctele de funcționare investigate.

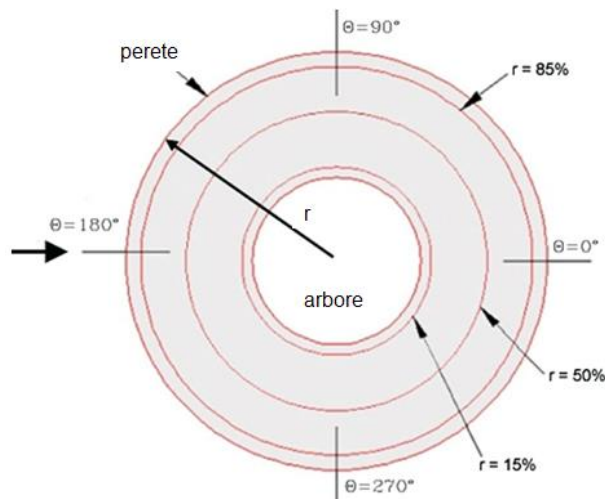


Fig. 6. 16 Suprafața de ieșire a cotului de la aspirație - secțiuni de analiză

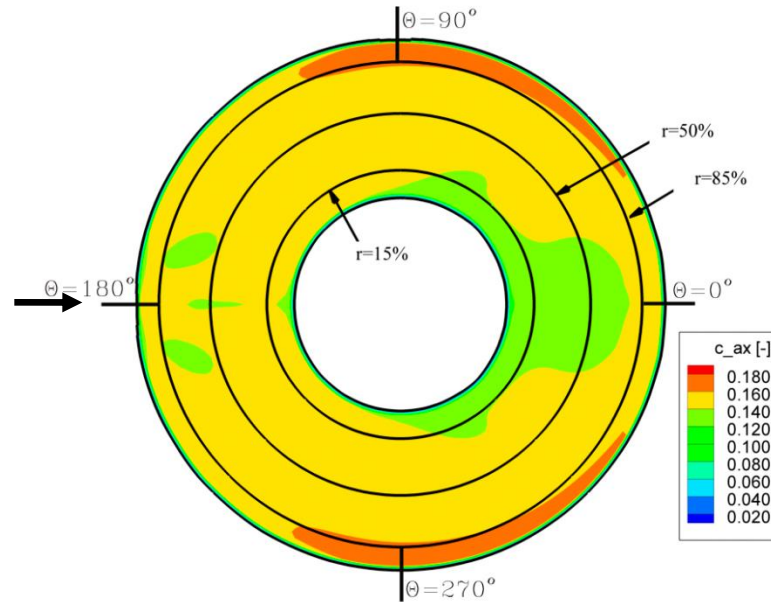


Fig. 6. 17 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s

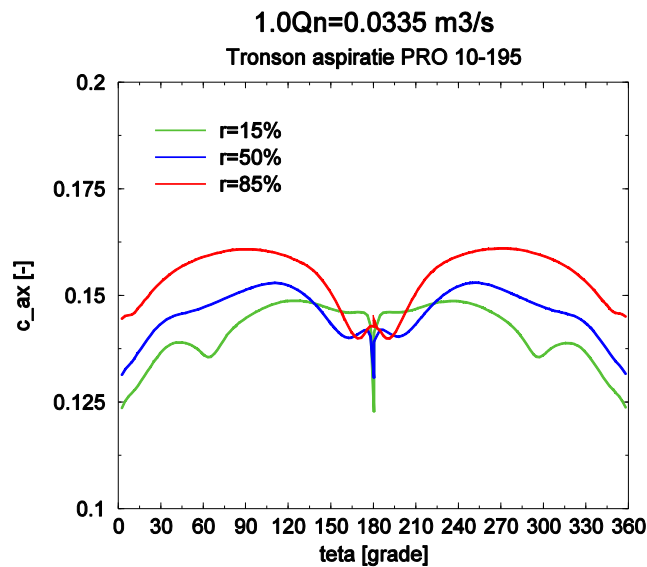


Fig. 6. 18 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s

Din Fig. 6. 17 și Fig. 6. 18 reiese că la coordonata unghiulară $\Theta=180^\circ$ apare o dără hidrodinamică cauzată de prezența pilei centrale, care desparte cotul de la aspirație în două. În aceasta zonă valoarea coeficientului componente axiale a vitezei corespunzătoare secțiunii $r=15\%$ este minimă. În zona de incidență a curentului cu arborele pompei, $\Theta=180^\circ$, se observă o decelerare bruscă a curentului pe toate cele trei secțiuni, urmată apoi de o accelerare. Se observă că, accelerarea

cea mai pronunțată a vitezei axiale este localizată între secțiunea $r=85\%$ și peretele exterior, acolo unde și valorile coeficientului de viteză axială sunt cele mai mari. În jurul coordonatei unghiulare $\Theta=0^\circ$, se observă a doua dâră hidrodinamică cauzată de prezenta arborelui.

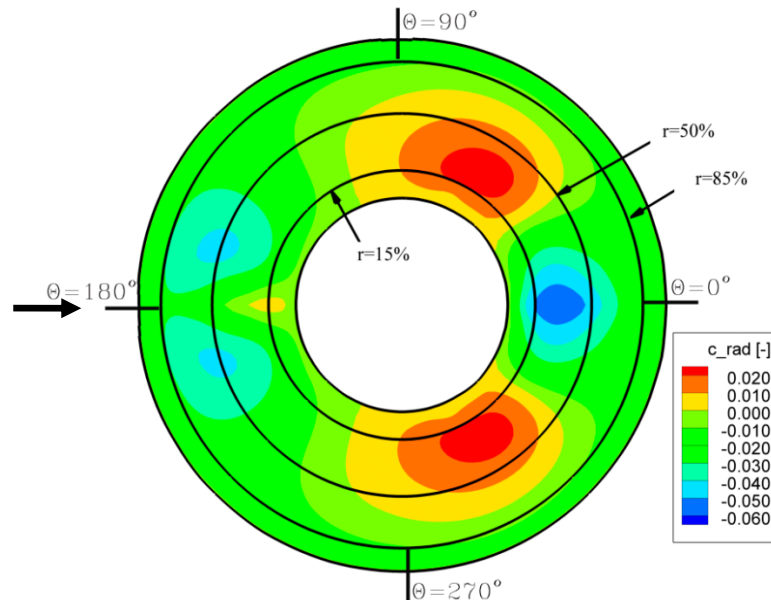


Fig. 6. 19 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotelui de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s

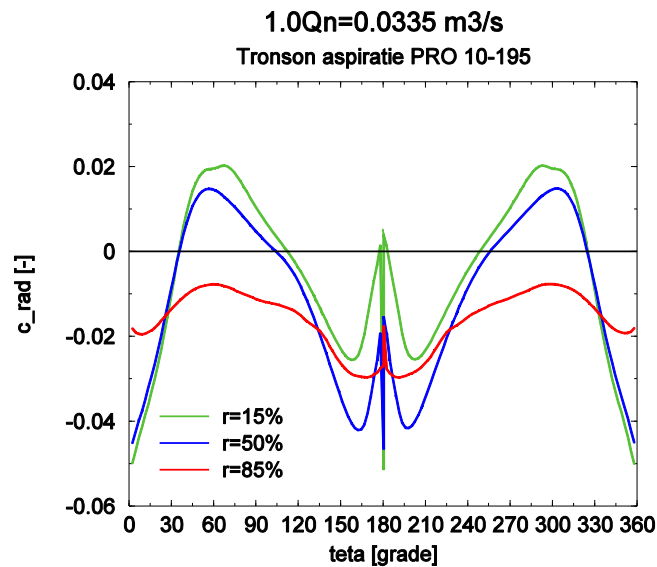


Fig. 6. 20 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotelui de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s

Din Fig. 6. 19 și Fig. 6. 20 reiese că pentru valori ale Θ de 50° și 300° , sunt atinse cele mai mari valori ale coeficientului de viteză tangențială pe toate cele trei

secțiuni. La aceleași valori ale coordonatei unghiulare Θ , între secțiunile $r=15\%$ și $r=50\%$, apar două zone în care viteza radială atinge valorile maxime în timp ce la $\Theta=0^\circ$, în spatele arborelui, valorile coeficientului componente radiale a vitezei sunt cele mai mici. În spatele arborelui, unde $\Theta=0^\circ$ între $r=15\%$ și $r=50\%$, viteza radială atinge valorile minime.

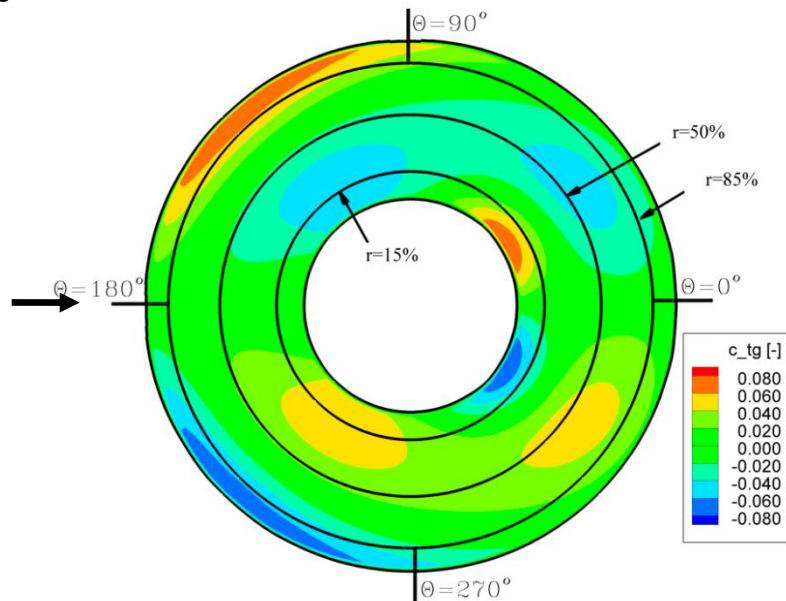


Fig. 6. 21 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s

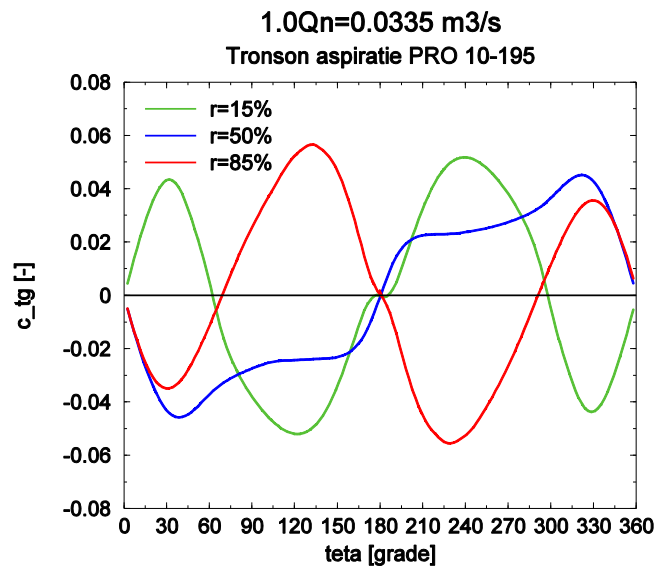


Fig. 6. 22 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5$ l/s

Fig. 6. 21 și Fig. 6. 22 prezintă distribuția coeficientului componente vitezei tangențiale din care reiese o variație pronunțată a acesteia, datorată geometriei complexe a cotului de la aspirație. Se observa mai multe zone în care sunt atinse valorile maxime ale vitezei tangențiale, zone marcate cu roșu și albastru închis. În aceste zone, două situate în jurul valorii $\Theta=0^\circ$ între secțiunea $r=15\%$ și peretele interior și două situate între $\Theta=90^\circ$ și $\Theta=270^\circ$ între secțiunea $r=85\%$ și peretele exterior, sunt generate patru vârtejuri contra rotative, în care sunt atinse valorile maxime ale vitezei tangențiale. Vârtejuri contra rotative de o intensitate mai mică apar și pentru valori ale coordonatei unghiulare $\Theta=135^\circ$ și $\Theta=225^\circ$ între arbore și secțiunea $r=50\%$, dar și la $\Theta=35^\circ$ și $\Theta=325^\circ$ între secțiunile $r=50\%$ și $r=85\%$. Acest lucru indică prezența unei curgeri nestaționare amonte de rotorul pompei chiar și la punctul optim de funcționare.

6.5.2. Distribuția vitezei pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație în afara punctului optim de funcționare

Figurile 6.23 – 6.30 prezintă distribuția coeficientului componente axiale a vitezei la funcționarea în afara debitului optim. Variația coeficienților de viteză pe cele trei secțiuni este similară cu variația aferentă debitului nominal de funcționare, însă domeniul de valori ale coeficienților de la un regim la altul. Se observă că zona cu variația cea mai pronunțată a coeficientului componente axiale a vitezei situată între secțiunea $r=85\%$ și peretele exterior al cotului, se regăsește în toate cazurile investigate.

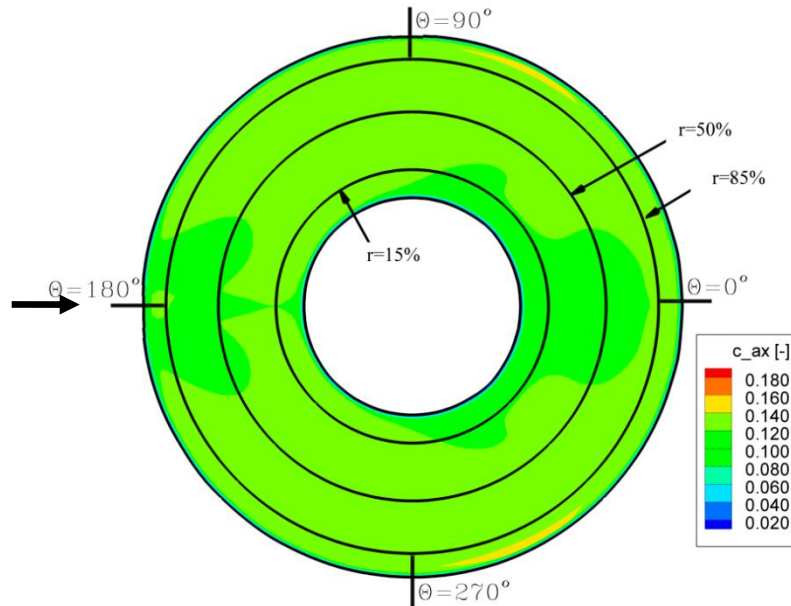


Fig. 6. 23 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

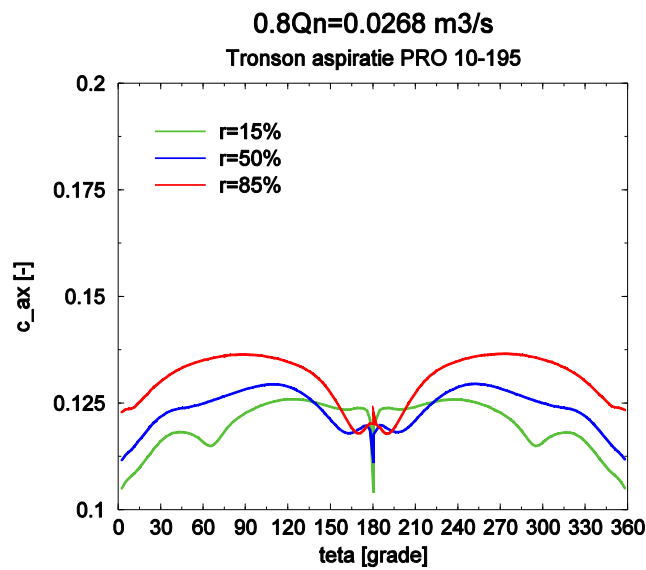


Fig. 6. 24 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

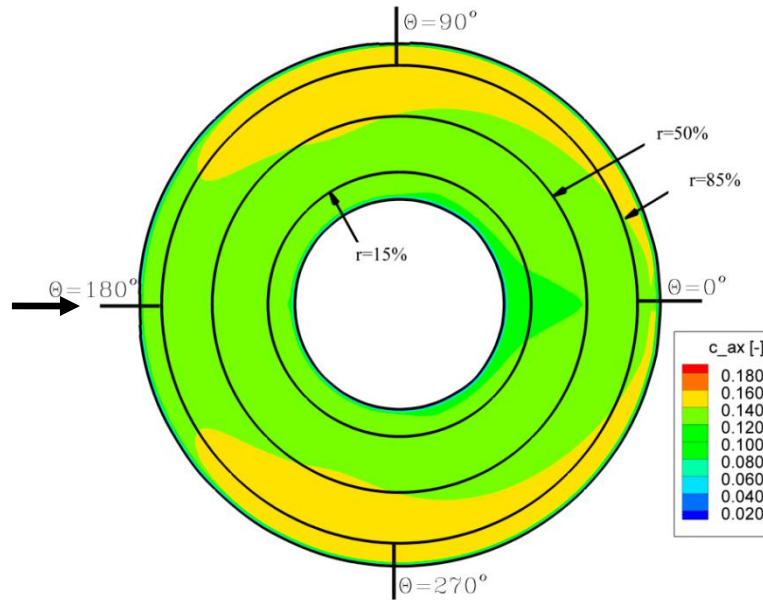


Fig. 6. 25 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15 \text{ l/s}$

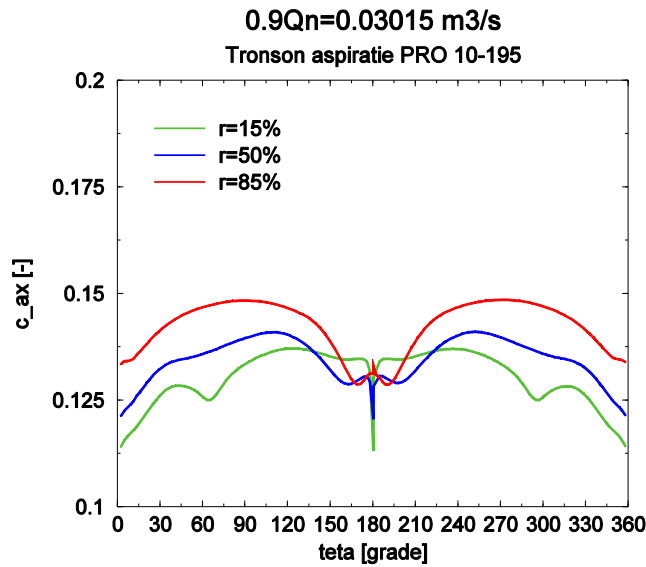


Fig. 6. 26 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15 \text{ l/s}$

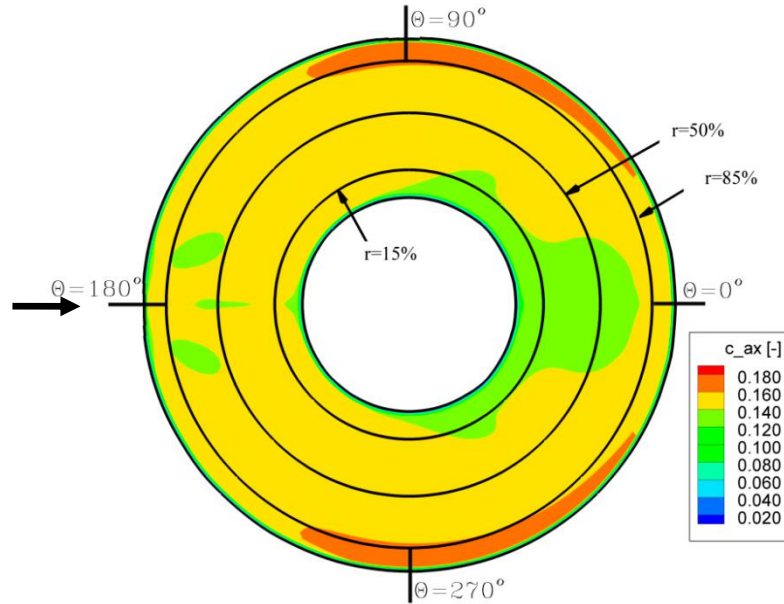


Fig. 6. 27 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

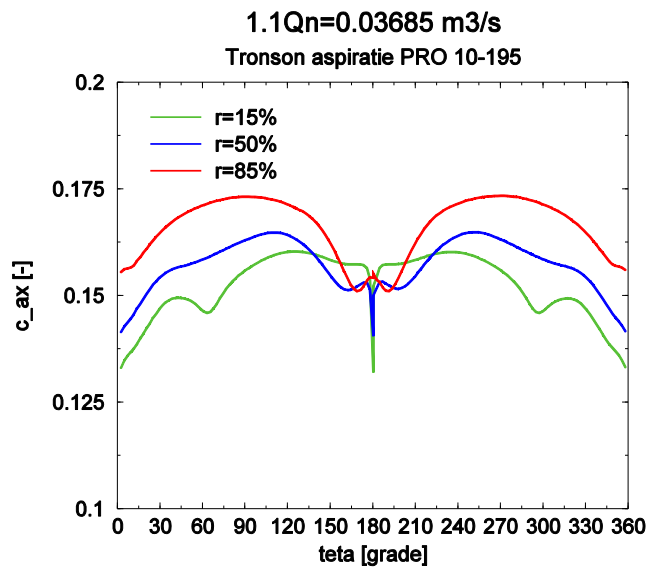


Fig. 6. 28 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

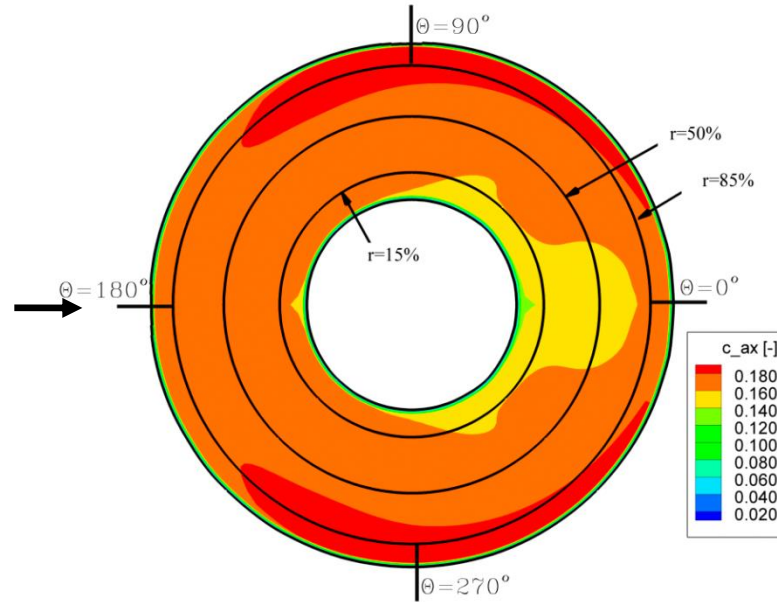


Fig. 6. 29 Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

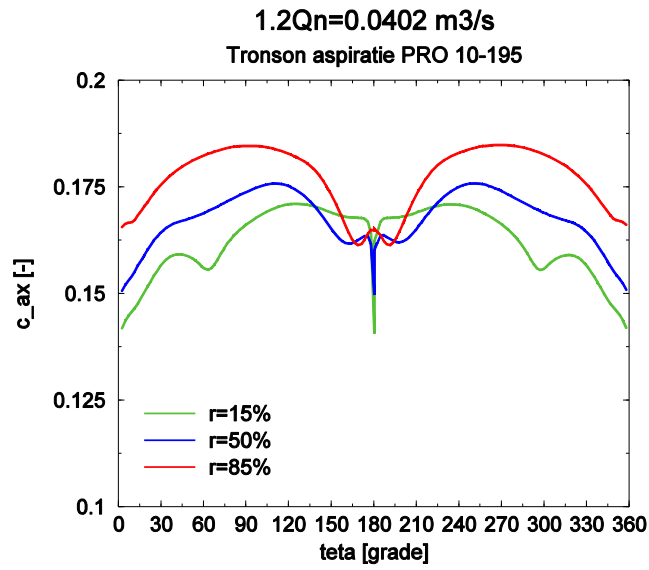


Fig. 6. 30 Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

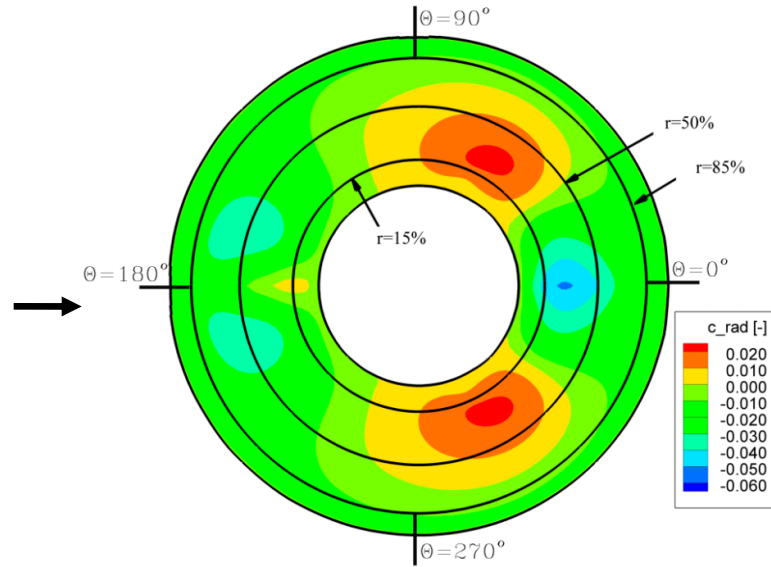


Fig. 6. 31 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

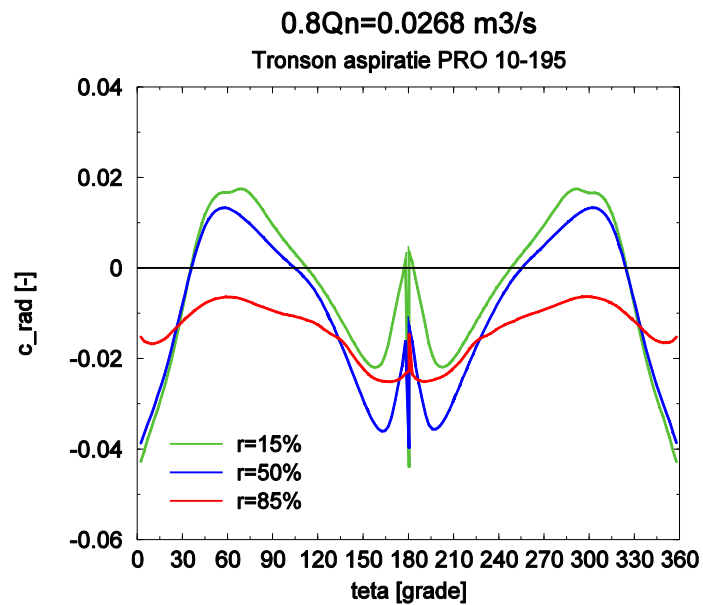


Fig. 6. 32 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

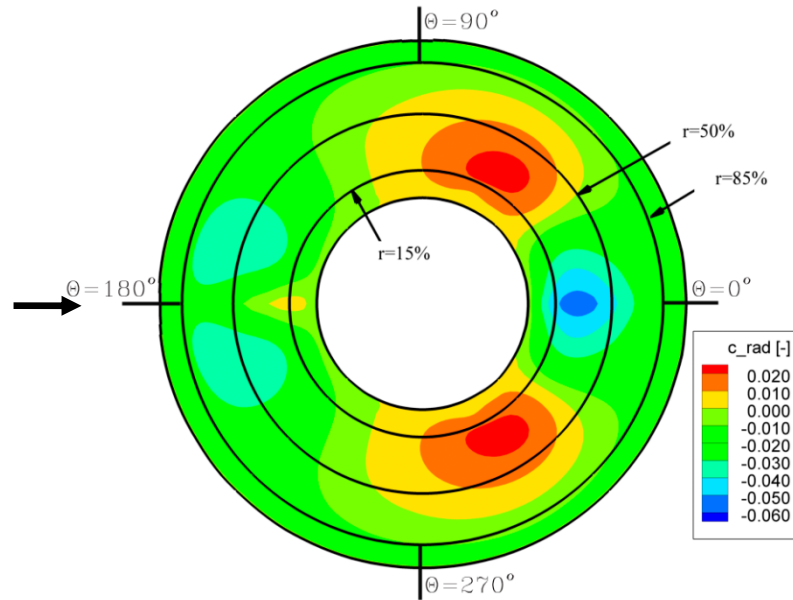


Fig. 6. 33 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s

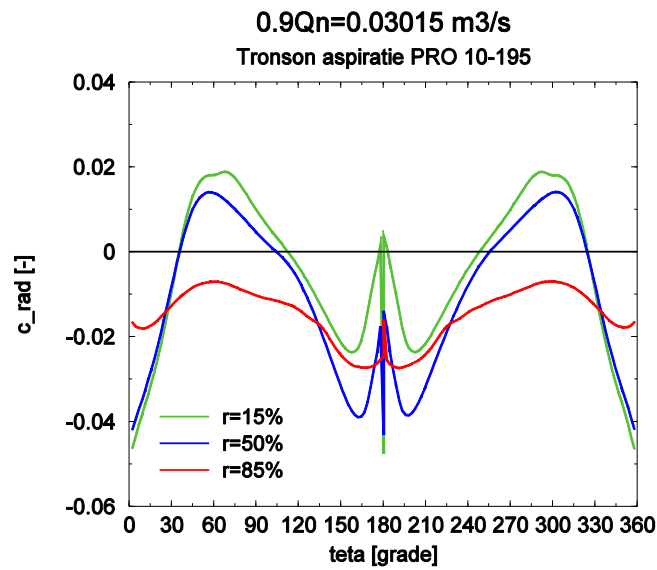


Fig. 6. 34 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s

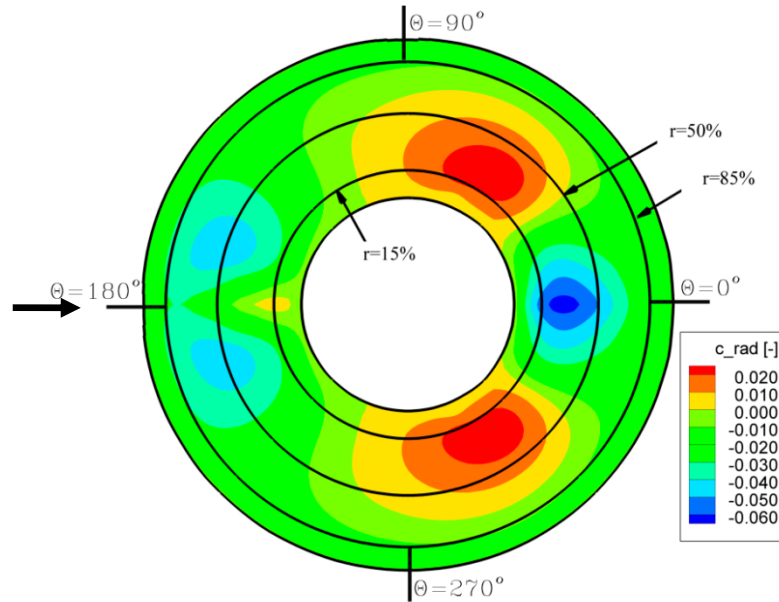


Fig. 6. 35 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

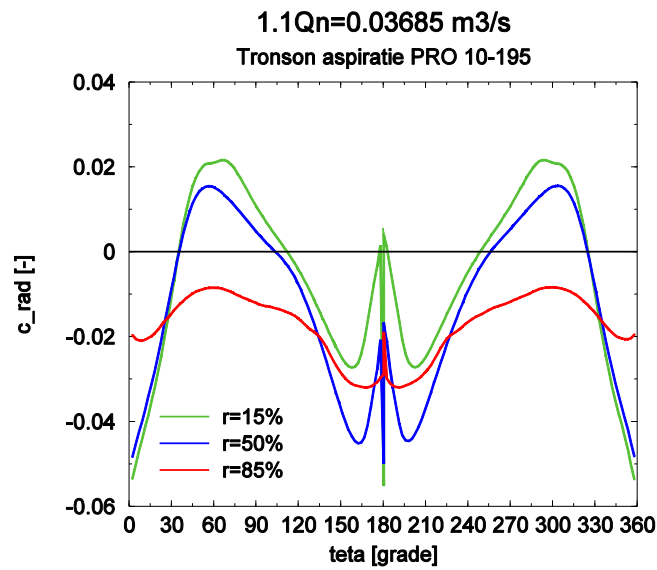


Fig. 6. 36 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

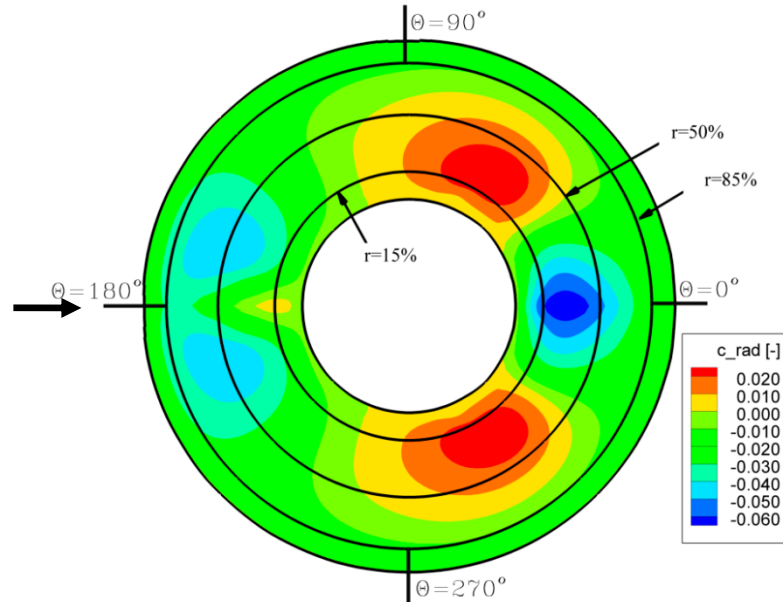


Fig. 6. 37 Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

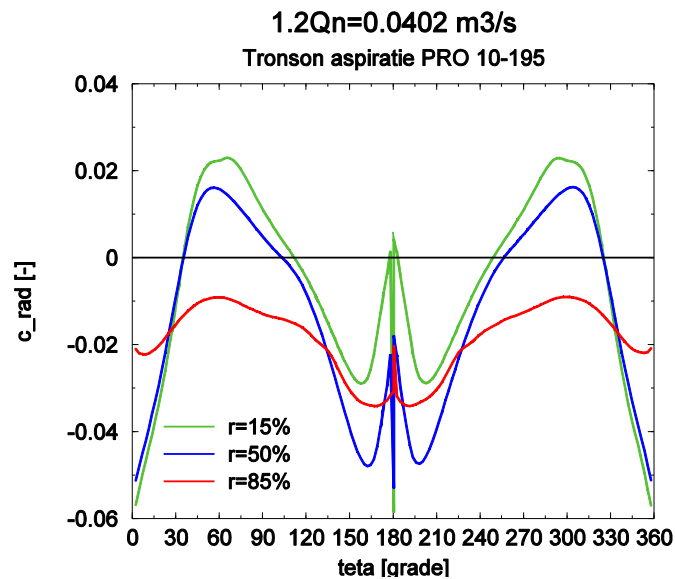


Fig. 6. 38 Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

Figurile 6.31 – 6.38 prezintă distribuția coeficientului componente radiale a vitezei la funcționarea înafara debitului optim. Cea mai mică neuniformitate a variației coeficientului componente radiale de viteză se remarcă pe suprafața $r=85\%$ din vecinătatea peretelui exterior al cotului de la aspirație. Zonele cu valorile maxime și minime ale vitezei radiale care sunt regăsite între aceleași limite ale secțiunii de ieșire pentru toate debitele investigate.

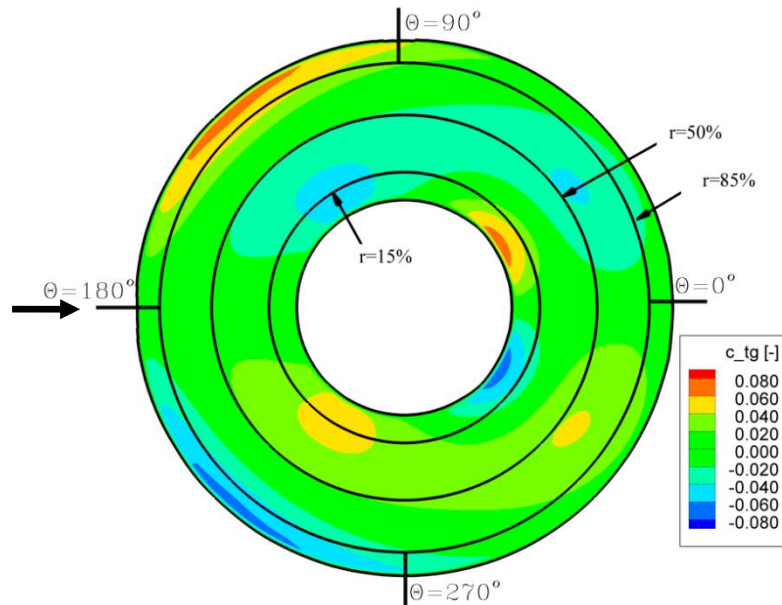


Fig. 6. 39 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

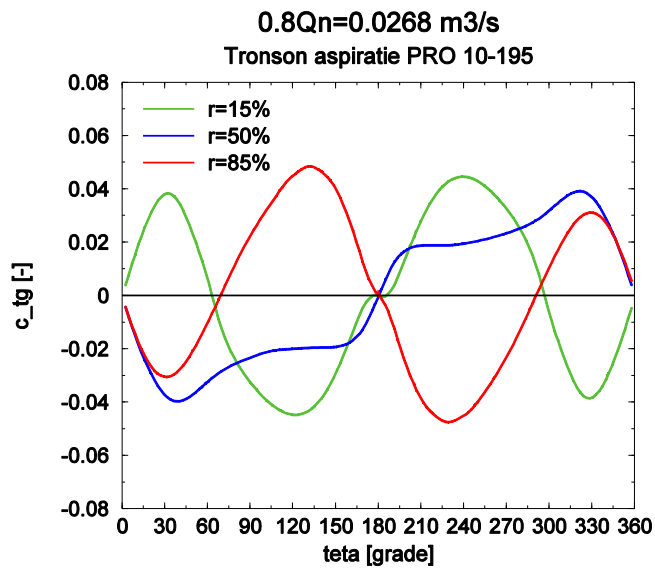


Fig. 6. 40 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

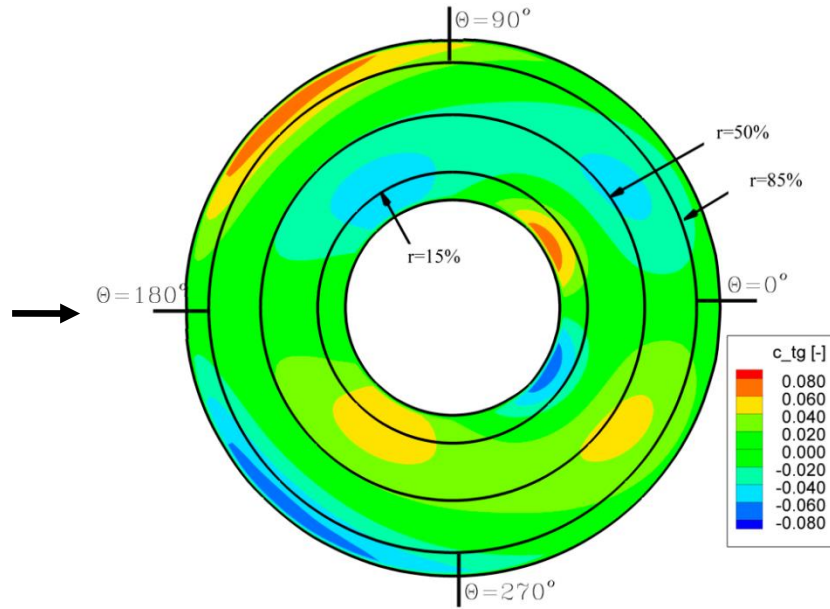


Fig. 6. 41 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15 \text{ l/s}$

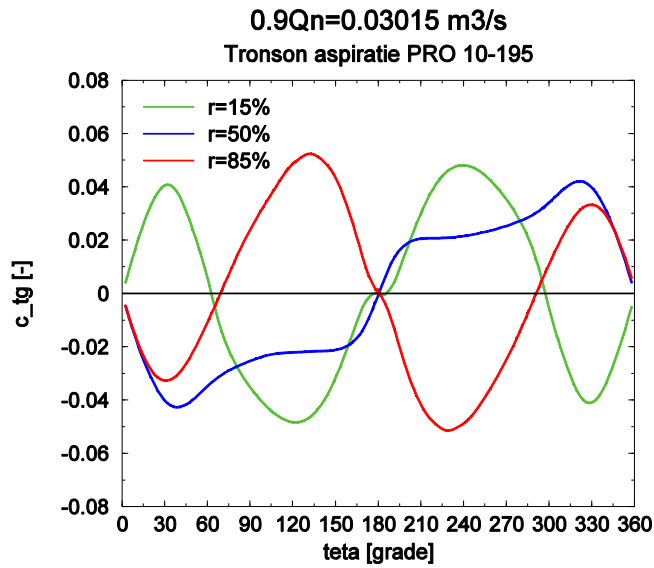


Fig. 6. 42 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $0.9Q_n=30.15 \text{ l/s}$

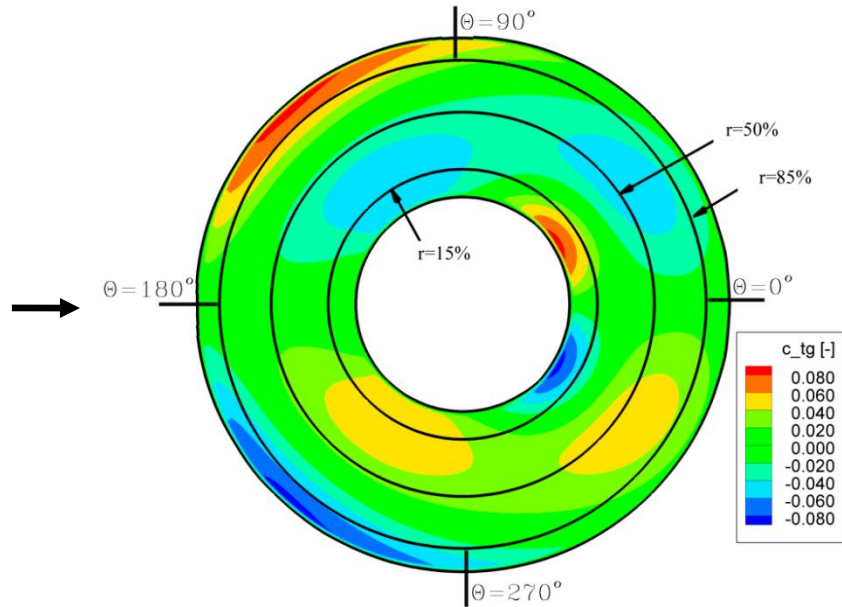


Fig. 6. 43 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

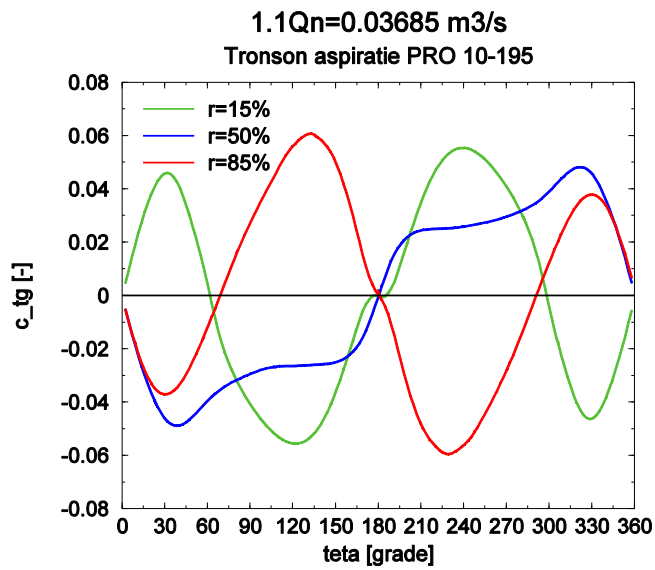


Fig. 6. 44 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele 3 secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

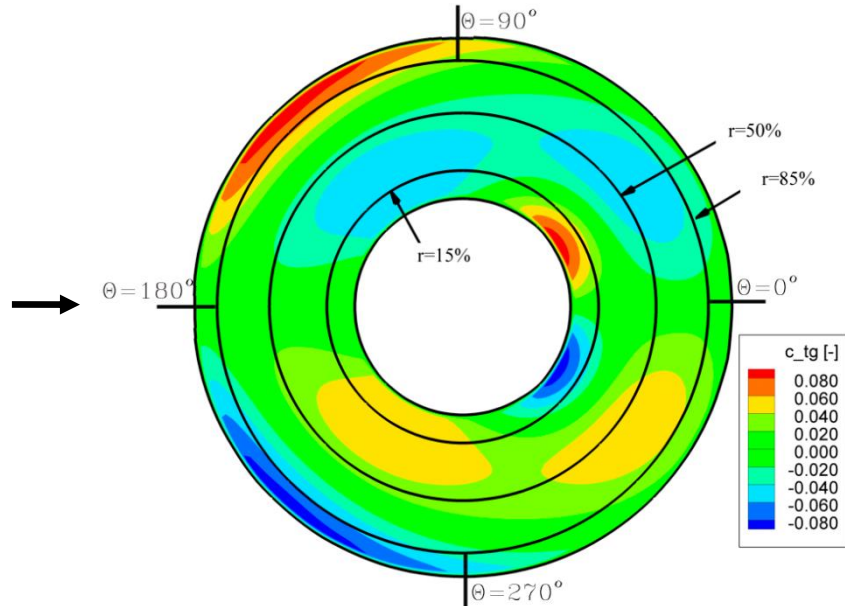


Fig. 6. 45 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

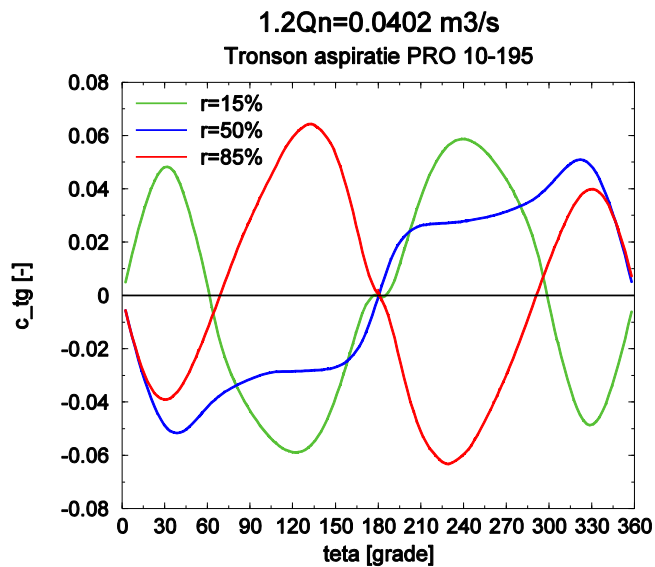


Fig. 6. 46 Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele e secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

Figurile 6.39 – 6.46 prezintă distribuția coeficientului vitezei tangențiale pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație la debite de funcționare în afara debitului optim. Din Fig. 6. 46 reiese că pentru debitul maxim investigat, caracterul nestaționar al câmpului hidrodinamic amonte de rotor este cel mai pronunțat. Acest lucru este dovedit de valorile maxime, de sens opus, ale coeficientului componente vitezei tangențiale care ajung până la 0.07. Se remarcă o variația pronunțată a

acestui coeficient pe întreaga secțiune de ieșire. Prezența mai multor vârtejurilor contra rotative indică neuniformitățile generate în curgere de geometria complexă a cotului de la aspirație. Fenomenele nestaționare induse de cot, duc la diminuarea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului de pompă de acumulare.

Din analiza variației coeficienților componentelor vitezei (axială, radială și tangențială) în afara punctului optim de funcționare, reiese că structura curentului pe suprafața de ieșire a cotului este similară cu cea de la punctul optim de funcționare, însă domeniul de valori ale coeficienților de viteză diferă de la un regim la altul.

6.5.3. Determinarea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare

6.5.3.1. Determinarea performanțelor energetice

Din analiza numerică a funcționării rotorului model de pompă de acumulare în traseul hidraulic model al pompelor de acumulare, s-au obținut valori ale pierderii de presiune pe cotul de la aspirație, creșterea de presiune realizată de rotor și pierderea de presiune din camera spirală. Presiune totală rezultată în cele trei componente ale traseului hidraulic investigat este prezentată în Tabel 6. 2.

Tabel 6. 2 Presiune totală rezultată din simularea numerică

OP	Δp_{T-COT} [kPa]	$\Delta p_{T-ROTOR}$ [kPa]	$\Delta p_{T-COLECTOR}$ [kPa]	$\Delta p_{T- NUM}$ [kPa]
0.8Qn	-3.9	626.9	-57.3	565.7
0.9Qn	-5.0	593.8	-47.3	541.5
1.0Qn	-6.1	571.6	-40.9	524.6
1.1Qn	-7.4	530.4	-30.2	492.8
1.2Qn	-8.8	499.9	-31.7	459.4

$$\Delta p_{T- NUM} = \Delta p_{T-COT} + \Delta p_{T-ROTOR} + \Delta p_{T-COLECTOR} \quad (6. 38)$$

unde:
$$\Delta p_{T} = \Delta p_{S} + \Delta p_{D} \quad (6. 39)$$

$$\Delta p_{S} = (p_{S-OUT} - p_{S-IN}) \quad \text{- presiune statică;} \quad (6. 40)$$

$$\Delta p_{D} = (\Delta p_{D-OUT} - \Delta p_{D-IN}) \quad \text{- presiune dinamică.} \quad (6. 41)$$

Pe baza rezultatelor obținute din simularea numerică a curgerii în traseul hidraulic model al pompei de acumulare, s-au trasat curbele energetice caracteristice pompelor centrifuge și distribuția pierderilor hidraulice din tronsonul de aspirație al traseului hidraulic model. În Fig. 6. 47 este reprezentată înălțimea de pompare, în Fig. 6. 48 este reprezentată puterea mecanică la arbore și în Fig. 6. 49 randamentul hidraulic al rotorului model de pompă de acumulare.

$$H = \frac{\Delta p_{T- NUM}}{\rho g} \quad (6. 42)$$

$$P_M = M \cdot \omega \quad (6. 43)$$

$$\eta_H = \frac{\rho g Q h}{P_M} \quad (6. 44)$$

În ecuațiile (6. 43) și (6. 44) $P_M = M \cdot \omega$ reprezintă puterea mecanică la arbore rezultată din simularea numerică, unde momentul total M este dat de relația următoare:

$$M = \left(\left(\int_S \left(\vec{r} \times \left(\vec{\tau} \cdot \vec{n} \right) \right) \cdot dS \right) \cdot \vec{a} \right) \cdot Z \quad (6.45)$$

unde: S - reprezintă suprafața cuprinzând toate componentele aflate în mișcare de rotație, $\vec{\tau}$ - tensorul tensiunii totale (tensiuni de presiune și vâscozitate), \vec{n} - vectorul unitate normal la suprafață, \vec{r} - poziția vectorului unitate și \vec{a} - vectorul unitate paralel cu axa de rotație.

Din analiza figurilor 6.47- 6.49 reiese că, rotorul model de pompă de acumulare PRO 10-195 atinge la debitul nominal $Q_n=33.5$ l/s o înălțime de pompare de aproximativ 53.5 m cu o putere la arbore de 20.5 KW și randament hidraulic de 85%. Din Fig. 6. 49 reiese că punctul de funcționare cu randamentul hidraulic cel mai ridicat, aprox. 86.4%, se află la un debit mai mare decât debitul nominal de funcționare, unde $Q=36.85$ l/s= $1.1Q_n$. La punctul de funcționare cu randamentul cel mai ridicat, denumit BEP (Best Efficiency Point), înălțimea de pompare atinge valoarea de 51 m, mai mică cu 4.67% decât la debitul nominal, cu o putere mecanică la arbore de 21.2 KW, mai mare cu 2.83% decât puterea mecanică la arbore în cazul funcționării la debitul nominal. La BEP, randamentul hidraulic este mai mare cu 1.17% decât randamentul hidraulic la debitul nominal de funcționare.

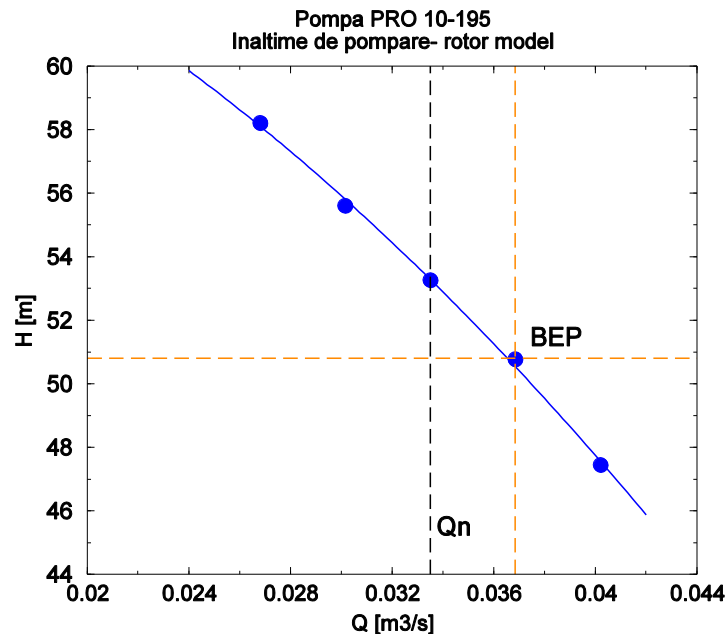


Fig. 6. 47 Înălțimea de pompare a rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195 la scara 1:5.7

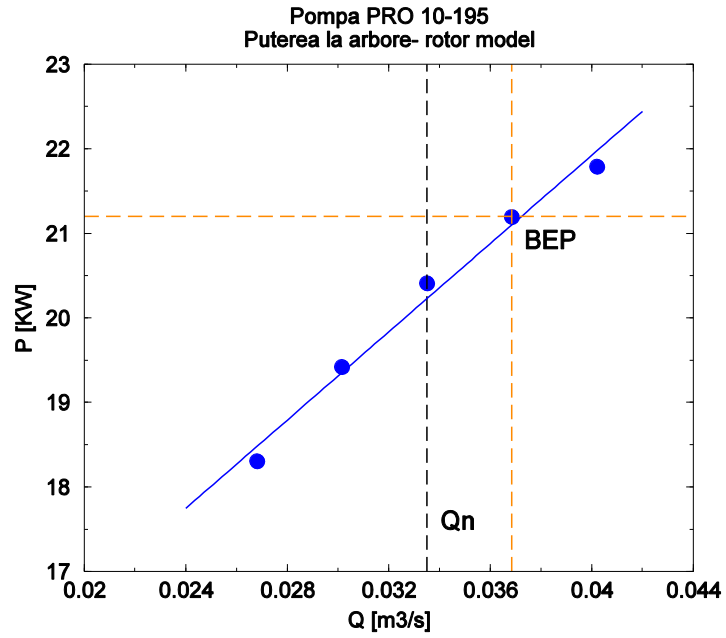


Fig. 6. 48 Puterea la arbore a rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195 la scara 1:5.7

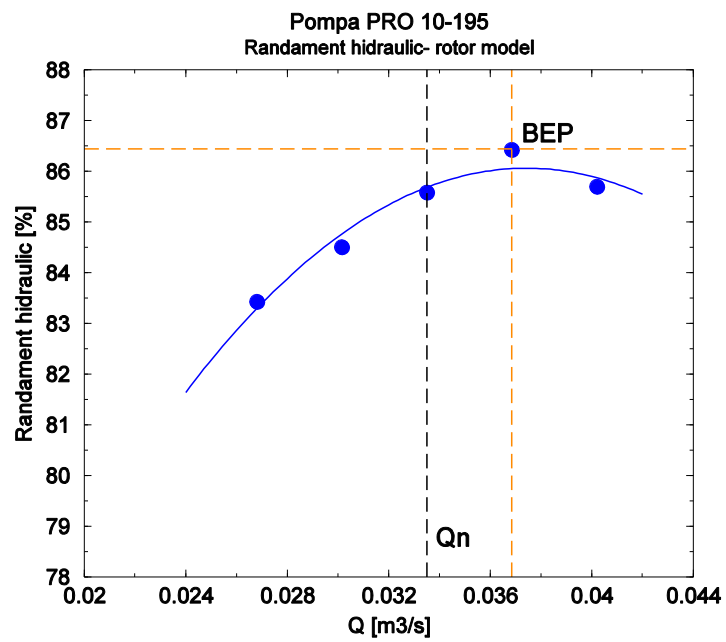


Fig. 6. 49 Randamentul hidraulic al rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195 la scara 1:5.7

6.5.3.2. Evaluarea performanțelor cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare

Forma geometrică a cotelui de la aspirație induce neuniformități în câmpul de curgere amonte de rotorul pompei de acumulare. Fenomenele nestaționare generate amonte de rotor conduc la scăderea performanțelor cavitaționale ale rotorului de pompă de acumulare. Distribuția pe paletă a parametrului NPSHc (Net Positive Suction Head Required) este investigată în cele ce urmează. NPSHc reprezintă înălțimea netă pozitivă cerută de pompă și este exprimată de relația (6. 46). Parametrul NPSHc poate fi denumit și suprapresiunea totală măsurată la flanșa de la intrare în pompă, față de presiune minimă ce apare pe suprafața paletelor într-un punct. Pentru o mai bună estimare a comportamentului cavitațional al rotorului model de pompă de acumulare, se reprezintă și distribuția valorilor maxime ale parametrului NPSHc pe paleta comparativ cu valoarea parametrului NPSHd (Net Positive Suction Head available). NPSHd reprezintă presiunea minimă necesară la aspirație pentru a evita incipiența și dezvoltarea fenomenului de cavitație, relația (6. 47).

$$NPSHc = \left(\frac{p_{S-IN-ROTOR}}{\rho g} + \frac{v_{S-IN-ROTOR}^2}{2g} \right) \quad (6. 46)$$

$$NPSHd = \left(\frac{p_{S-IN-ROTOR}}{\rho g} + \frac{v_{S-IN-ROTOR}^2}{2g} \right) - \frac{p_{vap}}{\rho g} \quad (6. 47)$$

$$p_{IN_ROTOR} = \frac{\int \rho p |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN}|} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \rho_i |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN_i}|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN_i}|} \quad (6. 48)$$

unde $p_{S-IN-ROTOR}$ se calculează utilizând relația (6. 48), v_{IN_ROTOR} reprezintă valoarea vitezei meridionale absolute impusă prin profil de viteze la intrarea în rotor iar valoarea presiunii statice $p_{S_min_ROTOR}$ rezultă din soluționarea numerică a câmpului de presiuni și viteze, $p_{vap} = 2383 Pa$ reprezintă presiunea de vaporizare a apei la temperatura $t = 20^\circ$.

Aplicând ecuația transferului energiei mecanice scrisă între suprafața liberă a apei din rezervorul de la aspirație și intrarea în rotorul model al pompei de acumulare, relația (6. 47) se poate scrie astfel:

$$NPSHd = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{p_{vap}}{\rho g} + H_{gs} - \sum h_{pasp} \quad (6. 49)$$

unde $p_{atm} = 110325 Pa$ reprezintă presiune atmosferică.

Din modelarea numerică a curgerii monofazice în rotorul model al pompei de acumulare PRO 10-195, au rezultat pentru fiecare punct de funcționare investigat, valorile maxime ale parametrului NPSHc, prezentate în Tabel 6. 3. Valorile parametrului NPSHd pentru fiecare din cele cinci regimuri de funcționare sunt prezentate de asemenea în Tabel 6. 3.

Tabel 6. 3 Valorile maxime ale parametrului NPSHc pentru rotorul model de pompă de acumulare PRO 10-195, rezultat în urma simulării numerice a curgerii monofazice. Valorile parametrului NPSHd al standului experimental

OP	0.8Qn	0.9Qn	Qn	1.1Qn	1.2Qn
NPSHc max [m]	13.02	13.2	13.34	13.48	13.67
NPSHd [m]	4.1	4	3.8	3.7	3.6

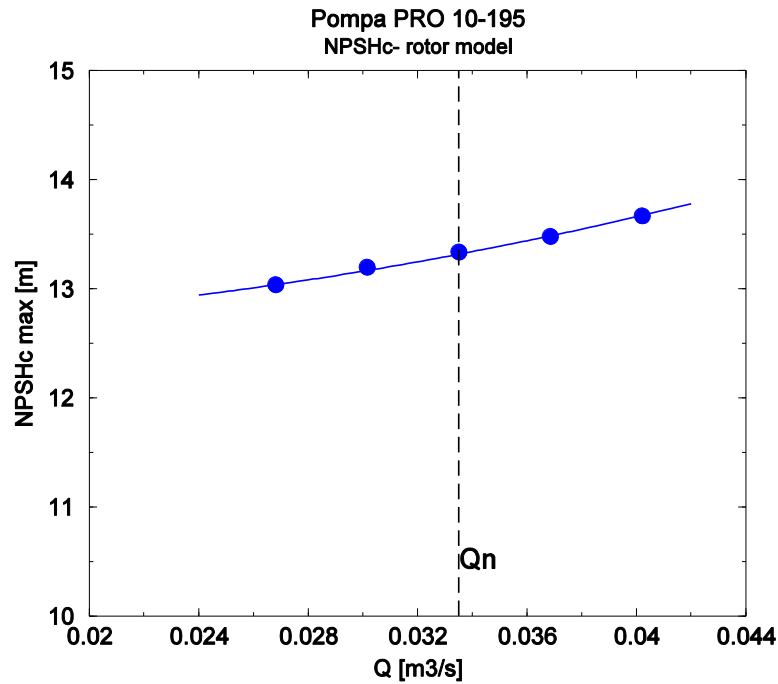


Fig. 6. 50 Valorile maxime ale parametrului NPSHc funcție de debit în rotorul model al pompei de acumulare PRO 10-195 la scara 1:5.7

În figurile următoare se reprezintă distribuția parametrului NPSHc pe intradosul și extradrosul paletei rotorice și se evidențiază suprafața paletei afectată de fenomenul de cavitație. Zona paletei rotorice afectată de cavitație este pusă în evidențiată prin poziționare valorilor parametrului NPSHc care depășesc valoarea parametrului NPSHd al standului experimental ($NPSHc > NPSHd$).

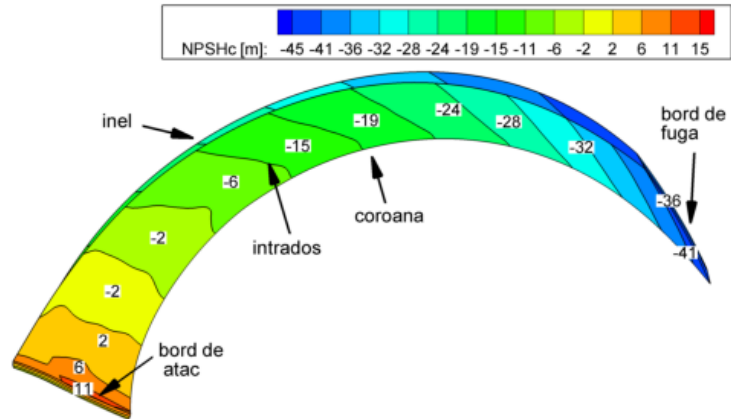


Fig. 6. 51 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

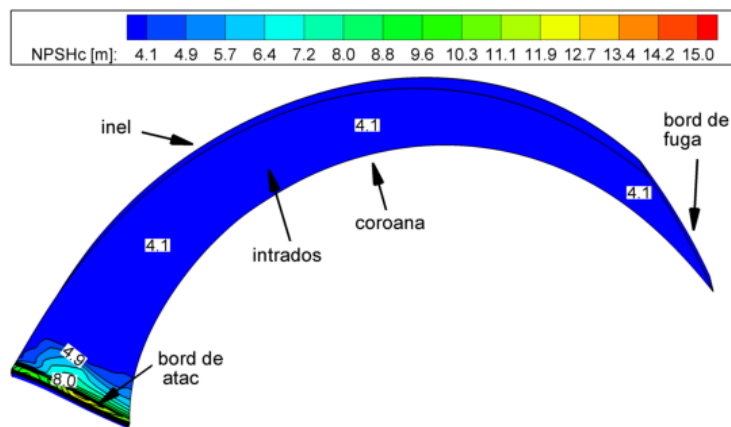


Fig. 6. 52 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenului de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $0.8Q_n=26.85$ l/s

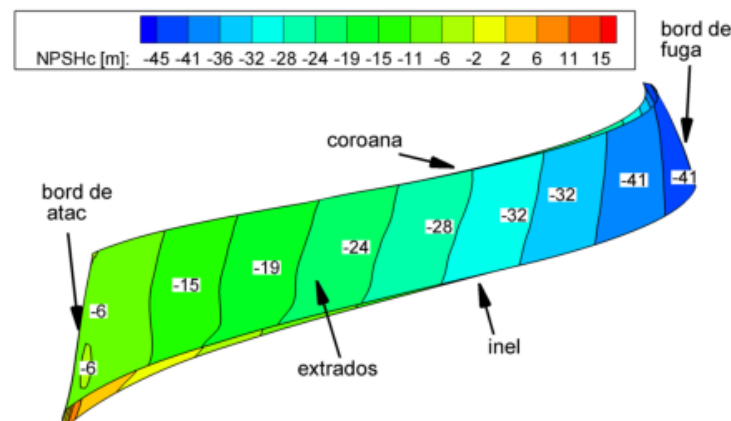


Fig. 6. 53 Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.8Q_n=0.026.8$ l/s

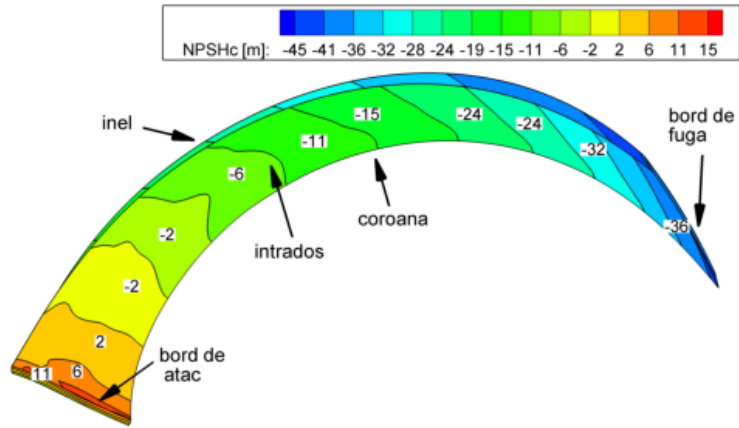


Fig. 6. 54 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s

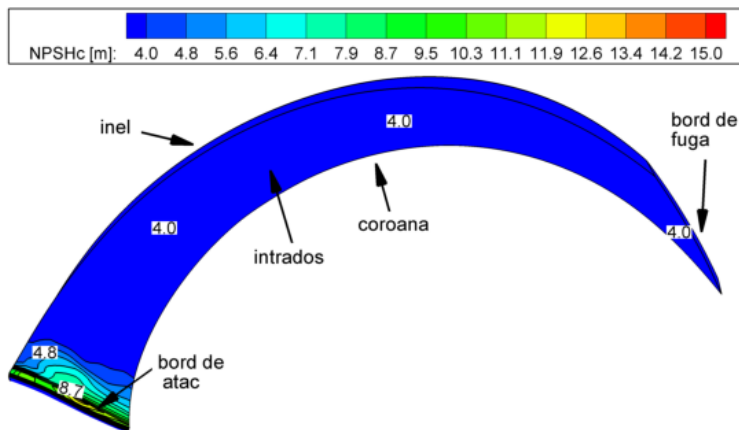


Fig. 6. 55 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenul de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s

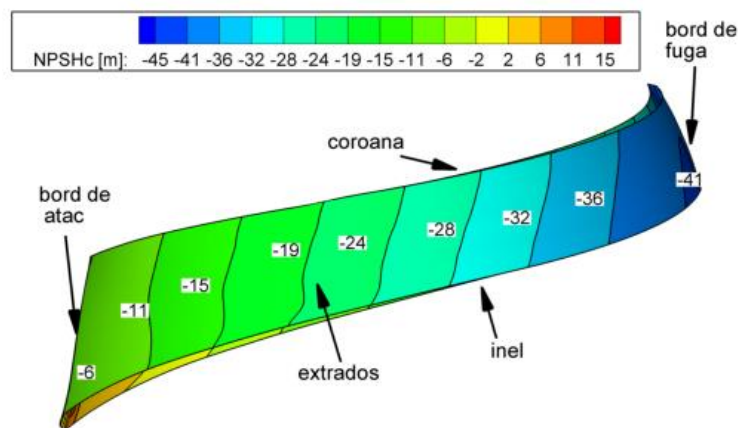


Fig. 6. 56 Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $0.9Q_n=30.15$ l/s

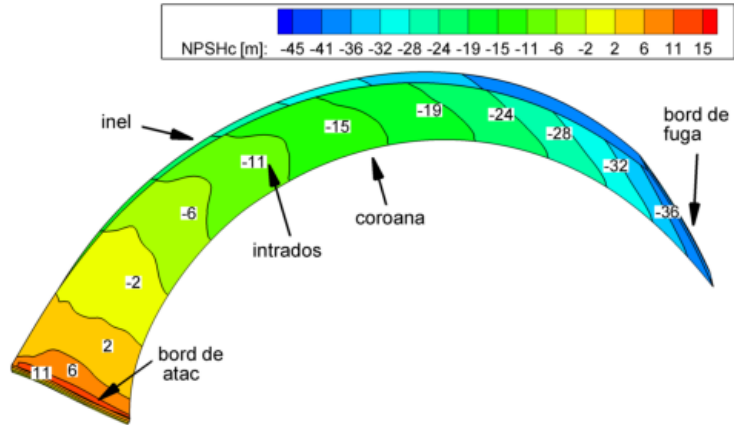


Fig. 6. 57 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $Q_n=33.5$ l/s

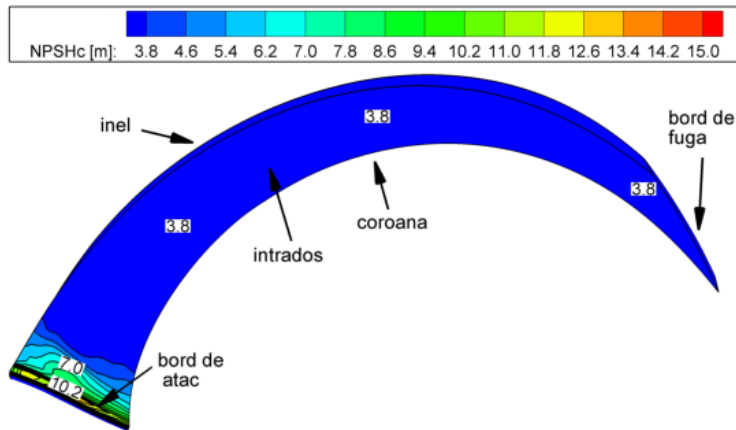


Fig. 6. 58 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenul de cavitație în care $NPSHc > NPSHd$ pentru $Q_n=33.5$ l/s

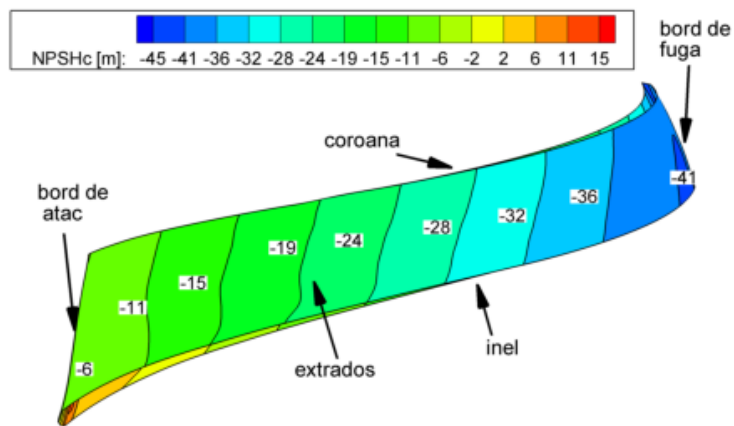


Fig. 6. 59 Distribuția pe extradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $Q_n=33.5$ l/s

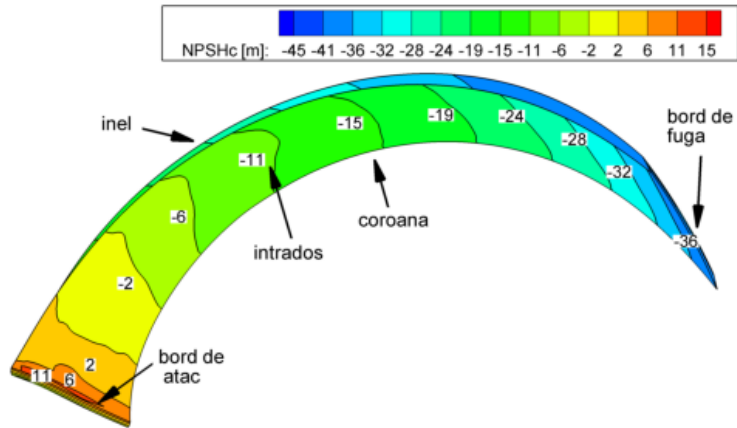


Fig. 6. 60 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

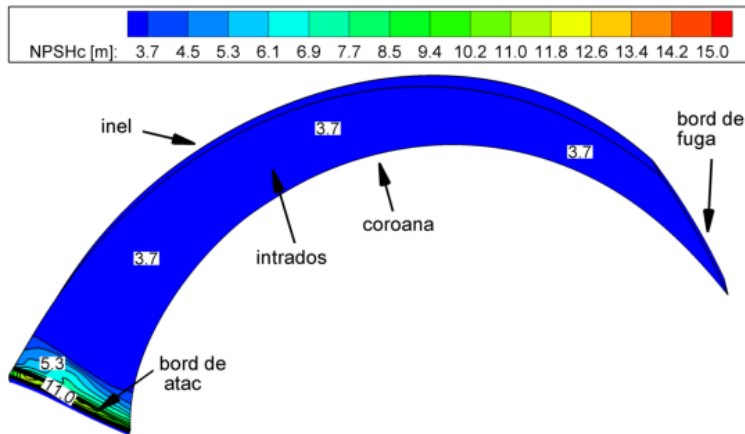


Fig. 6. 61 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenului de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

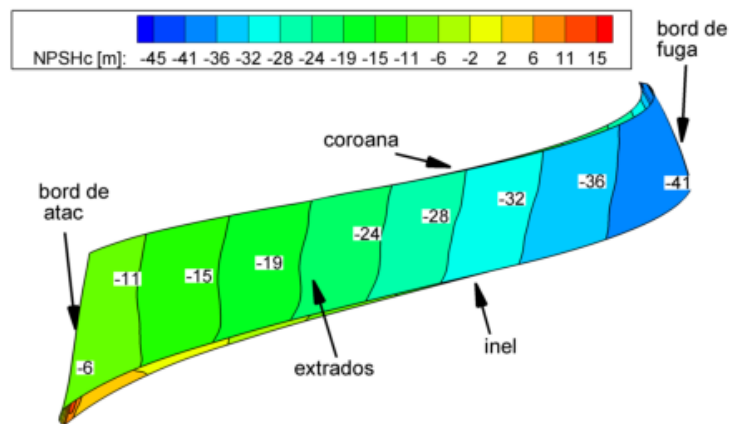


Fig. 6. 62 Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.1Q_n=36.85$ l/s

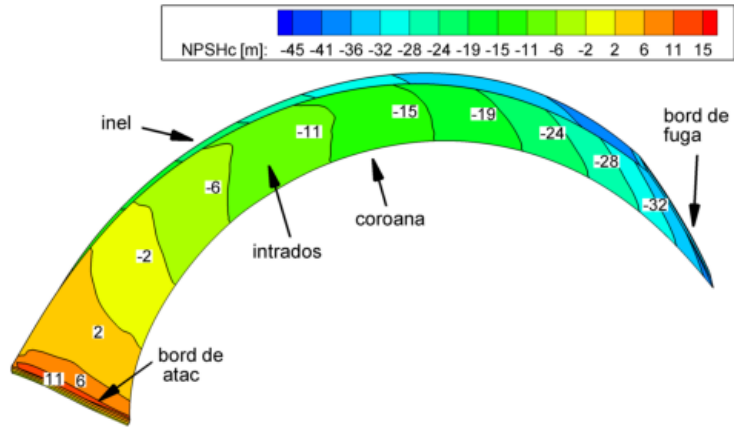


Fig. 6. 63 Distribuția pe intradosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

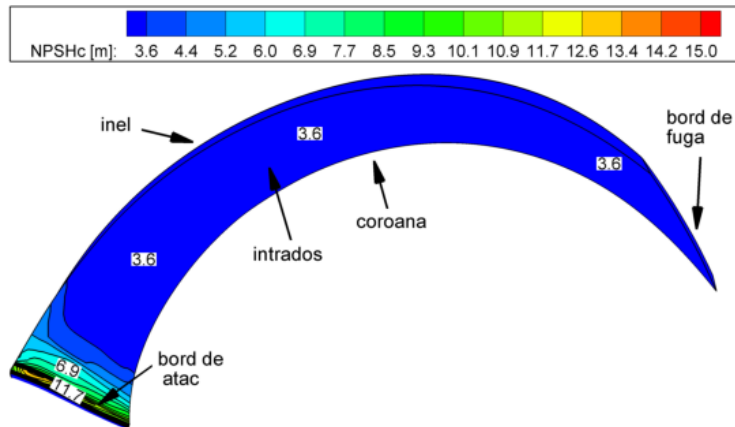


Fig. 6. 64 Suprafața paletii rotorice cu risc crescut de apariția fenomenul de cavitație în care $NPSH_c > NPSH_d$ pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

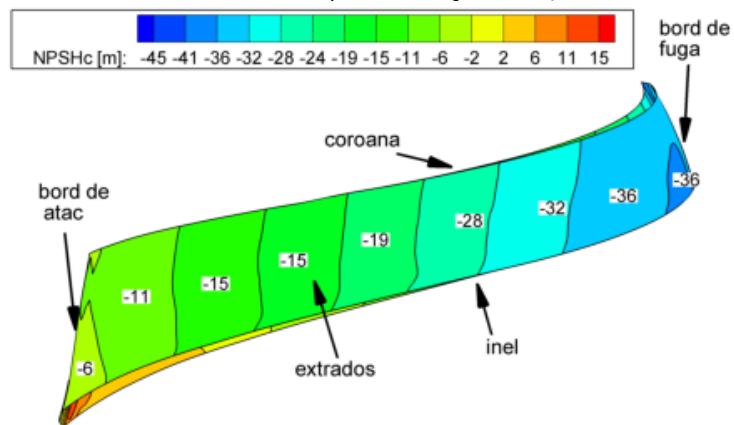


Fig. 6. 65. Distribuția pe extradadosul paletii de pompă de acumulare a parametrului NPSHc pentru $1.2Q_n=40.2$ l/s

În figurile 6.51 -6.53 s-a reprezentat distribuția parametrului NPSHc pe intradosul și extradadosul paletei de pompă de acumulare pentru punctul funcționare cu debit parțial $0.8Q_n=26.85$ l/s. Se observă că valoarea maximă a parametrului NPSHc este localizată pe intradosul paletei în vecinătatea bordului de atac. Valoarea maximă a parametrului NPSHc indică o presiune mai mică decât presiunea de la intrare. Pe intradosul paletei în vecinătatea bordului de atac se remarcă cele mai scăzute valori ale presiunii unde riscul apariției fenomenului de cavitație este cel mai ridicat. Aria suprafeței paletei afectată de fenomenul cavitație este destul de restrânsă, fiind concentrată în mare parte pe bordul de atac. În lungul distanței meridionale a paletei, de la bordul de atac la bordul de fugă, valoarea parametrului NPSHc scade. Pe suprafața de extradados a paletei, valorile parametrului NPSHc sunt negative ceea ce indică o presiune mai mare decât presiunea de la intrare.

Din figurile 6.54 – 6.56 reiese că, pentru debitul $0.9Q_n=30.15$ l/s, valoarea maximă a coeficientului NPSHc se regăsește în aceeași secțiune a paletei ca și în cazul debitului de $0.8Q_n$, pe intradosul paletei în vecinătatea bordului de atac, spre coroană. Se pe intradosul paletei în vecinătatea bordului de atac cele mai scăzute valori ale presiunii unde riscul apariției fenomenului de cavitație este cel mai ridicat.

Din figurile 6.57 – 6.59 reiese că, pentru debitul nominal de funcționare, $Q_n=33.5$ l/s, valoarea maximă a coeficientului NPSHc se regăsește în vecinătatea bordului de atac pe intradosul paletei. Pentru debitul nominal de funcționare, zonă în care valoarea parametrului NPSHc este maximă se extinde pe toată lățimea bordului de atac al paletei, de la inel la coroană.

Din figurile 6.60 – 6.62 reiese că, pentru debitul de funcționare, $1.1Q_n=36.85$ l/s, valoarea maximă a coeficientului NPSHc se regăsește în vecinătatea bordului de atac pe intradosul paletei. Pentru acest debit de funcționare, valoarea maximă parametrului NPSHc se regăsește în vecinătatea inelului.

Din figurile 6.63 – 6.65 reiese că, pentru debitul de funcționare, $1.2Q_n=40.2$ l/s, valoarea maximă a parametrului NPSHc se regăsește în vecinătatea bordului de atac pe intradosul paletei. Pentru acest punct de funcționare, zonă în care valoarea maximă parametrului NPSHc este localizată în aceeași secțiune a paletei ca și în cazul debitului de funcționare $1.1Q_n$, în vecinătatea inelului.

Din analiza repartiției de presiuni pe suprafețele paletei rotorice (figurile 6.51 – 6.65) reiese comportamentul cavitațional a rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195. Valorile maxime ale parametrului NPSHc se regăsesc în vecinătatea bordului de atac pe intradosul paletei pentru toate regimurile investigate. Se remarcă în toate cazurile investigate pe bordul de atac al paletei prezența celor mai scăzute valori ale presiunii ceea ce indică un risc crescut al apariției fenomenului de cavitație. Aria suprafeței paletei afectată de fenomenul de cavitație crește o dată cu debitului de funcționare.

Cea mai ridicată valoare a parametrului NPSHc=12 m, se regăsește la regimul de funcționare în suprasarcină, $1.2Q_n$. La acest debit de funcționare, riscul apariției fenomenul de cavitație pe bordul de atac al paletei este cel mai ridicat.

6.6. Validarea rezultatelor simulării numerice cu date experimentale

Pentru a evalua precizia algoritmului simulare numerică mixing interface, rezultatele numerice obținute se vor compara cu datele experimentale. În prima fază presiunea totală obținută din simularea numerică și presiunea totală rezultată din experiment se vor compara, Tabel 6.4. Orice neuniformitate circumferențială a

componentelor de viteză este eliminată conform algoritmului de calcul mixing interface (Fig. 6. 13 și Fig. 6. 14). În consecință, curgerea nestaționară devine curgere staționară în care unghiul relativ de curgere β are o medie circumferențială. Pierderile hidraulice asociate curgerii nestaționare sunt diminuate rezultând valori ale presiunii totale Δp_{T-NUM} și coeficienților componentelor de viteză supra-estimați.

Tabel 6. 4 Valorile presiunii totale: rezultate numerice versus date experimentale

OP	0.8Qn	0.9Qn	1.0Qn	1.1Qn	1.2Qn
$\Delta p_{T- NUM}$ [kPa]	565.7	541.5	524.6	492.8	459.4
$\Delta p_{T- EXP}$ [kPa]	483.6	462.1	440.6	413.8	381.5
ε [%]	14.5	14.7	16.0	16.0	16.9

Pentru compararea rezultatelor numerice cu datele experimentale se reprezintă în continuare coeficientul de pierdere de presiune pe tronsonul de aspirație coeficientul de energie Ψ , coeficientul de putere λ și randamentul hidraulic η_H obținuți, funcție de coeficientul de debit φ :

- coeficient de debit;

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \omega R_{REF}^3} \tag{6. 50}$$

- coeficient de energie;

$$\psi = \frac{2gH}{\omega^2 R_{REF}^2} \tag{6. 51}$$

- coeficient de putere mecanică;

$$\lambda = \frac{P_M}{\rho \omega^3 R_{REF}^5} \tag{6. 52}$$

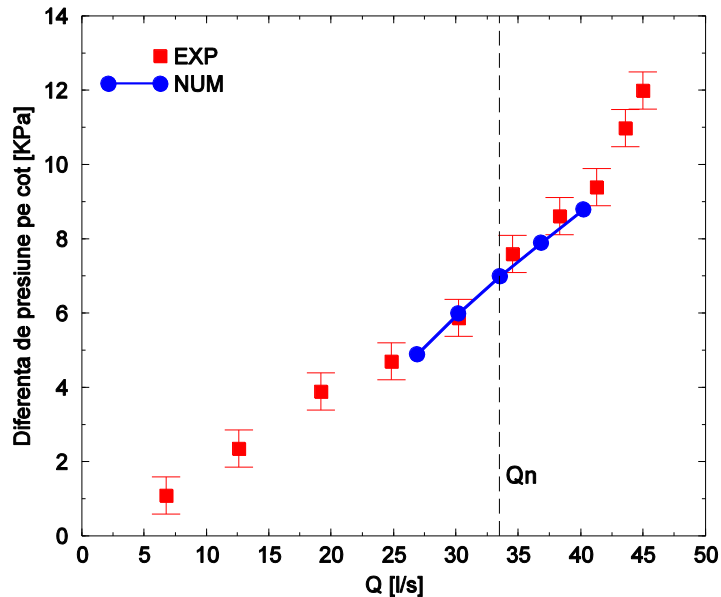


Fig. 6. 66 Comparația căderii de presiune pe tronsonul de aspirație funcție de coeficientul de debit φ

Simularea numerică a curgerii în tronsonul de aspirație al pompei de acumulare, a permis evaluarea numerică a diferenței de presiune din acest cot. În Fig. 6. 66 sunt comparate curbele căderilor de presiune din tronsonul de aspirație al pompelor de acumulare cu dublu flux, căderi obținute atât numeric cât și experimental. Se observă o evaluare numerică corectă a pierderii de presiune cotul de la aspirație, pe întreg domeniul de debite investigat. Curba căderii de presiune obținută numeric se suprapune regăsindu-se în banda de eroare a aparatelor de măsură, peste curba determinată experimental.

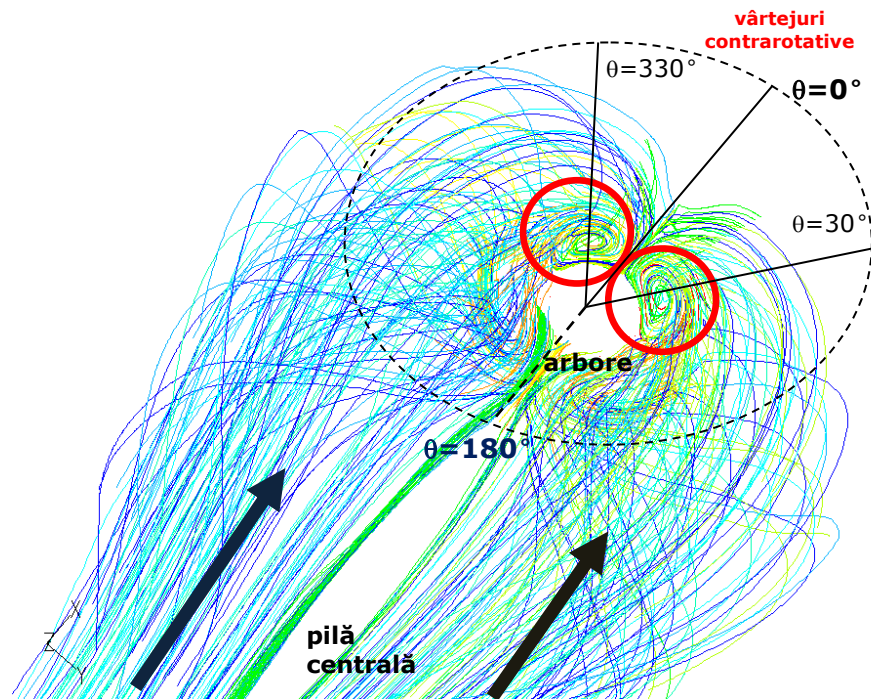


Fig. 6. 67 Traiectoria particulelor de fluid în interiorul cotului de la aspirație, evidențierea vârtejurilor cavitaționale la debitul $1.2Q_n$ – numeric

Investigațiile experimentale realizate pe standul experimental de la Universitatea Politehnica Timișoara au scos în evidență vârtejurile formate în zona cotului de la aspirație pentru debite de funcționare mai mari decât debitul nominal, Fig. 6. 69. Aceste vârtejuri sunt surprinse și în analiza numerică tridimensională a curgerii în traseul hidraulic model al pompei de acumulare cu dublu flux. Fig. 6. 67 prezintă traiectoria particulelor de fluid în interiorul cotului de la aspirație iar Fig. 6. 68 prezintă cele două vârtejurile cavitaționale localizate în spatele arborelui.

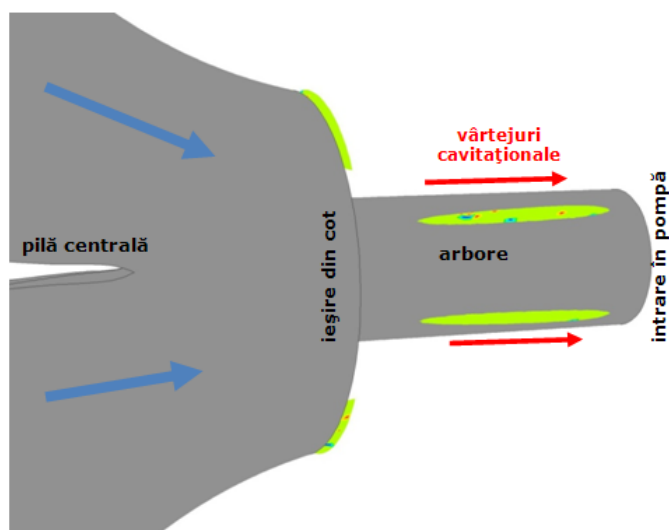


Fig. 6. 68 Vârtęuri cavitaționale din spatele arborelui surprinse numeric prin suprafețe de iso-presiune la debit de funcționare $1.2Q_n$

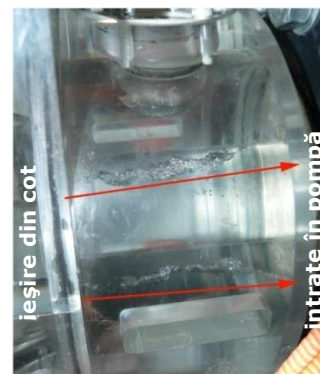


Fig. 6. 69 Vârtęuri cavitaționale surprinse experimental la debit de funcționare $Q > Q_n$

Comparația coeficientului de energie Ψ , obținuți numeric și experimental, funcție de coeficientul de debit ϕ s-a reprezentat în Fig. 6. 70. Din Fig. 6. 70 reiese că, coeficientul de energie Ψ rezultat din simularea numerică are valori mai mari decât coeficientul de energie obținut experimental. Media diferenței de 16% generată de algoritmul de mixing interface care impune ca și condiție la limită, o medie circumferențială a componentelor de viteză pe ambele interfețe de amestec dintre cot și rotor, și rotor și colector.

Structura reală a câmpului hidrodinamic pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație, după cum s-a prezentat anterior, are o formă complexă, prezentând mai multe vârtęuri contra rotative. În mod normal componenta tangențială a vitezei are o distribuție circumferențială asimetrică, asigurând a distribuție circumferențială asimetrică a unghiului relativ de curgere β (Fig. 6. 71), cauzând o încărcare neuniformă la bordul de atac al paletii. Se observă că variația cea mai pronunțată a unghiului β este pe secțiunea $r=15\%$ aflată în vecinătatea butucului. Valoarea maximă a unghiului β atinge valoarea de 37° la $\theta=240^\circ$ în timp ce la $\theta=120^\circ$ unghiul β are valoarea de 25° . Pe secțiunile $r=50\%$ și $r=85\%$, variația unghiului β este mai puțin pronunțată cu valori medii de 21° respective 18° . Variația unghiului relativ de curgere β pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație indică o modificare continuă a valorii unghiului în timpul unei mișcări de revoluție a rotorului de pompă de acumulare. Astfel și unghiul de incidență al curentului pe paleta rotorică se modifică.

$$\beta = 90 - \arctan\left(\frac{U^* - c_{tg}}{c_{ax}}\right) \quad (6. 53)$$

$$U^* = \frac{\omega \cdot R_{REF}}{\sqrt{2gH}} \quad (6. 54)$$

unde U^* reprezintă coeficientul vitezei de referință a rotorului.

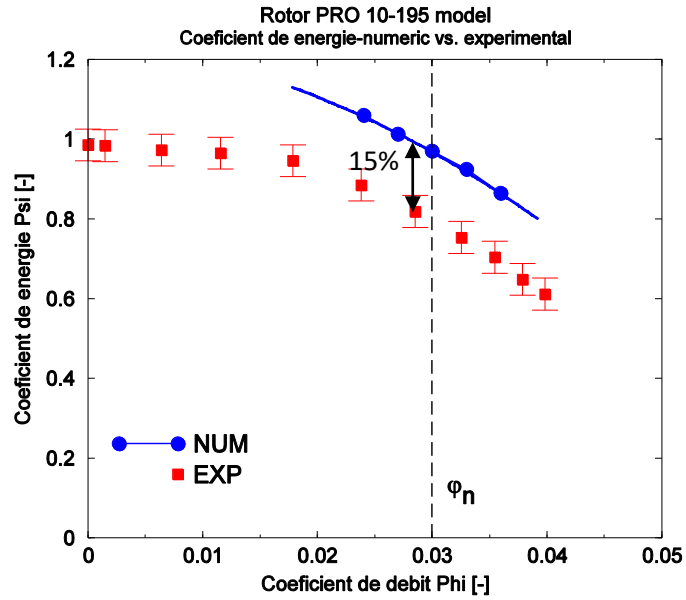


Fig. 6. 70 Comparația coeficientului de energie ψ funcție coeficientul de debit ϕ
 $1.0Q_n=0.0335 \text{ m}^3/\text{s}$

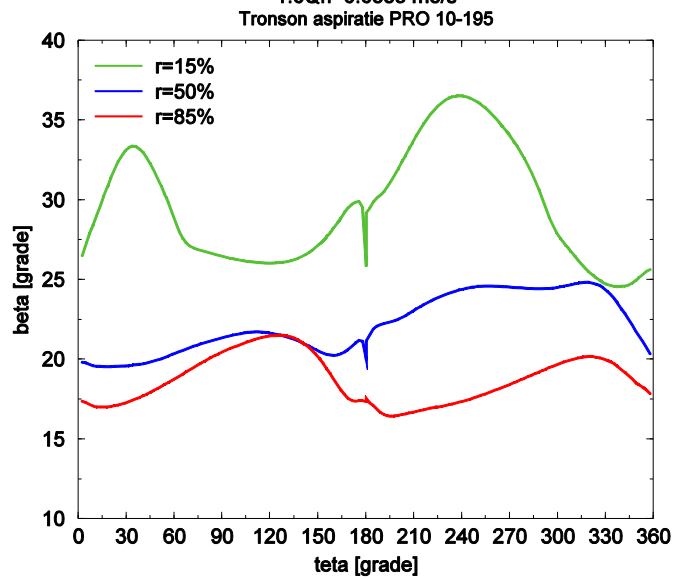
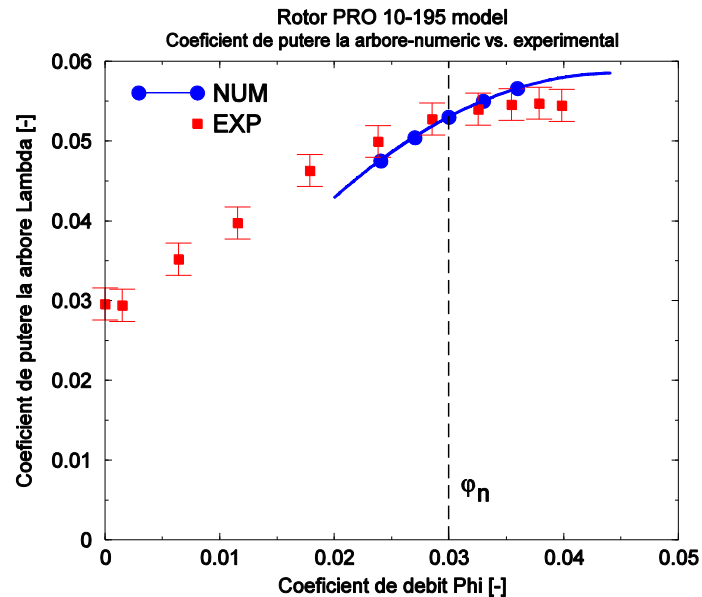
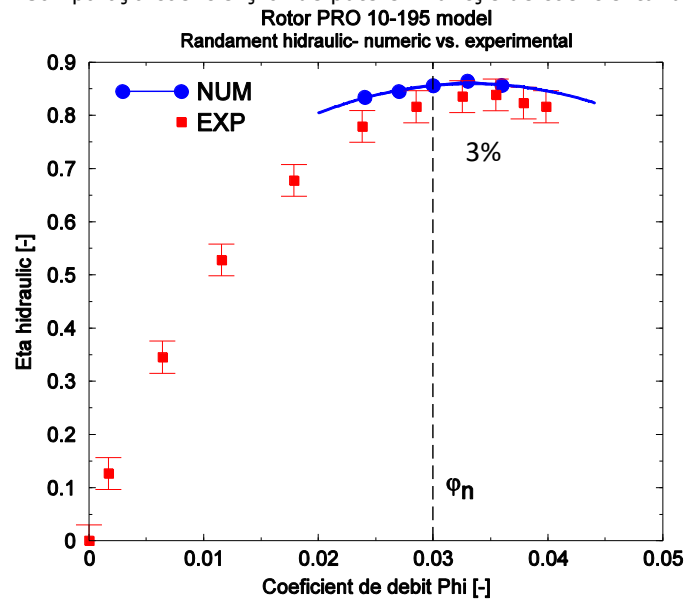


Fig. 6. 71 Distribuția unghiului relativ de curgere β pe cele e secțiuni ale suprafeței de ieșire din cotul de la aspirație al pompei PRO 10-195 pentru $Q_n=33.5 \text{ l/s}$

Fig. 6. 72 Comparația coeficienților de putere λ funcție de coeficientul de debit φ Fig. 6. 73 Comparația randamentelor hidraulice η_H funcție de coeficientul de debit φ

Coeficientul de putere mecanică la arbore λ versus coeficientul de debit φ sunt comparați în Fig. 6. 72. Din Fig. 6. 72 reiese că, diferența cea mai mare a coeficienților de putere la arbore este de 9% la debit parțial de funcționare, unde $\varphi=0.027=0.8Q_n$. La debite peste debitul nominal de funcționare, valorile coeficientul de putere obținut numeric sunt apropiate de cele experimentale.

Valorile adimensionale ale randamentelor hidraulice η_H versus coeficientul de debit φ sunt comparate în Fig. 6. 73. Deoarece din simularea numerică se obține

doar randamentul hidraulic, în cazul rezultatelor experimentale randamentul hidraulic η_H este estimat folosind relațiile statistice. În vederea determinării randamentului hidraulic rezultat din experiment, randamentul volumic și randamentul hidraulic se vor calcula cu relațiile următoare, Miloș [81]:

➤ randamentul total:

$$\eta_{T-EXP} = \eta_V \cdot \eta_H \cdot \eta_M \quad (6.55)$$

• randamentul mecanic;

$$\eta_M = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}} = 0.94 \quad (6.56)$$

• randamentul volumic;

$$\eta_V = \frac{1}{1 + \frac{0.68}{n_s^{2/3}}} = 0.96 \quad (6.57)$$

• randament hidraulic rezultat din experiment;

$$\eta_{H-EXP} = \frac{\eta_T}{\eta_M \cdot \eta_V} \quad (6.58)$$

• randament hidraulic rezultat din simulare numerică.

$$\eta_{H-NUM} = \frac{\rho g Q H}{P_M} \quad (6.59)$$

Din Fig. 6. 73 reiese că, randamentul hidraulic cel mai ridicat obținut numeric se regăsește la un debit mai mare decât debitul nominal de funcționare, unde $\varphi=0.033 > \varphi_n$. În acest punct randamentul hidraulic obținut numeric este mai mare cu 3% în comparație cu randamentul hidraulic obținut experimental. Diferența este determinată de supraestimarea presiunii totale și subestimarea pierderilor hidraulice rezultate din simularea numerică.

6.7. Concluzii privind funcționarea rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195 în traseul hidraulic model al pompei de acumulare

Rezultatele simulării numerice a curgerii în traseul hidraulic model al pompei de acumulare au scos în evidență structura complexă a câmpului hidrodinamic amonte de rotor cât și performanțele energetice și cavitationale ale rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195.

Se remarcă structura neuniformă a câmpul hidrodinamic de pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație, prezentând variații pronunțate ale coeficienților componentelor vitezei pe toate cele trei secțiuni investigate. Variația coeficienților componentelor de viteză pe cele trei secțiuni este similară pentru toate debitele investigate însă prezintă domenii diferite ale valorilor coeficienților componentelor de viteză. Variația cea mai pronunțată, o are coeficientul componente tangențiale de viteză. Prezența mai multor vârtejuri contra-rotative pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație indică un câmp de curgere neuniform amonte de rotorul pompei. Variația pe cele trei secțiuni a unghiului relativ de curgere β , indică

modificarea continuă a valorii acestui unghi în timpul unei mișcări de revoluție a rotorului. Aceasta provoacă o variație continuă a valorii unghiului de incidență. Neuniformitățile din câmpul hidrodinamic de pe suprafața de ieșire a cotelui de la aspirație sunt generate de geometria complexă a acestuia.

Din punct de vedere energetic, rotorul model de pompă de acumulare atinge la debitul nominal de funcționare o înălțime de pompare de 53.5 m cu o putere la arbore de 20.5 KW și randament hidraulic de 85.5%. Punctul de funcționare cu randamentul hidraulic cel mai ridicat, aprox. 86.5%, se află la un debit mai mare decât debitul nominal de funcționare, unde $Q=36.85$ l/s ($1.1Q_n$). La punctul de funcționare cu randamentul cel mai ridicat, denumit BEP (Best Efficiency Point), înălțimea de pompare atinge valoarea de 51 m, mai mică cu 4.67% decât la debitul nominal, cu o putere mecanică la arbore de 21.2 KW, mai mare cu 2.83% decât puterea mecanică la arbore în cazul funcționării la debitul nominal. La BEP, randamentul hidraulic este mai mare cu 1.17% decât randamentul hidraulic la debitul nominal de funcționare.

Din punct de vedere al comportamentului cavitațional al rotorului model, valorile cele mai ridicate ale parametrului NPSHc se regăsesc, la toate punctele de funcționare investigate, în vecinătatea bordului de atac pe intradosul paletei. Valorile ridicate ale parametrului NPSHc indică zonele cu presiune statică mai mică decât presiune de la intrare care prezintă un risc ridicat de apariție și dezvoltare a fenomenului de cavitație.

Din punct de vedere al comparației rezultatelor numerice cu datele experimentale, rezultatele se regăsesc într-o bună concordanță. Discrepanțele apărute sunt datorate supraestimării presiunii totale și subestimării pierderilor hidraulice din simularea numerică, deoarece în acest caz algoritmul de cuplare elimină orice neuniformitate circumferențială a componentelor vitezei, în consecință eliminând și efectele nefavorabile produse de acestea. Pe baza acestor concluzii, rezultatele numerice sunt validate de datele obținute din experiment. Algoritmul de cuplare folosit, mixing interface, este un compromis între timpul de calcul al soluțiilor (mult mai scurt comparativ cu simularea numerică nestaționară) în detrimentul acurateții rezultatelor.

Pentru o îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare PRO 10-195, se impun:

- proiectarea cu metoda inversă a mai multor variante îmbunătățite de rotor prototip de pompă de acumulare;
- evaluarea primară a performanțelor energetice și cavitaționale ale noilor soluții re-proiectate de rotor, utilizând codul Fluent;
- stabilirea soluției constructive de rotor care prezintă cel mai bun comportament cavitațional păstrând performanțele energetice ale rotorului original;
- modelarea geometrică la scara 1:5.7 a noului rotor și simularea numerică a curgerii în traseul model al pompei de acumulare;
- prelucrarea mecanică a noului rotor model și testarea acestuia pe standul experimental de laborator.

7. Soluții inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model de pompă de acumulare

Pentru îmbunătățirea comportamentului cavitațional al rotorului pompei PRO 10-195 se va recurge la:

1. montarea unui anterotor (impulsor) în fața rotorului principal și evaluarea performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model dotat cu impulsor;
2. proiectare, execuția și testarea unui nou rotor de pompă dotat cu impulsor și evaluarea performanțelor energetice și cavitaționale.

7.1. Îmbunătățirea comportamentului cavitațional al rotorului prin utilizarea unui impulsor

Pompele centrifuge de uz general, ca și cele cu destinație specială pot fi puse în situația unor condiții dificile la aspirație, care să mărească riscul apariției și dezvoltării fenomenului de cavitație, a cărui consecințe sunt defavorabile funcționării turbomașinilor hidraulice. O soluție devenită clasică pentru eliminarea sau reducerea dezvoltării cavitației la aspirația pompelor este utilizarea impulsoarelor.

Impulsorul este un rotor de tip axial, instalat în fața unui rotor de tip radial sau radial-axial, pe același arbore (Fig. 7. 1 și Fig. 7. 2). Impulsorul are rolul, printre altele, și de a ridica presiunea la intrare în rotorul principal și, implicit, diminuarea riscului apariției cavitației. Acesta aduce un aport de energie specifică la intrarea în rotorul principal și crește nivelul presiunii minime pe paletele rotorului principal.

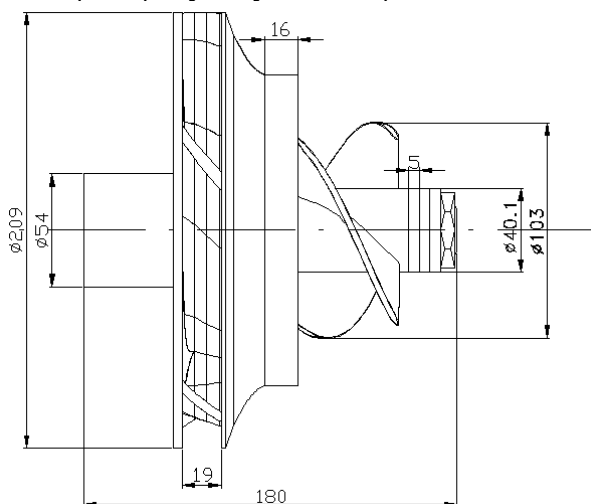


Fig. 7. 1 Schița 2D a ansamblului rotor model original cu impulsor

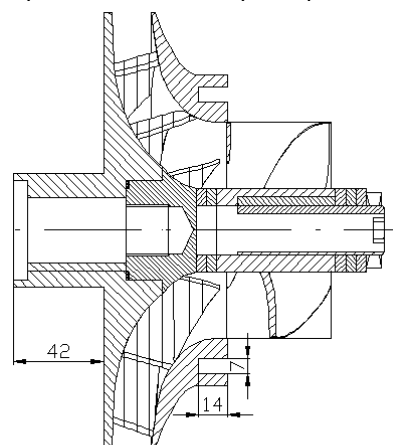


Fig. 7. 2 Vedere 2D în secțiune a rotorului model original cu impulsor

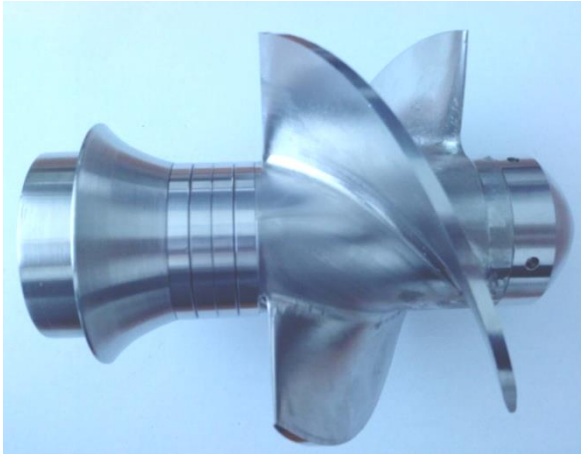


Fig. 7. 3 Rotor impulsor proiectat la $Q_p=1.2Q_n$ rotor model original



Fig. 7. 4 Ansamblul rotor model original - impulsor

Impulsorul a fost proiectat de către Ing. Irina Moisă, membra a colectivului de cercetare al CCISFC. Acesta a fost proiectat la un debit mai mare cu 20% decât debitul nominal al rotorului original model ($Q_{pIMPULSOR}=1.2Q_{nROTOR}$) cu scopul de a extinde domeniul de debite de funcționare fără cavitație. Impulsorului s-a realizat urmărind îndeplinirea a trei obiective stabilite încă din faza de proiectare, și anume:

- i) să crească presiune statică la intrarea în rotor;
- ii) să asigure un unghi relativ de curgere β mai uniform la intrarea în rotor;
- ii) pentru acest caz particular, al pompei cu dublu flux echipată cu, cotul de la aspirație, să asigure un câmp hidrodinamic uniform la intrarea în rotor, prin diminuarea sau chiar uniformizarea instabilităților generate de cotul de la aspirație.

Determinarea caracteristicilor energetice ale pompelor centrifuge echipate cu impulsor respectă metodologia și relațiile de calcul pentru pompele centrifuge fără impulsor.

7.1.1. Determinarea caracteristicilor energetice ale rotorului model în pompa echipată cu impulsor

S-au efectua determinări experimentale ale performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model echipat cu impulsor, datele obținute comparându-se cu rezultatele obținute la încercarea rotorului model original fără impulsor.

Din punct de vedere energetic impulsorul aduce un aport de energie în limita 2% la funcționarea cu debite foarte mici unde $Q=1...17$ l/s, Fig. 7. 5. Peste debitul de funcționare $Q=17$ l/s aportul energetic al impulsorului este nesemnificativ, curba înălțimii de pompare obținută la încercarea rotorului model cu impulsor practic suprapunându-se peste curba obținută la încercarea fără impulsor.

Puterea absorbită a ansamblului rotor-impulsor, Fig. 7. 6, prezintă valori similare cu puterea absorbită obținută din încercarea rotorului model fără impulsor. Și în cazul funcționării rotorului cu impulsor valoarea maximă a puterii absorbite de 24 KW se regăsește la debitul de funcționare $1.2Q_n$.

Randamentul cel mai ridicat de 77% al ansamblului rotor-impulsor se regăsește la debitul nominal de funcționare al rotorului model, unde $Q_n=33.5$ l/s, în

timp ce randamentul maxim al rotorului de 75% de regăsește la $1.2Q_n=10$ l/s, Fig. 7. 7.

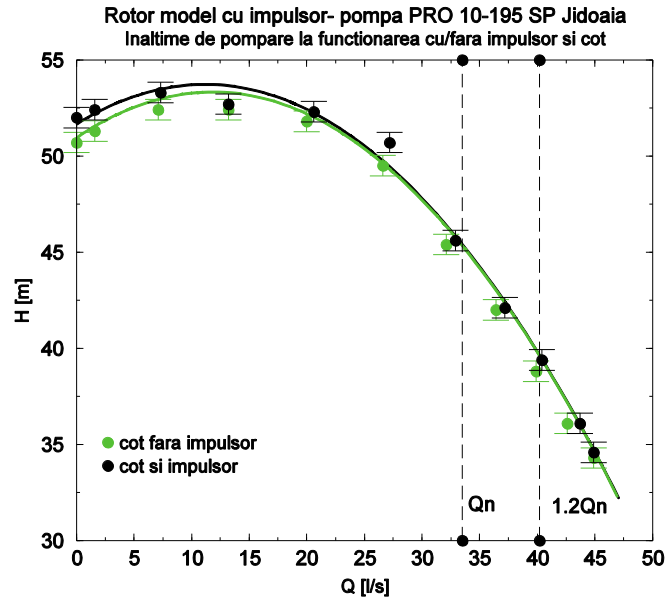


Fig. 7. 5 Curba înălțimii de pompare a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără impulsor

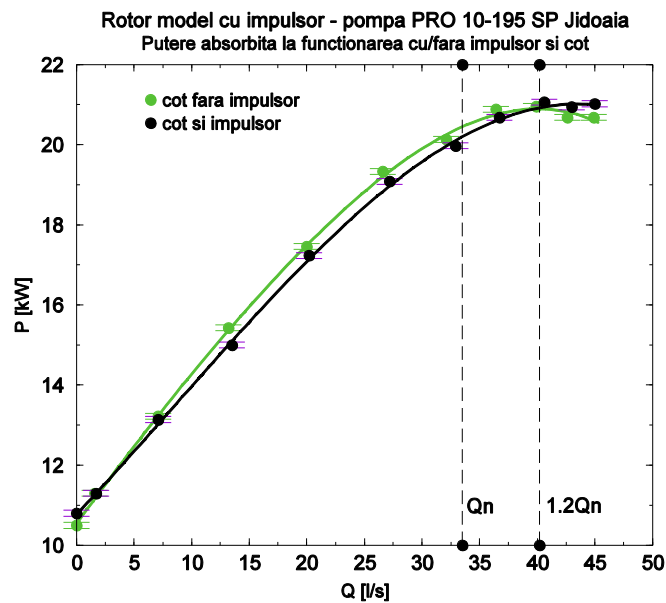


Fig. 7. 6 Curba puterii absorbite a rotorului model încercat în pompa echipată cu/fără impulsor

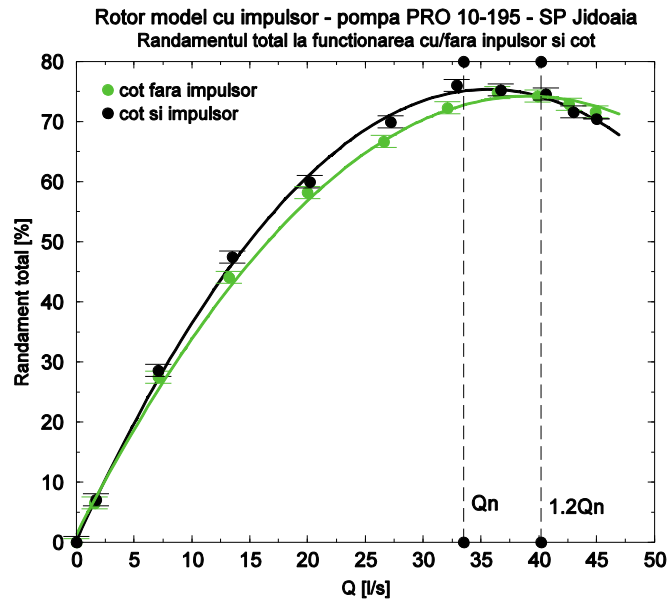


Fig. 7. 7 Curba de randamentului a rotorului model în pompa echipată cu/fără impulsor

În Fig. 7. 8, Fig. 7. 9 și Fig. 7. 10 sunt evidențiate mărimile funcționale ale prototipului obținute prin transpunere la încercarea în pompa dotată cu/fără impulsor. Transpunerea s-a realizat cu relațiile de similitudine calibrate, prezentate anterior în Cap. 4.

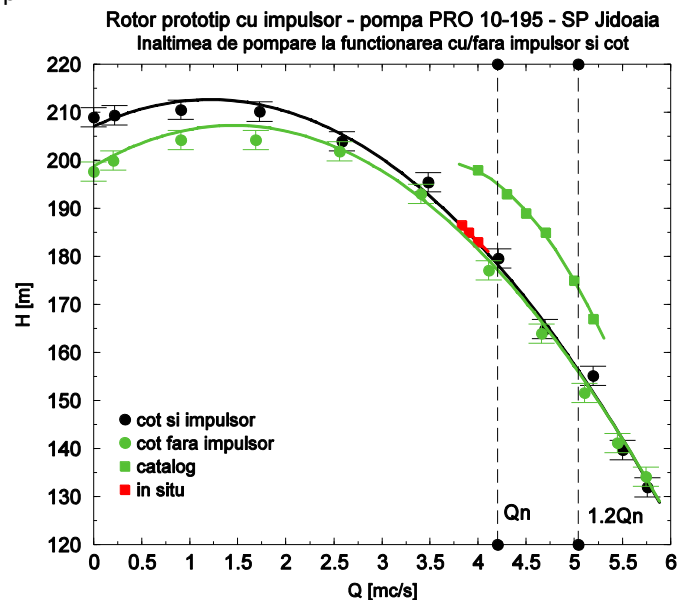


Fig. 7. 8 Curba înălțimii de pompare a prototipului transpusă de la încercare rotorului model în pompa dotată cu/fără impulsor și cot

Din punct de vedere energetic, impulsorul aduce un aport mediu la caracteristica înălțimii de pompare de cca. 2% pe întreg domeniul de exploatare a

pompei prototip; curbele transpuse se păstrează, valorile punctelor transpuse se află în banda de erori.

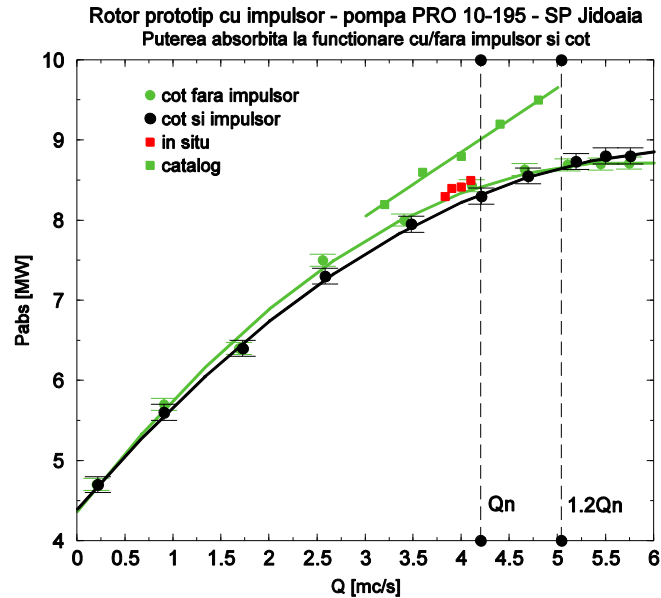


Fig. 7. 9 Curba puterii absorbite a prototipului transpus de la încercare rotorului model în pompa dotată cu/fără impulsor și cot

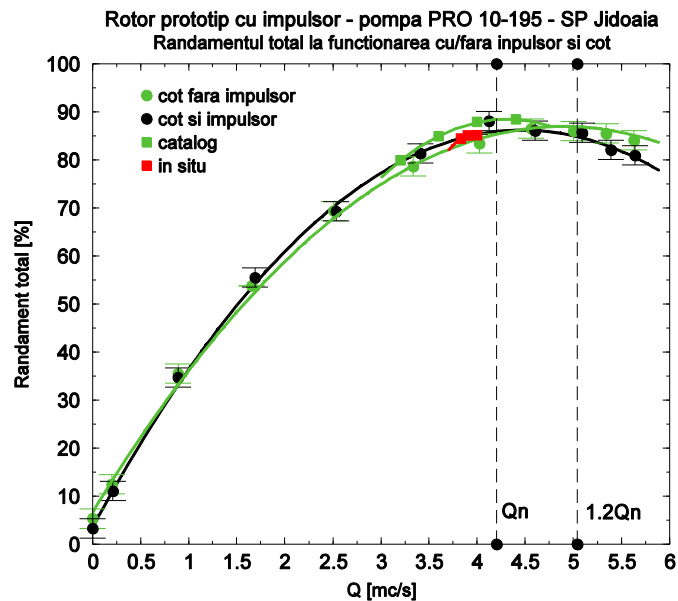


Fig. 7. 10 Curba de randament a prototipului transpus de la încercare rotorului model în pompa dotată cu/fără impulsor și cot

Înălțimea de pompare maximă transpusă este de 208 m la debitul de 0.8 m³/s; însă la debitul optim de funcționare de 2.14 m³/c comparativ cu, curba teoretică de catalog a pompei PRO 10-195 înălțimea de pompare este mai mică cu

10%; în schimb comparativ cu datele măsurate in situ curbele se suprapun în banda de eroare, Fig. 7. 8. De asemenea la debitul de proiectare a impulsorului înălțimea este mai mică decât cea din curba de catalog cu 8.2%. Puterea absorbită transpusă la debitul optim se înscrie în domeniul de exploatare al pompei industriale.

Din Fig. 7. 10 se observă că prezența impulsorului amonte de rotorul principal mută punctul de operare cu randament maxim în vecinătatea debitului nominal de funcționare, unde valoarea randamentului este de 87% suprapunându-se peste valoarea curbei determinată in situ. Randamentul transpus de la model la prototip în prezența impulsorului se apropie substanțial valorile curbei de catalog; randamentul la debitul optim este de 87% spre deosebire de randamentul din curba de catalog de 89%, Fig. 7. 10. La debitul de proiectare al impulsorului randamentul maxim atinge valoarea de 85%. Discrepanțele se datorează diferențelor de traseu hidraulic a prototipului respectiv a modelului și a efectului de scară.

7.1.2. Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație a rotorului model de pompă de acumulare în pompa echipată cu impulsor

Din punct de vedere cavitațional, impulsorul reușește să elimine dezvoltarea fenomenului de cavitație pe întreg domeniul de exploatare a pompei (Fig. 7. 12). După debitul de proiectare $1.2Q_n$, structura curentului se schimbă și impulsorul nu mai conduce curentul așa cum a fost gândit, câmpul de viteze și incidența favorabilă pe paleta nu mai sunt îmbunătățite, impulsorul ajungând la limita lui de exploatare.

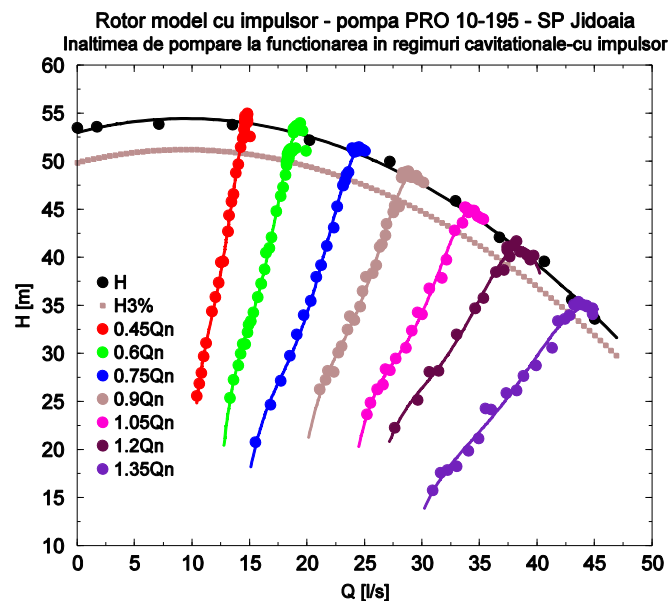


Fig. 7. 11 Curba înălțimii de pompare a modelului la funcționare în cavitație încercat in pompa dotată cu impulsor și cot

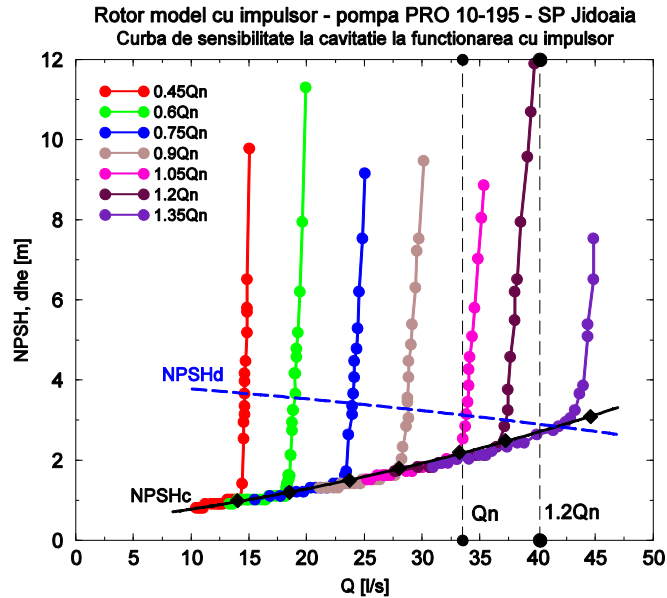


Fig. 7. 12 Curba de sensibilitate la cavitație a rotorului model la funcționarea în cavitație încercat în pompa dotată cu impulsor și cot

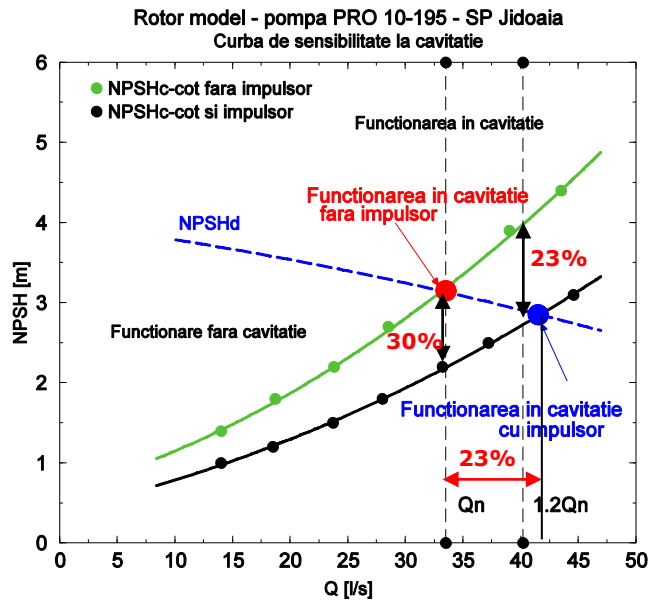


Fig. 7. 13 Curba de sensibilitate la cavitație a rotorului ce echipează pompa de la SP Jidoaia, la încercarea cu pompa dotată cu/fără impulsor cu cot

Dacă la încercarea fără impulsor, începând de la debitul nominal Q_n pompa începe să funcționeze în cavitație, la încercarea cu cot și impulsor pompa intră în cavitație după debitul de proiectare al impulsorului, (Fig. 7.13).

Impulsorul îmbunătățește caracteristica de sensibilitate la cavitație a rotorului cu aprox. 30% atât la debitul nominal de funcționare cât și la debitul de proiectare a impulsorului. În concluzie, impulsorul elimină fenomenul de cavitație

din rotorul pompei PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia pe întreg domeniul de exploatare al pompei. Așa cum se observă în Fig. 7. 13, prezența impulsorului extinde domeniul de funcționare fără cavitație al rotorului model originar cu peste 20%, impulsorul îndeplinindu-și obiectivele stabilite în faza de proiectare

7.1.3. Concluzii privind încercarea energetică și cavitațională a rotorului model în pompa dotată cu impulsor

Determinările experimentale ale performanțelor globale rotorului model de pompă de acumulare echipat cu impulsor au scos în evidență faptul că, impulsorul aduce un aport energetic în limita a 2% la debite mici de funcționare.

Prezența impulsorului mută punctul de randament maxim al rotorului de la $1.1Q_n$ la debitul nominal Q_n . Aici valoarea randamentului este de 89% și se suprapune peste curba teoretică de catalog a rotorului. Din punct de vedere al puterii absorbite, prezența impulsorului nu crește consumul de energie, acesta încadrându-se în domeniul de exploatare al motorului care angrenează pompa prototip.

Din punct de vedere cavitațional, prezența impulsorului extinde domeniul debite de funcționare fără cavitație cu 20%, de la Q_n la $1.2Q_n$. Îmbunătățirea cavitațională realizată de ansamblul rotor-impulsor în comparație cu rotorul simplu este în proporție de 30% la debitul nominal de funcționare și de 23% la debitul de proiectare al impulsorului, Fig. 7. 13. O dată cu extinderea domeniului de debite funcționare fără cavitație, se poate afirma că, din punct de vedere cavitațional impulsorul și-a îndeplinit obiectivele impuse la proiectare: creșterea presiunii statice, asigurarea unui unghi de curgere favorabil și mixarea/amestecarea neuniformităților induse de cotul de la aspirație. Îndeplinirea acestor obiective au condus în mod firesc la o îmbunătățire considerabilă a comportamentului cavitațional al rotorului model de pompă de acumulare.

7.2. Proiectarea cu metoda inversă a unei variante îmbunătățite de rotor prototip pentru pompa de acumulare PRO 10-195

7.2.1. Metoda inversă de proiectare a turbomașinilor

Metoda de proiectare inversa quasi-tri-dimesională (Q-3D) propusă de Zanganeh [114], consideră că paletelor rotorice sunt reprezentate de suprafețe de vârtej care depind de distribuția circumferențială a vitezei specifice mediate a vârtejurii $r\overline{V}_\theta$, relația (7. 1):

$$r\overline{V}_\theta = \frac{B}{2n} \int_0^{\frac{2n}{B}} rV_\theta \cdot d\theta \quad (7. 1)$$

Încărcarea paletelor, exprimată prin repartiția presiunii pe fetele paletelor $P^+ - P^-$ este definită în funcție de derivata momentului cinetic de-a lungul paletelor $\partial(r\overline{V}_\theta)/\partial s$ de viteza relativă medie pe paleta W_{mb} , de numărul de palete B și densitatea fluidului, relația (7. 2):

$$P^+ - P^- = \frac{2\pi}{B} \rho \cdot W_{mbl} \frac{\partial(\overline{rv_\theta})}{\partial S} \quad (7.2)$$

Etapele metodei de proiectare inversă a turbomașinilor sunt:

- 1) impunerea geometriei meridionale a rotorului;
- 2) stabilirea turației;
- 3) stabilirea grosimii paletii;
- 4) impunerea factorului de blocare;
- 5) stabilirea numărului de palete;
- 6) impunerea debitului sau vitezei debitante;
- 7) stabilirea distribuției încărcării pe paletă;
- 8) impunerea condițiilor de stivuire a paletii.

Cele mai importante etape sunt impunerea geometriei meridionale a rotorului și distribuția încărcării pe paleta rotorică.

7.2.2. Proiectarea rotorului prototip pentru pompa de acumulare PRO 10-195

Scopul principal al proiectării unui nou rotor pentru pompă de acumulare PRO 10-195 este de a îmbunătăți comportamentul cavitațional păstrând aceiași parametri energetici. Se impune ca dimensiunile de gabarit ale rotorului reproiectat să respecte dimensiunile geometrice ale traseului hidraulic existent al pompei de acumulare prototip. În cazul de față se aplică metoda de proiectare inversă a turbomașinilor propusă de Zanganeh în 1998 [114]. Pentru a elimina neuniformitățile induse de cot în câmpul hidrodinamic amonte de rotor și pentru a îmbunătăți comportamentul cavitațional al rotorului de pompă de acumulare, proiectarea se va realiza ținând cont de profilul de viteză rezultat pe suprafața de ieșire a unui rotor impulsor, Moisa și alții [77], Fig. 7 14. Rotorul impulsor are scopul de a uniformiza câmpul hidrodinamic amonte de rotor, de a asigura un unghi de incidență adecvat la intrarea curentului pe paleta rotorică și de a crește valoarea presiunii statice la intrarea în rotor.

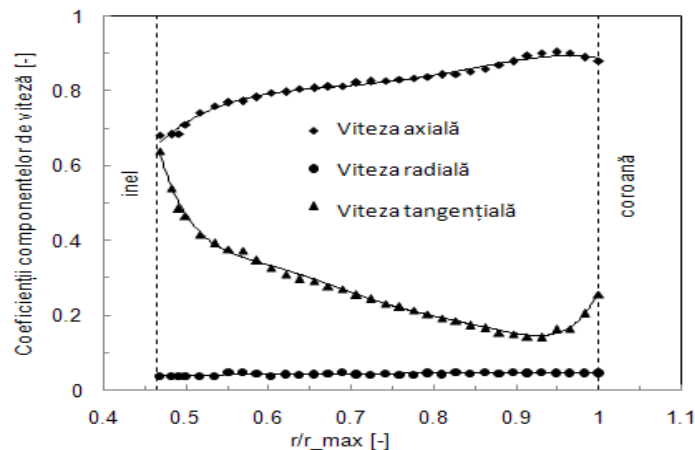


Fig. 7. 14 Profilul de viteze pe secțiunea de ieșire a rotorului impulsor utilizat pentru proiectarea noului rotor de pompă de acumulare

Parametrii principali a jumătății simetrice de rotor, instalat în pompa PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia sunt prezentați în tabelul următor.

Tabel 7. 1 Parametrii rotorului prototip existent în SP Jidoaia - jumătate de rotor

Parametru	Valoare
Înălțime de pompare nominală H_n [m]	193
Debit nominal Q_n [m ³ /s]	2.14
Putere mecanică P_M [MW]	4.5
Randament total η_T [%]	80
Turație n [rpm]	1000
Viteza specifică n_s [-]	116

Se vor proiecta două noi soluții constructive noi de rotor de pompă: 1. un rotor cu cinci palete lungi, denumit SP2; 2. un rotor cu paletaj mixt cu cinci palete lungi și cinci palete scurte, denumit SP3.

Debitul de proiectare a noului rotor de pompă de acumulare este adoptat ca fiind un debit mai mare cu 20% decât nominal al unei jumătăți de rotor instalat în SP Jidoaia: $Q_{\text{proiectare}} = 1.2Q_n = 2.568$ m³/s. Geometria meridională a rotorului existent utilizată pentru proiectarea noilor soluții constructive de rotor de pompă de acumulare este prezentată în Fig. 7. 15 pentru varianta constructivă cu cinci palete lungi și în Fig. 7. 16 pentru varianta constructivă cu paletaj mixt. Parametrii de proiectare utilizați sunt prezentați în Tabel 7. 2.

Parametrii de proiectare se calculează cu relațiile de mai jos:

- înălțimea de pompare Euler (7. 3)

$$gH_t = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}$$

- încărcarea paletelor rotorice (7. 4)

$$rv_{\theta-R}^* = \frac{R_R}{R_{REF} - U_{REF}}$$

- încărcarea paletelor la bordul de atac (7. 5)

$$rv_{\theta-I}^* = \frac{R_I}{R_{REF} - U_{REF}}$$

- viteza de referință (7. 6)

$$U_{REF} = \omega R_{REF} = \frac{\pi n}{30} \cdot R_{REF}$$

Tabel 7. 2 Parametrii utilizați pentru proiectarea noului rotor

Parametru	SP2	SP3
Debit de proiectare Q_p [m ³ /s]	2.568	
Turație n [rpm]	1000	
Înălțime de pompare Euler [m]	215	310
Încărcarea paletelor rotorice $rv_{\theta-R}^*$ [-]	0.53	0.78
Încărcarea paletelor la bordul de atac $rv_{\theta-I}^*$ [-]	0.033	
Raza de referință R_{REF} [m]	0.596	
Viteza de referință U_{REF} [m/s]	62.44	
Numărul de palete B	5	lungi scurte 5
Grosimea paletelor [mm]	18	lungi scurte 16
Lungimea paletelor scurte	-	0.6 * L_{PL}
Poziția paletelor scurte	-	0.55

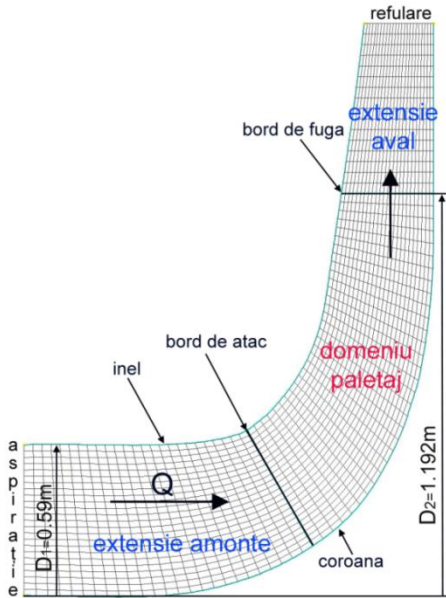


Fig. 7. 15 Geometria meridională a noului rotor cu cinci palete lungi

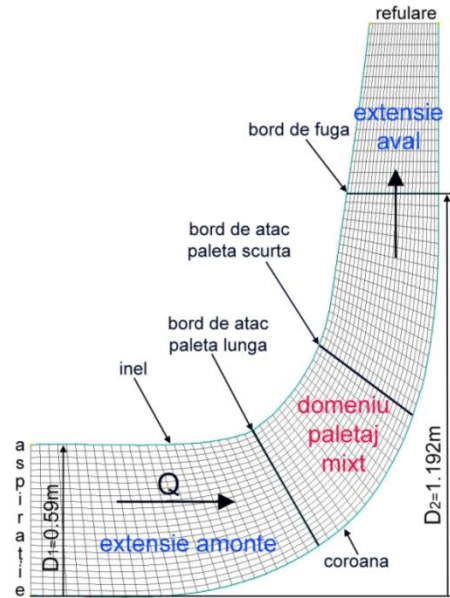


Fig. 7. 16 Geometria meridională a noului rotor cu paletaj mixt

În acest caz, încărcarea paletii de la bordul de atac la bordul de fugă $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial S$ este definită de „trei segmente” ce presupun două curbe parabolice și o variație liniară între acestea. Pentru proiectarea cu metoda inversă a noului rotor, distribuția încărcării paletii de la bordul de atac la bordul de fugă $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial S$ este impusă atât pentru coroană cât și pentru inel (Fig. 7. 17 și Fig. 7. 18).

La bordul de fuga al paletii rotorice unde $s^*= 1$, reprezentând distanța meridională a paletii de la bordul de atac la bordul de fugă normalizată, valoarea încărcării paletii $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial S$ trebuie să fie zero pentru a respecta condiția Kutta.

Încărcări în prima jumătate a paletii denumită fore – load sau încărcarea în a doua jumătate a paletii denumită aft-load, pot fi obținute impunând valoarea maximă a $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial S$ în vecinătatea bordului de atac respectiv în vecinătatea bordului de fugă

al paletii. Distribuția momentului cinetic rv_{θ}^* pe paletă este reprezentată în Fig. 7. 19- pentru rotorul cu cinci palete lungi, și Fig. 7. 20- pentru rotorul cu paletaj mixt.

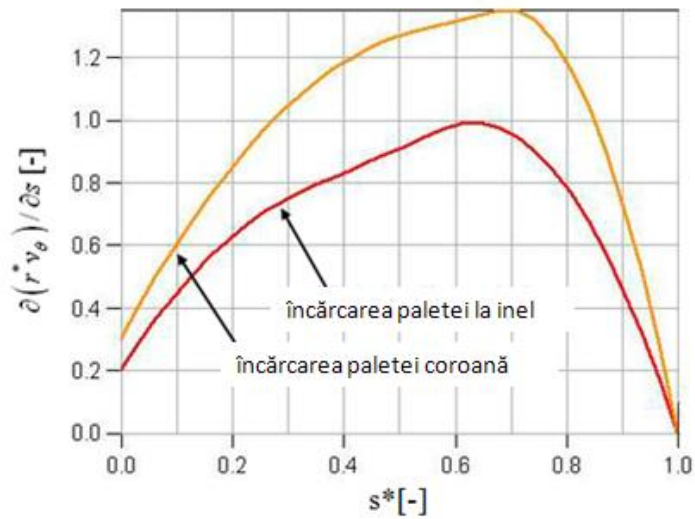


Fig. 7. 17 Distribuția încărcarea paletii de la bordul de atac la bordul de fugă $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial s$

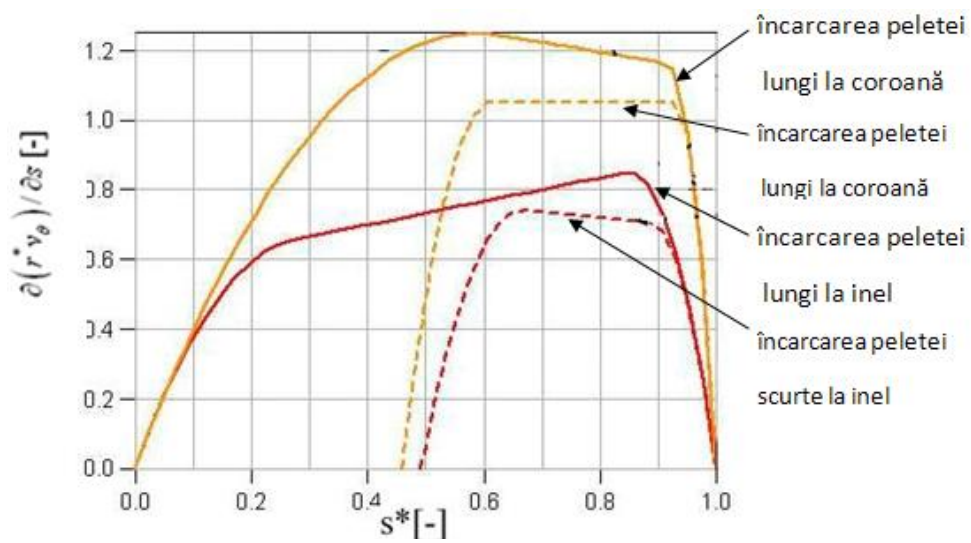


Fig. 7. 18 Distribuția încărcării paletelor de la bordul de atac la bordul de fugă $\partial(rv_{\theta}^*)/\partial s$

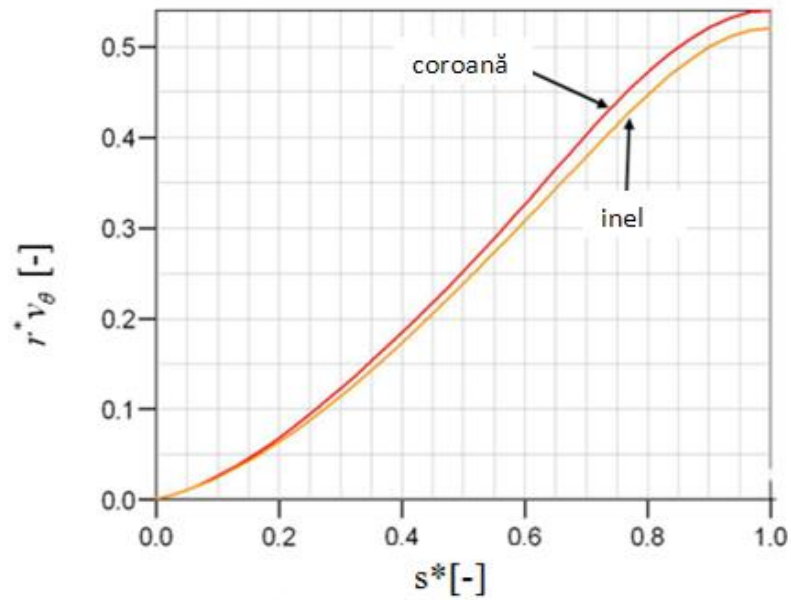


Fig. 7. 19 Distribuția momentului cinetic $r v_{\theta}^*$ de la bordul de atac la bordul de fugă pentru noul rotor cu cinci palete lungi

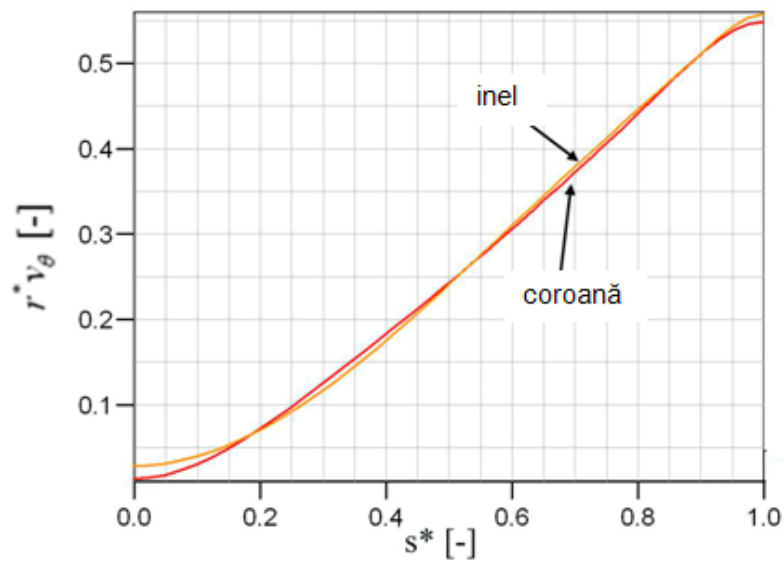


Fig. 7. 20 Distribuția momentului cinetic $r v_{\theta}^*$ de la bordul de atac la bordul de fugă pentru rotorul cu paletaj mixt

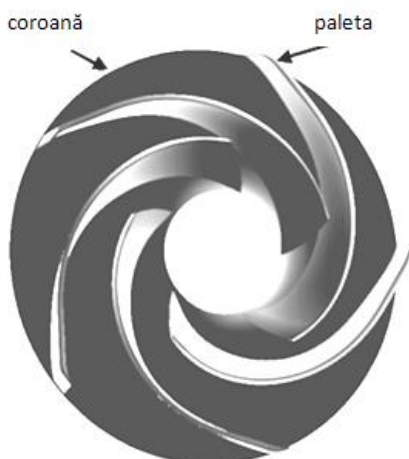


Fig. 7. 21 Geometria tridimensională a noului rotor cu cinci palete lungi proiectat cu metoda Q-3D de proiectare inversă

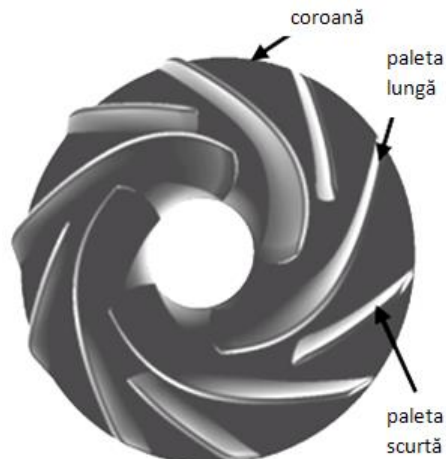


Fig. 7. 22 Geometria tridimensională a noului rotor paletaj mixt proiectat cu metoda AD de proiectare inversă

Utilizând metoda inversă Q-3D de proiectare a turbomașinilor a rezultat geometria tridimensională a noului rotor prototip cu cinci palete lungi pentru pompa PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia, Fig. 7. 21.

Datorită geometriei complexe a rotorului cu paletaj mixt, Fig. 7. 22, la proiectarea acestuia a fost utilizat modulul AD (Actuator Duct) al programului de proiectare inversă, Ashihara și Goto [19]. Acest modul de proiectare inversă consideră curgerea ca fiind axial simetrică iar construcția geometriei paletelor se bazează pe câmpul vitezei tangențiale mediate. Geometria paletelor rezultate corespunde unui rotor cu un număr infinit de palete. Principalii parametri funcționali rezultați din metoda de proiectare inversă pentru ambele rotoare, sunt prezentați în Tabelul 7.3.

Tabel 7. 3 Parametrii energetici ai noilor soluții constructive de rotor pentru pompa PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia.

Parametru	SP2	SP3
Debit Q [m ³ /s]	2.568	
Înălțime de pompare H [m]	212.4	310
Putere mecanică P _M [MW]	5.12	7.95

7.2.3. Analiza numerică 3D a soluțiilor constructive reproiectate de rotoare pentru pompa de acumulare PRO 10-195 de la SP Jidoaia

Datorită unor ipoteze simplificatoare folosite de programul de proiectare inversă, funcționarea noilor rotoare a fost analizată luând în considerare curgerea 3D a unui fluid vâscos. Analiza numerică s-a efectuat, pentru ambele rotoare prototip, pentru trei puncte de funcționare: $0.8Q_n=1.71 \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_n=2.14 \text{ m}^3/\text{s}$ și $1.2Q_n=2.568 \text{ m}^3/\text{s}$.

Domeniul de analiză al rotorului proiectat cu palete lungi este prezentat în Fig. 7. 23. Discretizarea domeniului de analiza s-a realizat cu rețea structurată ce conține aproximativ 228750 celule hexaedrale.

Domeniul de analiză al rotorului proiectat cu paletaj mixt este prezentat în Fig. 7. 24. Discretizarea domeniului de analiză s-a realizat cu rețea structurată ce conține aproximativ 298500 celule hexaedrale.

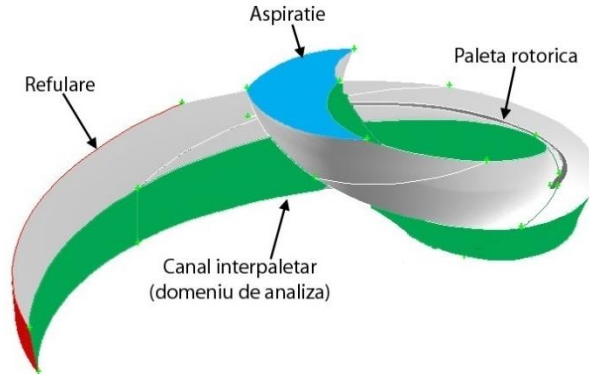


Fig. 7. 23 Domeniul de analiză al rotorului proiectat cu palete lungi SP2

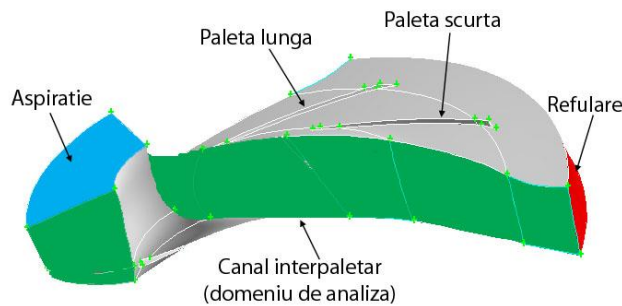


Fig. 7. 24 Domeniul de analiză al rotorului proiectat cu paletaj mixt SP3

Condițiile la limită au fost stabilite pentru ambele rotoare după cum urmează:

- aspirație: pe frontiera de la intrare se impune profilul de viteză de la ieșire din cot/impulsor, respectiv cele trei componente ale vitezei: viteza axială, viteza radială și viteza tangențială; modelul de turbulență fiind $k-\omega$ SST;
- refulare: pe această frontieră se impune condiția presiunii constante, 2% intensitate de turbulență iar diametrul este 1.192 m;
- pe suprafețele paletelor și cea a inelului și coroanei se impun condiții de pereți mobili (rotativi), cu viteză de rotație 1000 rpm.

Rezultatele analizei numerice au fost interpretate pe baza înălțimilor de pompare realizate și a valorilor maxime ale parametrului NPSHc de pe suprafața paletei rotorice. Valoarea parametrului NPSHc maxim de pe paleta rotorică obținut din simularea numerică pentru variantele de rotor proiectate, se compară cu valoarea maximă a parametrului NPSHc calculat pentru rotorul existent la pompele PRO 10-195 de la SP Jidoaia, denumit SP1. Cu cât valoarea maximă a parametrului NPSHc este mai mare cu atât soluția prezintă un comportament cavitațional mai defavorabil.

Înălțimile de pompare corespunzătoare rotoarelor proiectate comparativ cu rotorul existent sunt prezentate în Fig. 7. 25. În urma analizei rezultatelor obținute se desprind următoarele concluzii:

- cea mai mare înălțime de pompare este asigurată de rotorul nou SP2 reproiectat cu cinci palete lungi; pe întreg domeniul de exploatare înălțimea de pompare este ai mare cu 7% în cazul funcționării fără impulsor și cu 5% mai mare în cazul funcționării cu impulsor față de înălțimea de pompare asigurată de rotorul existent;
- includerea impulsorului în funcționarea rotoarelor conduce la o creștere a înălțimii de pompare cu 3.7% la rotorul existent, cu 1% la rotorul reproiectat cu cinci palete lungi și cu 5% la rotorul reproiectat cu paletaj mixt;
- rotorul reproiectat cu paletaj mixt SP3 realizează înălțimea de pompare cu 10% mai mică decât rotorul existent atât pentru funcționarea fără impulsor cât și cu impulsor.

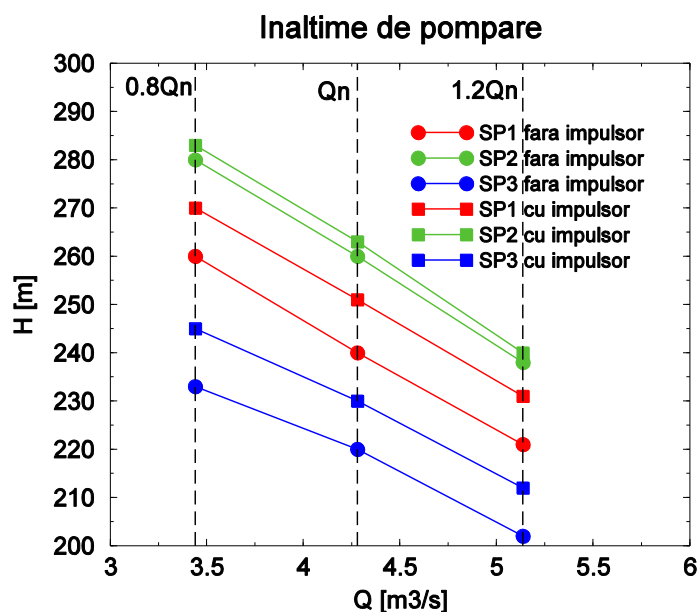


Fig. 7. 25 Analiza comparativă a comportamentului energetic pentru soluțiile noi reproiectate pentru pompa de acumulare PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia și rotorul existent în stația de pompare

Din punct de vedere al comportamentului cavitațional, în Fig. 7. 26 sunt reprezentate valorile maxime ale parametrului NPSHc pe domeniul de debite investigat pentru cele trei variante de rotoare cu și fără impulsor. Din analiza graficului de mai sus se desprind următoarele concluzii:

- comportamentul cavitațional al rotoarelor este îmbunătățit pe întreg domeniul de exploatare atunci când funcționează cu impulsor comparativ cu funcționarea fără impulsor;
- rotorul nou reproiectat cu cinci palete lungi SP2 și impulsor prezintă cel mai bun comportament cavitațional comparativ cu celelalte variante investigate;
- rotorul reproiectat cu paletaj mixt SP3 cu impulsor prezintă un comportament cavitațional mai bun, dar foarte apropiat de cel al rotorului existent;
- ambele rotoare, SP2 și SP3, reproiectate cu impulsor prezintă un comportament cavitațional îmbunătățit față de rotorul existent, SP1, în pompele PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia, atât la funcționarea cu impulsor cât și la funcționarea fără impulsor.

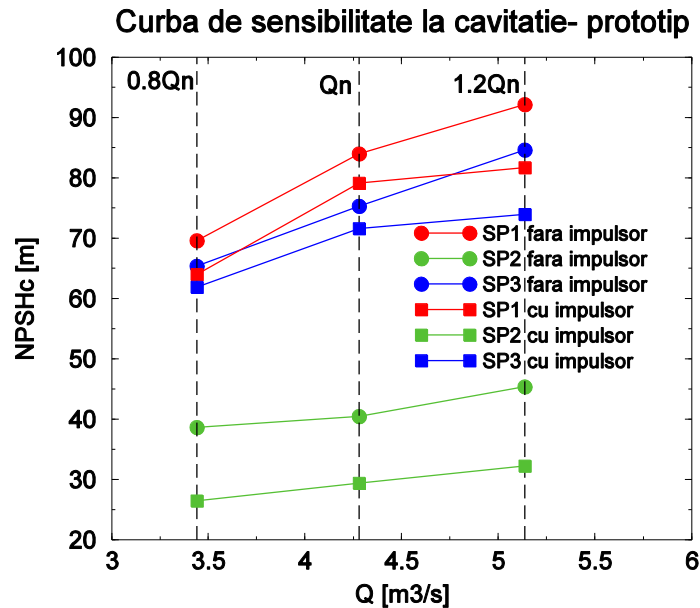


Fig. 7. 26 Valorile maxime ale parametrului NPSHc pentru soluțiile îmbunătățire de rotor de pompă de acumulare versus rotorul existent

7.2.4. Concluzii privind proiectarea și analiza noilor rotoare pentru pompa de acumulare PRO 10-195 de la SP Jidoaia

Pentru a realiza un rotor cu performanțe energetice și cavitaționale îmbunătățite au fost proiectate mai multe rotoare grupate în două categorii de soluții constructive:

- ✓ Soluția 1: rotoare cu cinci palete;
- ✓ Soluția 2: rotoare cu paletaj mixt, cinci palete lungi și cinci palete scurte;

Din fiecare categorie s-a selectat în urma analizei numerice rotorul cu performanțele energetice și cavitaționale cele mai bune. Pentru a îmbunătăți performanțele cavitaționale, toate rotoarele au fost proiectate și analizate numeric luând în considerare profilul de viteze corespunzător suprafeței de ieșire a unui rotor impulsor.

Rotoarele noi proiectate au fost analizate numeric din punct de vedere energetic și cavitațional. Se poate concluziona că rotorul nou reproiectat cu cinci palete cu impulsor are performanțe energetice și cavitaționale cele mai bune pe întreg domeniul de debite analizat. Ca urmare, noul rotorul cu cinci palete va fi modelat la scara 1:5.7 și prelucrat în vederea evaluării performanțelor energetice și cavitaționale atât numeric cât și experimental. Performanțele energetice și cavitaționale rezultate experimental ale modelului de rotor reproiectat (denumit în continuare RP) se vor fi compara cu performanțele energetice și cavitaționale ale rotorului model original (denumit în continuare RO).

7.3. Realizarea și testarea rotorului model reprojectat

7.3.1. Modelarea geometrică și realizarea rotorului reprojectat

Modelarea geometrică a variantei îmbunătățite de rotor pentru pompa ce echipează SP Jidoaia s-a efectuat conform etapelor parcurse la modelarea geometrică a rotorului model ce echipează SP Jidoaia. În urma modelării geometrice a variantei îmbunătățită de rotor de pompă de acumulare a rezultat modelul rotorului la scara 1:5.7.

În figurile următoare sunt prezentate subansamblele componente ale noului rotor.

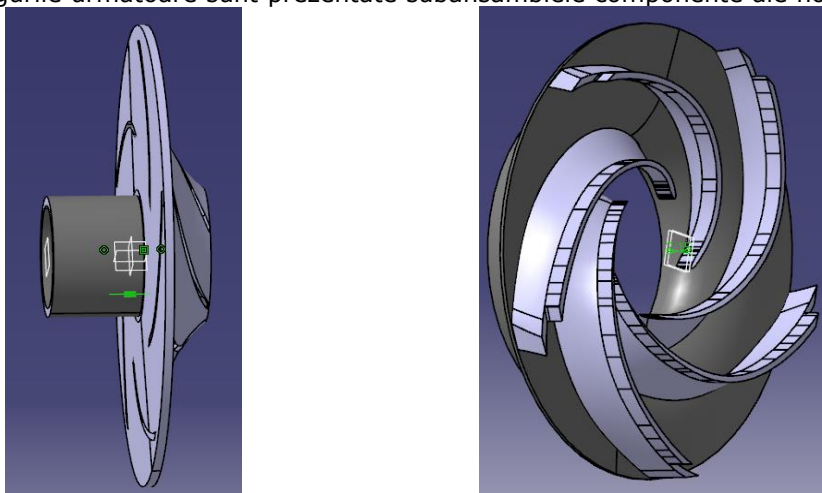


Fig. 7. 27 Subansamble – coroană cu butuc (stânga); inel cu palete (dreapta)

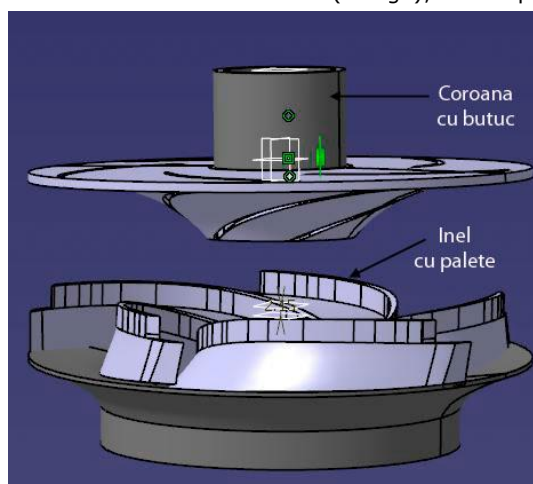


Fig. 7. 28 Subansamblul – inel cu palete rotor reprojectat

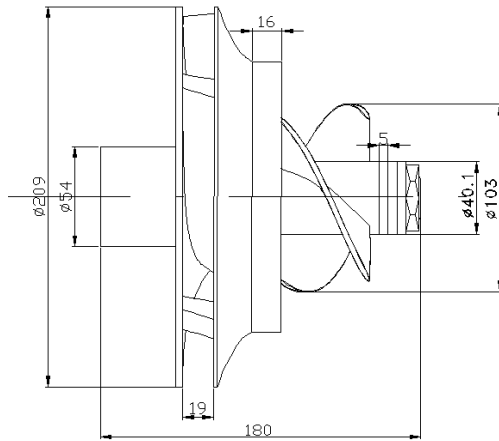


Fig. 7. 29 Schița 2D a ansamblului rotor model reproiectat cu impulsor

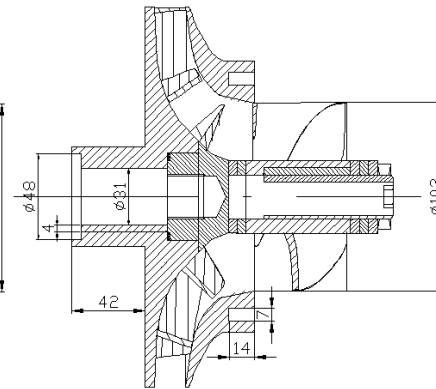


Fig. 7. 30 Vedere 2D în secțiune a rotorului model reproiectat cu impulsor



Fig. 7. 31 Rotorul model reproiectat

Rotorul reproiectat a fost instalat în circuitul hidraulic al standului experimental în vederea determinării caracteristicilor energetice și cavitaționale la funcționarea cu și fără impulsor.



Fig. 7. 32 Rotor model reproiectat la scara 1:5.7 instalat în standul experimental din Laboratorul de pompe de la UPT: fără impulsor (stânga) și cu impulsor (dreapta).

7.3.2. Testarea și analiza rezultatelor pentru rotorul nou proiectat

7.3.2.1. Determinarea performanțelor energetice ale rotorului nou proiectat

Au fost efectuate măsurători pentru rotorul model nou reproiectat cu și fără impulsor. Încercările experimentale au avut ca scop determinarea caracteristicilor energetice și cavitaționale ale rotorului model nou reproiectat și compararea acestora cu ale rotorului model existent. Rezultatele măsurătorilor experimentale sunt prezentate următoarele grafice.

Din analiza rezultatelor prezentate pentru încercările pe rotorul model reproiectat la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia se observă că rotorul model cu/fără impulsor realizează o înălțime de pompare maximă de aproximativ 54 m respectiv 55 m la debite cuprinse între 0-20 l/s, iar la debitul de funcționare de 33.5 l/s= Q_n înălțimea de pompare fiind de 50 m, vezi Fig. 7. 33. Se observă că instalarea impulsorului în fața rotorului reproiectat produce și în acest caz un aport energetic cu 2% la debite mici.

Putere mecanică maximă la arborele pompei fiind 25 kW la debitul de 45 l/s, în timp ce la pornire este 12 kW, Fig. 7. 34.

Randamentul rotorului model reproiectat fără impulsor, la debitul de funcționare de 33.5 l/s, atinge o valoare de 73% (Fig. 7. 35) la o putere mecanică la arbore de 23 kW (Fig. 7. 34) în timp ce randamentul maxim de aproximativ 75% se afla la debitul de proiectare 1.2 Q_n , atât la funcționarea cu impulsor cât și fără.

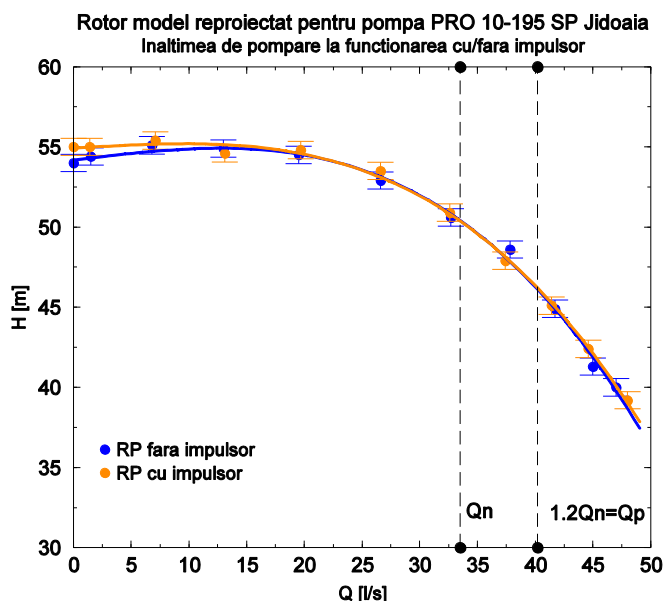


Fig. 7. 33 Curbele înălțimii de pompare a modelului rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor

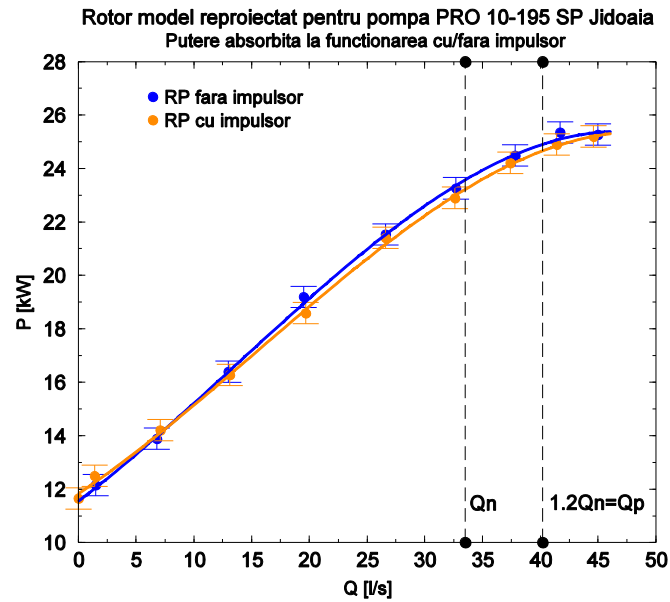


Fig. 7. 34 Curbele puterii mecanice la arbore determinata pe modelul rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor

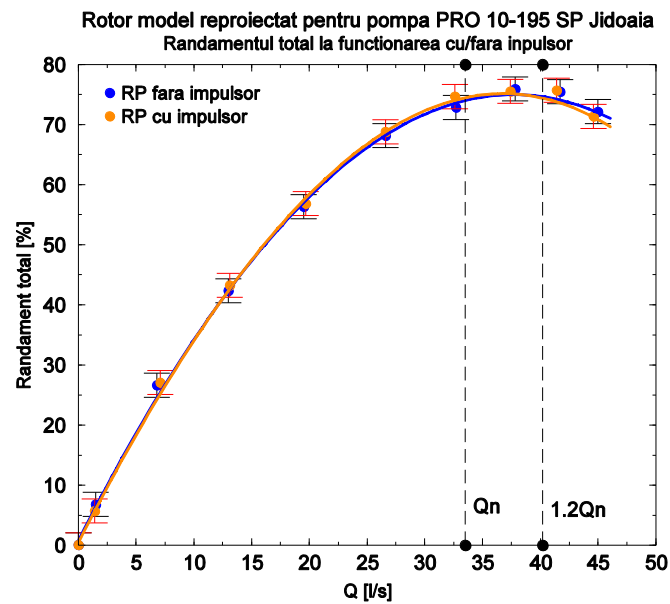


Fig. 7. 35 Curbele de randament ale modelului la scara 1:5.7 reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor

Pentru transpunerea rezultatelor de la model la prototip s-au utilizat de asemenea relațiile de similitudine calibrate prezentate în Cap. 4.

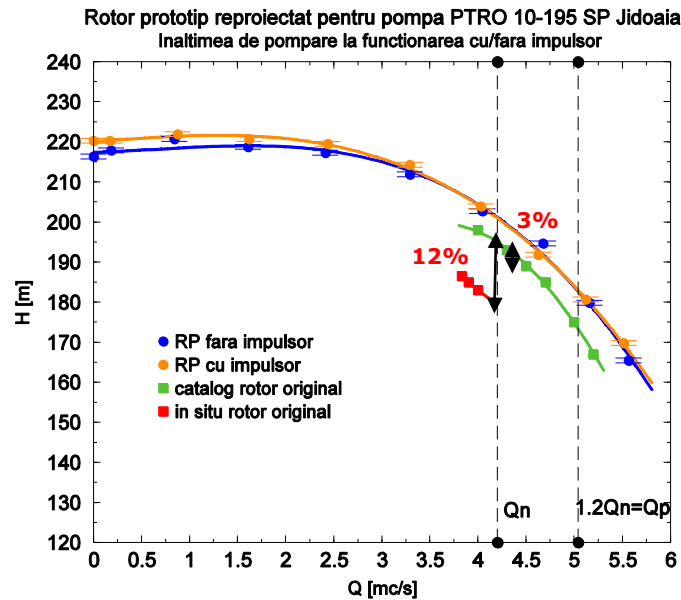


Fig. 7. 36 Curbele înălțimii de pompare a rotorului prototip reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia transpuse de la model în funcție de debit cu/fără impulsor

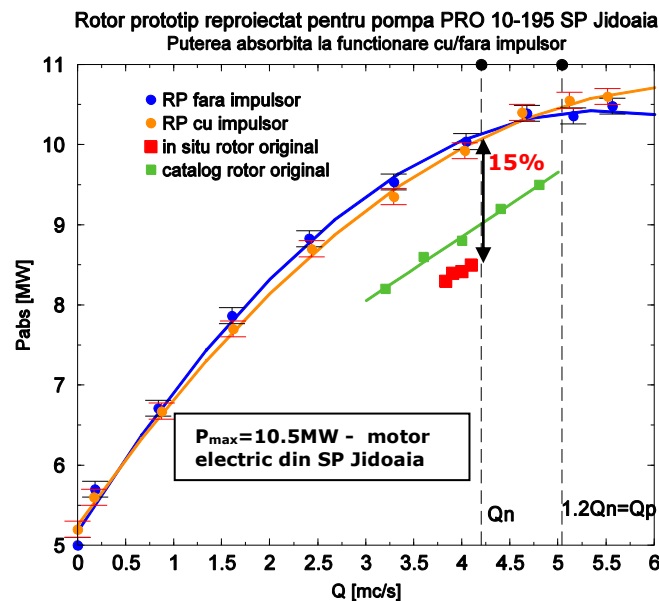


Fig. 7. 37 Curba puterii mecanice la arborele rotorului prototip reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia transpuse de la model în funcție de debit cu/fără impulsor

Din analiza rezultatelor obținute din transpunerea de la modelul nou reproiectat la prototipul pompei de la SP Jidoaia se observă că rotorul proiectat prototip testat cu/fără impulsor realizează o înălțime de pompare maximă de aproximativ 220 m respectiv 218 m la debite 0-2.5 m³/s, iar la debitul nominal de funcționare 4.2 m³/s înălțimea de pompare fiind de aproximativ 200 m cu 12% mai

mare decât cea determinată in situ și cu 3% mai mare decât curba de catalog, Fig. 7. 36. Se observă că includerea impulsorului în fața rotorului aduce un aport de 2% din punct de vedere energetic.

Puterea mecanică necesară la arborele pompei obținută prin transpunerea de la modelul noului rotor proiectat cu impulsor, la debitul nominal de funcționare al rotorului originar, este de aproximativ 10.5 MW identică cu puterea nominală a motorului electric care angrenează pompa prototip din SP Jidoaia. La debitul de proiectare al noului rotor, $Q_p = 1.2Q_n$ * rotor originar, puterea absorbită atinge valoarea de 12 MW cu aprox. 10% mai mare decât puterea nominală a motorului electric din dotare, Fig. 7. 37.

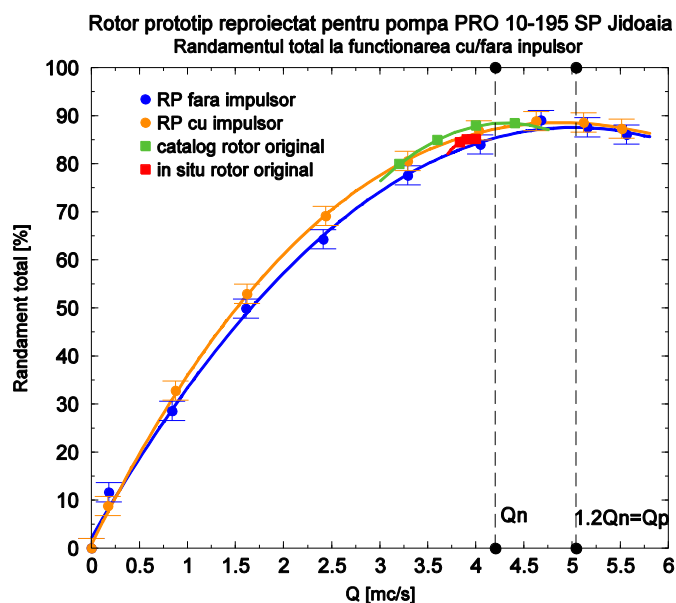


Fig. 7. 38 Curba de randament a rotorului prototip reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia transpuse de la model în funcție de debit cu/fără impulsor

Randamentul transpus de la modelul nou reproiectat la rotorului prototip fără impulsor, este la debitul nominal de funcționare de 4.2 m³/s, de 89% (Fig. 7. 38) în timp ce randamentul maxim de aproximativ 89% se regăsește în jurul debitului de proiectare 1.2Qn. Totodată valorile randamentelor obținute de noul rotor proiectat. Așa cum se observă în Fig. 7. 38, randamentul transpus de la model la prototip al noului rotor proiectat cu impulsor, atinge valoarea de catalog a rotorului originar de 89% fiind cu aprox. 1% mai mare decât valoarea determinată in situ.

7.3.2.2. Evaluarea performanțelor cavitaționale ale rotorului model reproiectat

S-au efectuat măsurători asupra rotorului model nou reproiectat cu și fără impulsor in pompa dotată cu tronsonul (cotul) de la aspirație. Încercările experimentale au avut ca scop determinarea curbei de cavitație a rotorului model nou reproiectat pentru SP Jidoaia.

Rezultatele determinărilor experimentale ale curbei caracteristice de cavitație pentru rotorul model nou proiectat testat în laborator sunt prezentate în

figurile 7.39 – 7.40 pentru investigațiile fără impulsor și cele care au inclus impulsorul în figurile 7.41 – 7.42. Pentru toate cazurile au fost considerate 7 regimuri cavitaționale având debitele 15, 20, 25, 30, 35, 40 și 45 l/s determinându-se curbele de cavitație cu și fără impulsor.

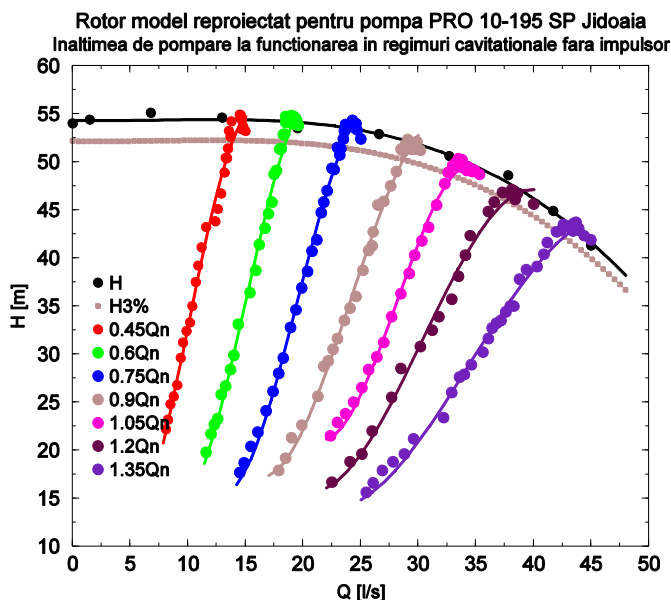


Fig. 7. 39 Curba înălțimii de pompare a rotorului reproiectat model la funcționare în cavitație fără impulsor

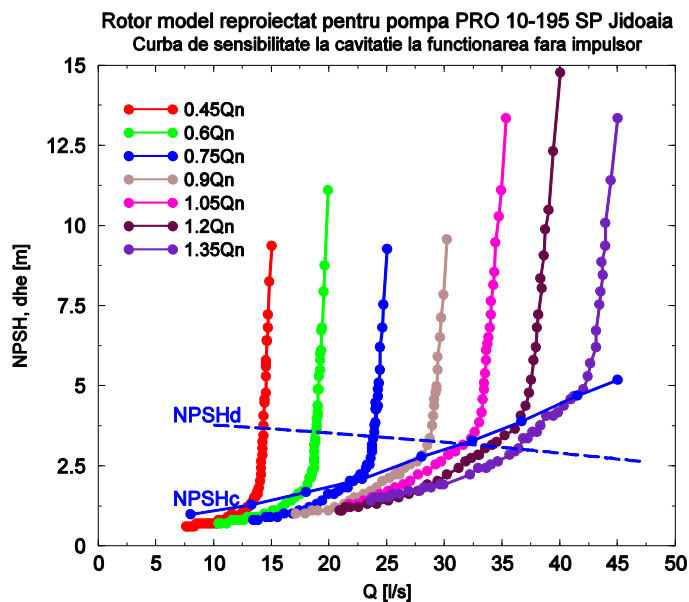


Fig. 7. 40 Curba de cavitație a rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – fără impulsor

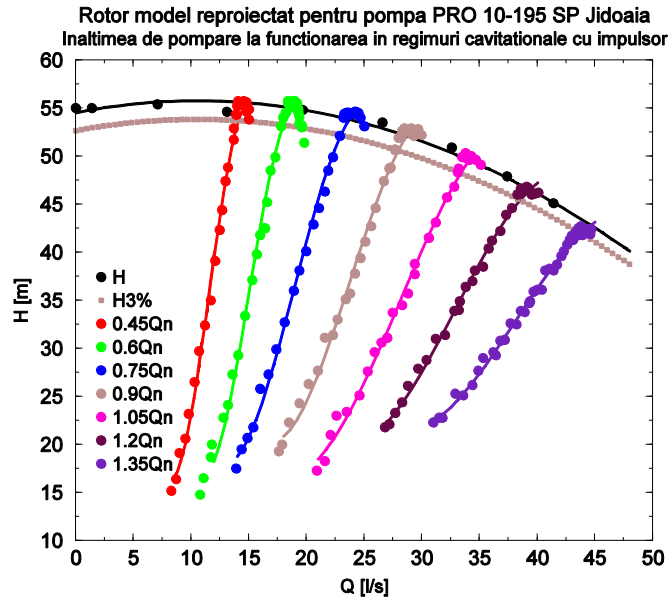


Fig. 7. 41 Curba înălțimii de pompare a rotorului reproiectat model la funcționare în cavitație cu impulsor

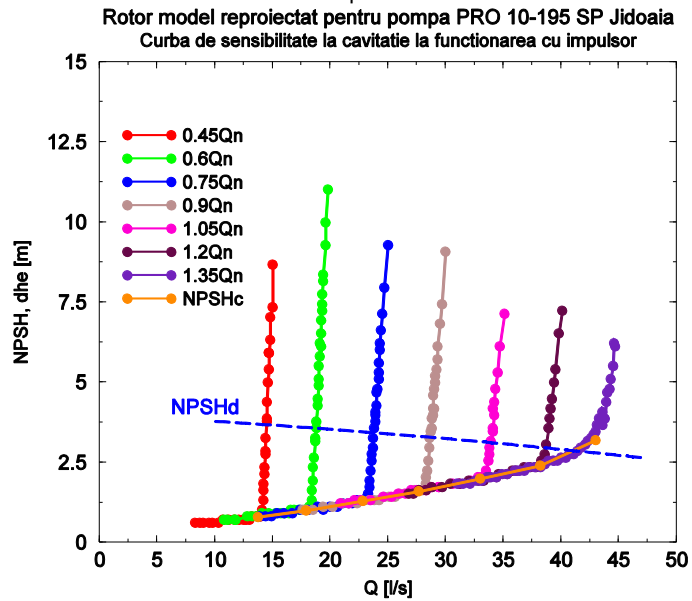


Fig. 7. 42 Curba de cavitație a rotorului reproiectat (nou) la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu impulsor

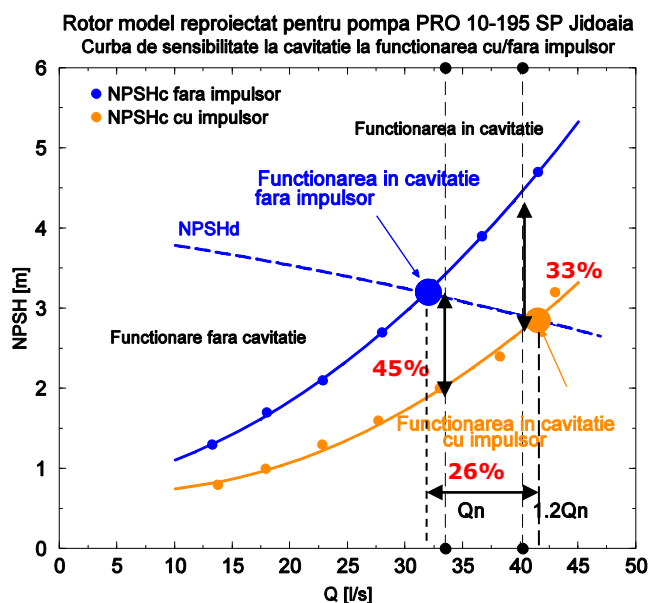


Fig. 7. 43 Curbele de cavitație ale rotorului model nou reproiectat la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia cu/fără impulsor fata de curba NPSHd.

Sunt comparate curbele de cavitație ale rotorului model nou reproiectat pentru SP Jidoaia deoarece nu exista relații de transpunere de la model la prototip pentru performanțele cavitaționale. Pentru a analiza curbele de cavitație ale rotorului model nou reproiectat la scara 1:5.7 cu și fără impulsor au fost prezentate comparativ în Fig. 7. 43 curbele de NPSHc (rotor) pentru cele două cazuri și curba de NPSHd a standului.

Curba de cavitație la încercarea rotorul model nou reproiectat la scara 1:5.7 fără impulsor are o alură ascendentă, la debitul de funcționare $0.95Q_n \approx 31.5$ l/s, parametrul NPSHc atinge o valoare de 3.5 m și rotorul începe sa funcționeze în cavitație peste limitele acceptate tehnic. La debitul la care a fost proiectat impulsorul $1.2Q_n$ parametrul NPSHc atinge valoarea de 4.7 m rotorul funcționând în cavitație dezvoltată.

În cazul încercării cu impulsor, Fig. 7. 43, curba de cavitație la încercarea rotorul model nou reproiectat are o alură monoton crescătoare, la debitul de funcționare Q_n ajungând la o valoare de 2 m fiind mai mică cu 45% decât în lipsa impulsorului. La debitul la care a fost proiectat impulsorul $1.2Q_n$ parametrul NPSHc atinge valoarea de 2.9 m, valoarea apropiată de curba NPSHd, curbă care definește limita tolerată a fenomenului de cavitație. Regiunea în care $NPSH_c > NPSH_d$ (regiunea deasupra curbei NPSHd) indică funcționarea în cavitație în timp ce regiunea $NPSH_c < NPSH_d$ (regiunea sub curba NPSHd) indică funcționarea fără cavitație. Prin includerea impulsorului se observă clar îmbunătățirea comportamentului cavitațional al rotorului nou reproiectat cu peste 35% pe întreg domeniul de exploatare. De asemenea domeniul de debite de funcționare este și în acest caz extins cu peste 20% în prezența impulsorului. Reamintim ca rotorul nou reproiectat a fost conceput cu impulsor încă din etapa de proiectare pentru a asigura protecția rotorului și îmbunătățirea comportamentului cavitațional.

7.3.3. Concluzii privind performanțele energetice și cavitaționale ale soluției cu impulsor pentru rotorul nou proiectat

Din analiza curbelor energetice transpuse la prototip obținute de rotorul model nou proiectat se observă că acesta prezintă performanțe îmbunătățite considerabil comparativ cu performanțele rotorului prototip originar. De asemenea noul rotor echipat cu impulsor prezintă o înălțime de pompare mai mare cu 12% decât cea determinată in situ și cu 3% mai mare decât valoarea de catalog a rotorului originar. Randamentele obținute de noul rotor proiectat cu impulsor ating valorile curbei de catalog a rotorului originar, valoarea maximă fiind de 89%. Îmbunătățirile aduse de noul rotor proiectat cu impulsor, în cazul înălțimii de pompare și a randamentului, necesită un consum de putere la arbore la debitul nominal de funcționare al rotorului originar mai mare cu 5% decât puterea nominală a motorului electric care angrenează pompele din SP Jidoaia, în timp ce la debitul de proiectare al noului rotor $Q_p = 1.2Q_n$ *rotor originar, puterea absorbită de 12 MW este cu 10% mai mare decât puterea nominală a motorului din stația de pompare.

Și aici, prezența impulsorului nu este sesizabilă din punct de vedere energetic pentru rotorul reproiectat, contribuția sa la înălțimea de pompare fiind în limitele a 2% la funcționarea cu debite mici. Impulsorul realizează îmbunătățirea comportamentului cavitațional al rotorului nou reproiectat cu până la 40% pe întreg domeniul de exploatare. De asemenea prezența impulsorului extinde domeniul de debite de funcționare fără cavitație cu peste 20%. Ca urmare, nu se recomandă funcționarea fără impulsor în fața rotorului nou reproiectat.

7.4. Compararea performanțelor energetice și cavitaționale: rotor originar vs. rotor nou proiectat

7.4.1. Compararea performanțelor energetice

Curbele performanțelor energetice ale rotoarelor model (rotor model originar vs. rotor model reproiectat) obținute în urma măsurărilor experimentale în cazul funcționării cu și fără impulsor sunt prezentate în cele ce urmează.

Înălțimea de pompare realizată de rotorul model reproiectat este mai mare cu până la 25% la debitul maxim investigat față de rotorul model existent, Fig. 7. 44. Din punct de vedere energetic, pentru ambele rotoare model includerea impulsorului aduce un aport energetic în limita a 2% în zona debitelor 0-20 l/s. Pentru debite mai de 20 l/s, prezența impulsorului nu aduce modificări ale înălțimilor de pompare, curbele fiind practic suprapuse.

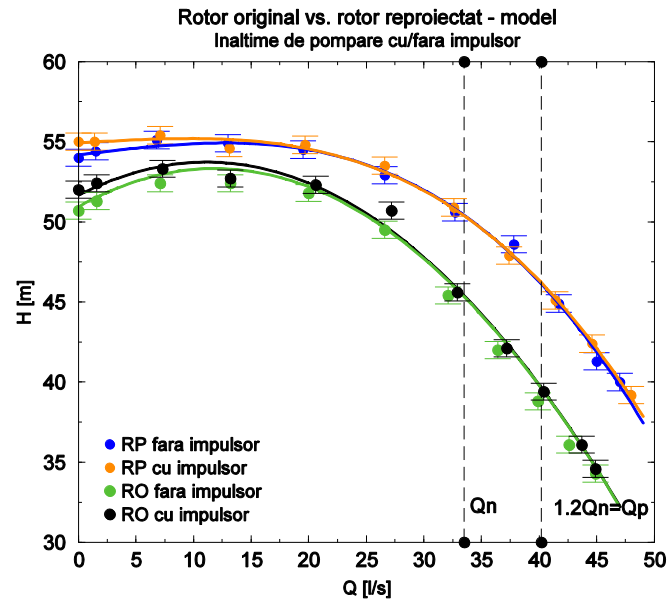


Fig. 7. 44 Curbele înălțimii de pompare ale modelelor la scara 1:5.7 cu cel existent în SP Jidoaia și reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor

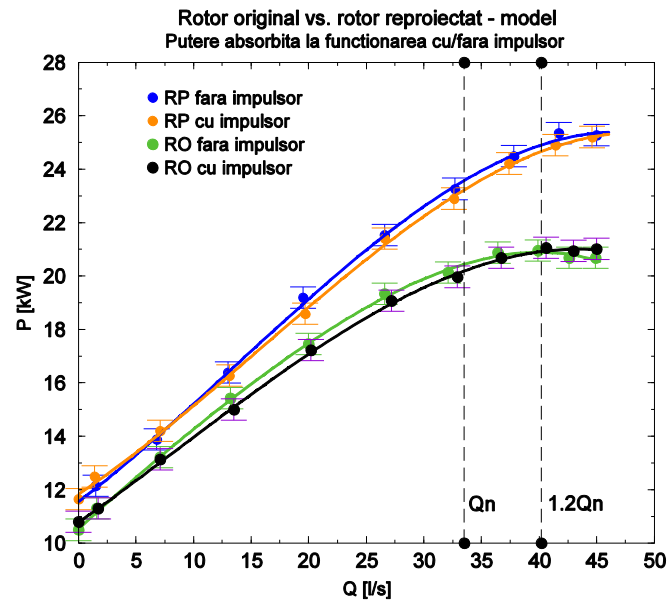


Fig. 7. 45 Curbele puterii mecanice necesare la arborele pompei echipate cu modele la scara 1:5.7 cu cel existent în SP Jidoaia și reproiectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor

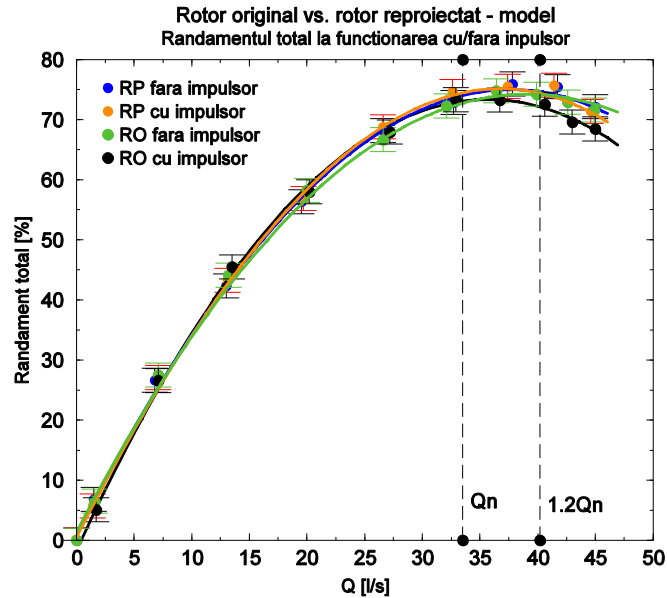


Fig. 7. 46 Curbele de randament ale modelelor la scara 1:5.7 cu cel existent in SP Jidoaia și reprojectat (nou) pentru SP Jidoaia în funcție de debit – cu/fără impulsor

Instalarea impulsorului în fața rotorului model original nu produce modificări ale curbei de putere mecanică necesară la arborele pompei, Fig. 7. 45. Determinările efectuate pentru rotorul model nou reprojectat la scara 1:5.7 pentru SP Jidoaia cu și fără impulsor indică un necesar de putere la arbore mai mare cu 10% fata de situația rotorul model la scara 1:5.7 cu rotorul existent la SP Jidoaia fără impulsor.

Curba de randament determinată pentru rotorul model original la funcționarea cu impulsor indică o deplasare spre debite mai mici în limita a 5-10% a poziției punctului de randament maxim față de curba de randament obținută în cazul funcționării fără impulsor, Fig. 7. 46. Instalarea impulsorului pentru rotorul model existent favorizează exploatarea mai eficientă. Curba de randament a rotorului model reprojectat prezintă la funcționarea cu impulsor un randament maxim mai mare cu 2% față de funcționarea fără impulsor.

Curbele energetice obținute de cele două modele de rotoare s-au transpus la prototip utilizând relațiile de similitudine enunțate în Cap. 4 și sunt prezentate în continuare.

Din Fig. 7. 47 se observă că înălțimea de pompare a noului rotor prototip este mai mare cu aprox. 10% decât cea a rotorului prototip original pe întreg domeniul de exploatare al acestuia, atât la funcționarea cu impulsor cât și fără. De asemenea se o observă că înălțimea de pompare a rotorul reprojectat prototip depășește în limita a 3% înălțimea de pompare de catalog a pompei PRO 10 195.

Din Fig. 7. 48 se observă că, o înălțime de pompare mai ridicată pe întreg domeniul de exploatare, atât la funcționarea cu impulsor cât și fără, necesită un consum mai ridicat de putere absorbită cu 10%.

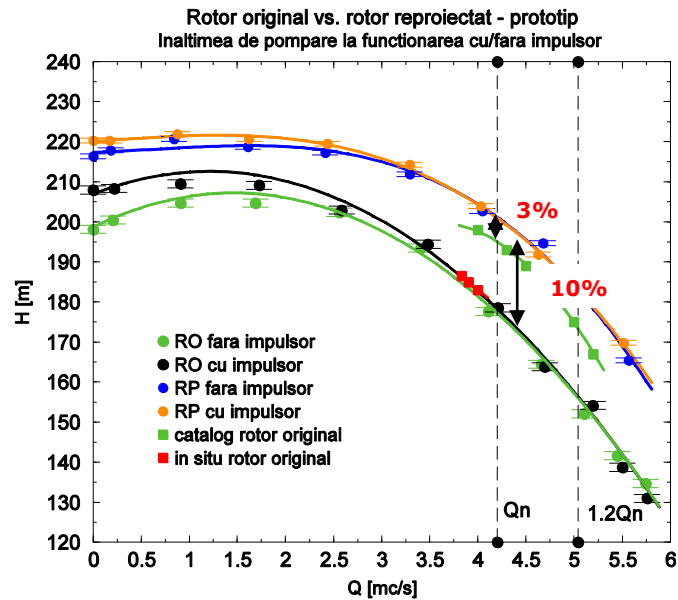


Fig. 7. 47 Curbele înălțimii de pompare ale rotoarelor prototip la funcționarea cu/fără impulsor

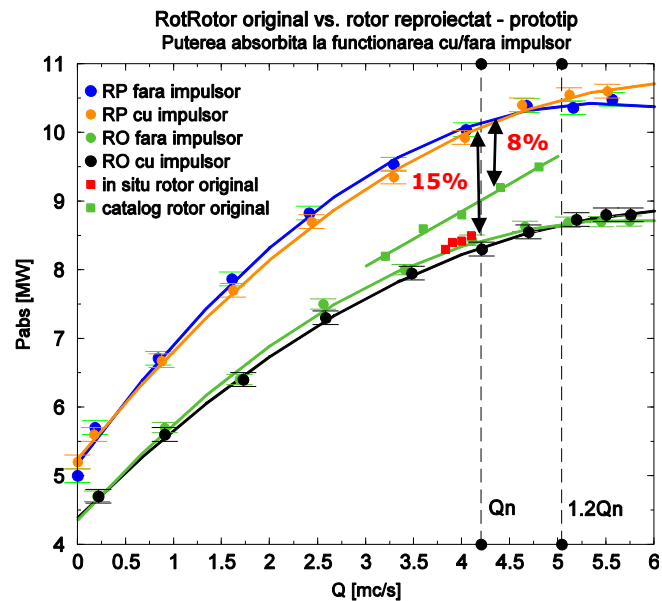


Fig. 7. 48 Curbele puterii absorbite de rotoarele prototip la funcționarea cu/fără impulsor

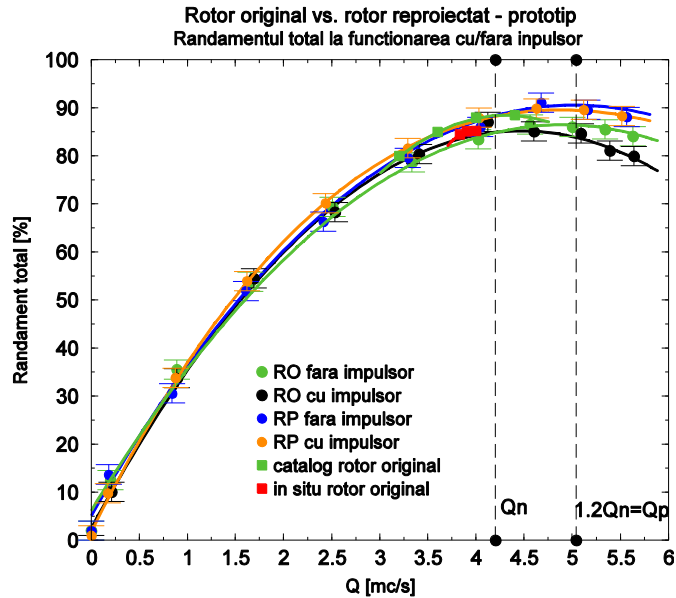


Fig. 7. 49 Curbele de randament ale rotoarelor prototip la funcționarea cu/fără impulsor

Fig. 7. 49 prezintă curbele de randament total obținute prin transpunere pentru ambele rotoare la funcționarea cu și fără impulsor. Se observă că rotorul reprojectat prezintă un randament mai mare cu aprox. 2% decât rotorul prototip existent, în ambele cazuri de funcționare investigate. Așa cum se observă în figura de mai sus, rotorul reprojectat prezintă valori ale randamentului similare cu valorile curbei teoretice de catalog, curba de randament total transpusă suprapunându-se peste curba de catalog a pompei PRO 10-195, valoarea maximă a randamentului total fiind de 90% la debitul nominal de funcționare.

Prin proiectarea cu metoda inversă a unui nou rotor de pompă de acumulare s-a reușit o îmbunătățire considerabilă a performanțelor energetice, înălțimea de pompare fiind mai ridicată decât cea de catalog și funcționarea cu randamente asemănătoare de cele de catalog.

7.4.2. Compararea performanțelor cavitaționale

Curbele de sensibilitate la cavitație sunt comparate pentru modele deoarece nu există relații de transpunere de la model la prototip în ceea ce privește comportamentul cavitațional. Astfel, curbele de cavitație ale rotoarelor model la scara 1:5.7 cu și fără impulsor NPSHc sunt prezentate comparativ față de curba de NPSHd a standului.

Așa cum se arată în Fig. 7. 50, includerea impulsorului în fața ambelor rotoare model îmbunătățește semnificativ comportamentul cavitațional ale acestora (cu aprox. 30% pentru cel existent și aprox. 40% pentru cel reprojectat). Din acest motiv, rotorul reprojectat a fost prevăzut cu impulsor încă din etapa de proiectare. Impulsoarele vor fi cele care vor proteja rotorul de efectele nedorite ale fenomenului de cavitație.

În cazul funcționării fără impulsor și la debite mici rotorul reprojectat prezintă un comportament cavitațional asemănător cu cel al rotorului existent. O

data cu creșterea debitului, comportamentul rotorului reproiectat se înrăutățește datorită inexistenței impulsorului prevăzut încă din faza de proiectare.

Instalarea impulsorului în fața rotorului de la SP Jidoaia, va îmbunătăți comportamentul cavitațional al rotorului. Îmbunătățirea comportamentului cavitațional va conduce la reducerea costurilor de exploatare și întreținere a pompelor care echipează SP Jidoaia. Această îmbunătățire conduce și la o exploatarea mai extinsă a volumului lacului de la SP Jidoaia, adică la pomparea unui volum mai mare de apă datorită modificării cotei minime a lacului față de cea actuală.

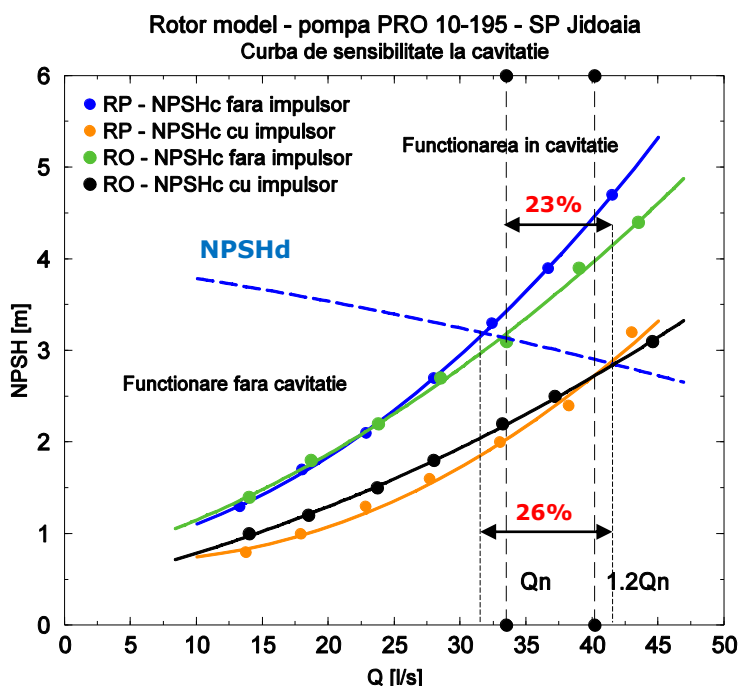


Fig. 7. 50 Curbele de cavitație ale rotoarelor model la funcționarea cu/fără impulsor

7.5 Concluzii privind soluțiile de îmbunătățire a performanțelor energetice și cavitaționale a pompei PRO 10-195 din SP Jidoaia

Din punct de vedere energetic îmbunătățirile energetice realizate de noul rotor reproiectat cu impulsor sunt considerabile comparativ cu rotorul original, așa cum s-a arătat în subcapitolul anterior. Înălțimea de pompare a noului rotor reproiectat prototip este mai mare cu aprox. 10% decât cea a rotorului original prototip atât la funcționarea cu impulsor cât și fără pe întreg domeniul de debite de funcționare. De asemenea se observă că înălțimea de pompare a rotorului reproiectat prototip depășește în limita a 3% înălțimea de pompare de catalog a pompei PRO 10 195, Fig. 7. 47.

Rotorul reproiectat prezintă un randament mai mare cu aprox. 3% decât rotorul prototip existent, în ambele cazuri de funcționare investigate. Așa cum se observă în Fig. 7. 49, rotorul reproiectat atinge valorile ale randamentului total

similare valorilor care definesc curba randamentului de catalog. Aici randamentul total maxim atinge valoarea de 89% la debitul nominal de funcționare al rotorului original prototip.

Îmbunătățirile energetice prin creșterea înălțimii de pompare și a randamentului aduse de noul rotor proiectat cu impulsor au condus la un consum de energie mai ridicat. Puterea absorbită de noul rotor prototip atinge la debitul nominal de funcționare al rotorului existent în centrală valoarea de 10 MW, atât la funcționarea cu impulsor cât și fără. Aici, puterea absorbită de noul rotor prototip este mai mare cu 15% decât curba determinată in situ și cu 8% mai mare decât curba de catalog. Chiar și la debitul de proiectare al noului rotor, $Q_p = 1.2 Q_n$ * rotor original, puterea maximă absorbită este de 10.4 MW, valoare care se înscrie în domeniul de exploatare al motorului electric care angrenează pompa prototip din stația de pompare Jidoaia ($P_{maxME} = 10.5$ MW).

Din punct de vedere cavitațional, curbele de sensibilitate la cavitație sunt comparate pentru modele deoarece nu există relații de transpunere de la model la prototip în ceea. Astfel, curbele de cavitație NPSHc ale rotoarelor model la scara 1:5.7 cu și fără impulsor sunt prezentate comparativ față de curba de NPSHd a standului. În cazul funcționării fără impulsor și la debite mici rotorul reproiectat prezintă un comportament cavitațional asemănător cu cel al rotorului existent. O dată cu creșterea debitului, comportamentul rotorului reproiectat se înrăutățește datorită inexistenței impulsorului prevăzut încă din faza de proiectare.

Pentru ambele rotoare se observă că, includerea impulsorului în fața rotoarelor model îmbunătățește semnificativ comportamentul cavitațional ale acestora. Prezența impulsorului extinde domeniul de debite de funcționare fără cavitație cu 23% pentru rotorul original și cu aprox. 25% pentru rotorul nou, reproiectat cu impulsor. Din acest motiv, rotorul reproiectat a fost prevăzut cu impulsor încă din etapa de proiectare. Impulsoarele vor fi cele care vor proteja rotorul de efectele nedorite ale fenomenului de cavitație.

Instalarea impulsorului în fața rotorului de la SP Jidoaia, va îmbunătăți comportamentul cavitațional al rotorului. Îmbunătățirea comportamentului cavitațional va conduce la reducerea costurilor de exploatare și întreținere a pompelor care echipează SP Jidoaia. Această îmbunătățire conduce și la o exploatarea mai extinsă a volumului lacului de la SP Jidoaia, adică la pomparea unui volum mai mare de apă datorită modificării cotei minime a lacului din spatele barajului stației de pompare Jidoaia.

8. Concluzii, contribuții și perspective

8.1. Concluzii

Prezenta lucrare tratează investigarea experimentală și numerică a funcționării pompelor centrifuge de acumulare PRO 10-195. Totodată pe baza rezultatelor numerice și experimentale efectuate cu scopul de a determina performanțele energetice și cavitaționale ale rotoarelor pompelor PRO 10-195 sunt propuse două metode inovative de îmbunătățire a acestor performanțe.

Pompele de acumulare cu dublu flux au în componența lor o cameră de aspirație simetrică sub forma unui pantalon cotit la 90° străbătut de arbore, denumit cot de aspirație. Geometria complexă a acestui cot generează neuniformități semnificative în câmpul hidrodinamic amonte de rotorul principal,[49] [50] [79] [116]. La debite mari de funcționare acest cot generează două vârtejuri cavitaționale contrarotative în spatele arborelui. Aceste vârtejuri sunt transportate și ingerate de rotorul pompei. Consecința majoră a acestor fenomene hidrodinamice asupra funcționării pompei de acumulare o reprezintă dezvoltarea fenomenului de cavitație. Prezența fenomenului de cavitație generează la rândul lui diminuarea performanțelor energetice ale pompei, vibrații și zgomot, erodarea și chiar ruperea unor bucăți de material din paleta rotorică.

Cazul test al acestei cercetări este reprezentat de pompa de acumulare PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia, stație de pompare existentă în sistemul hidroenergetic românesc. În cadrul unui contract de cercetare, în colaborarea cu, colectivul nostru, Dl.Prof. Anton A. de la UTCB a efectuat campanii de măsurători in situ cu scopul de a determina performanțele energetice reale în funcționare ale pompelor din SP Jidoaia, Anton A. [11] [12]. În urma prelucrării datelor măsurate s-a constatat că pompele nu ating performanțele energetice de catalog, ba mai mult prezintă domenii de debite de exploatare diferite cu parametrii diferiți (randament, putere absorbită). De asemenea rotoarele pompelor prezentau eroziuni de material și chiar ruperi ale paletelor, acestea fiind efectele dezvoltării fenomenului de cavitație peste limitele acceptate tehnic.

Pentru îmbunătățirea comportamentului cavitațional și a performanțelor energetice ale rotoarelor pompelor de acumulare PRO 10-195 din SP Jidoaia, au fost îndeplinite mai multe obiective, dintre care cele mai importante sunt:

- Analiza experimentală și numerică a soluției constructive de rotor model existent în SP Jidoaia și reproducerea cât mai fidelă a traseului hidraulic al pompei PRO 10-195.
- Proiectarea, realizarea și investigarea experimentală a unor soluții inovative de îmbunătățire a performanțelor energetice și a comportamentului cavitațional al rotorului existent, prin reproiectarea rotorului cu metoda inversă de proiectare și prin utilizarea unui anterotor, rotor impulsor, în fața rotorului principal [13] [112].

Activitatea de cercetare științifică din cadrul tezei de doctorat a început prin proiectarea și realizarea standului experimental de laborator destinat încercării pompelor centrifuge. Standul experimental este complex din inox pentru a permite investigații experimentale speciale aplicate pompelor centrifuge. Este dotat cu

echipamente de măsură destinate determinărilor experimentale globale dar și speciale. De asemenea standul proiectat este dotat cu un sistem automat de achiziție de date comandat de un PC. Motorul electric care angrenează pompele ce se doresc a fi încercate, are o putere electrică de 37 KW și este comandat prin intermediul unui convertizor de turație care permite reglarea turației la arbore într-un interval de 500-3000rpm. Limitele hidraulice ale standul experimental permit investigarea pompelor centrifuge pe un domeniu larg de debite cuprins între 0-45 l/s cu înălțimi de pompare care depășesc valoarea de 55 m la turație constantă de 3000 rpm. Domeniul de puteri absorbite 0-37 KW permite încercarea mai multor soluții constructive de pompe centrifuge. Stațiunea este ușor manevrabilă ceea ce permite efectuarea unui mare număr de determinări experimentale într-un timp relativ scurt. Suprapunerea curbelor obținute cu sistemul de achiziție de date, sistem care echipează noul stand experimental, peste curbele obținute anterior în colectivul nostru, relevă buna funcționare a aparatelor de măsură, a sistemului de achiziție de date și a circuitului hidraulic al standului experimental.

A doua etapă a cercetării a fost realizarea și testarea rotorului model al pompei PRO 10-195 care echipează SP Jidoaia. Pe baza desenelor de execuție al rotorului prototip instalat în pompa nr.2, s-a reconstruit geometria rotorului la scara 1:1. O dată reconstruit rotorului la scara 1:1, acesta a fost modelat la o scară geometrică favorabilă de 1:5.7, cu scopul de a fi testat (energetic, cavitațional și dinamic) într-o carcasă de pompă centrifugă existentă în Laboratorul de Pompe UPT.

Înălțimea de pompare a rotorului model determinată experimental atinge la debite mici de funcționare (0-25 l/s) o valoare de peste 50 m; la debitul optim de funcționare $Q_n=33.5$ l/s, reușind o înălțime de pompare de cca. 45 m. Randamentul rotorului model, la debitul nominal de funcționare ($Q_n=33.5$ l/s), atinge o valoare de 73% la o putere absorbită de 20 kW. Punctul optim de funcționare se regăsește la un debit cu 10% mai mare decât debitul nominal de funcționare, unde $Q_{opt}=36.8$ l/s $> Q_n=33.5$ l/s. Aici randamentul total atinge valoarea de 75% la o înălțime de pompare de 43 m și o putere absorbită de 20.5 KW.

Din punct de vedere cavitațional, curba de sensibilitate la cavitație la încercarea rotorului model de pompă de la SP Jidoaia (NPSHc), indică prezența fenomenului de cavitație la debite mai mari decât debitul nominal, acolo unde $Q > 33$ l/s și valoarea parametrului NPSHc este de 3.2 m. Funcționarea fără cavitație se regăsește la debite cuprinse între 0-33 l/s, curba parametrului NPSHc situându-se sub curba disponibilă a standului NPSHd.

Analiza experimentală globală a funcționării rotorului model în pompa echipată cu cotul de la aspirație, relevă faptul că prezența cotului nu aduce modificări majore performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului model. Cuantificarea modificărilor generate de prezența cotului este imposibilă deoarece acestea se regăsesc în limitele echipamentelor de măsură. Valorile performanțelor energetice transpuse de la model la prototip se regăsesc în banda de erori de măsurare. Înălțimea de pompare maximă transpusă este de 203 m la debitul de 1 m³/s; însă la debitul optim de funcționare de 4.2 m³/s comparativ cu, curba de catalog a pompei PRO 10-195 și a datelor măsurate in situ, înălțimea de pompare transpusă are valoarea de 178 m idem cu valoarea măsurată in situ și cu 9% mai mică față de curba de catalog.

Puterea absorbită transpusă la debitul nominal se înscrie în domeniul de exploatare al pompei industriale, valorile acesteia suprapunându-se peste valorile determinate in situ ($P_{abs}=8.4$ MW). Randamentul transpus de la model la prototip la debitul optim este de 87% idem și de randamentului măsurat in situ și cu 2 procente mai mic decât randamentul din curba de catalog de, 89%.

Din punct de vedere cavitațional se observă, că prezența cotului de la aspirație are la debite mici o influență majoră asupra curbei de sensibilitate la cavitație, existând o rezervă de presiune mai mare cu aprox. 25%. Prezența cotului de la aspirație induce un comportament cavitațional asemănător cu cel obținut în lipsa acestuia încă din vecinătatea debitului nominal de funcționare. Astfel, în vecinătatea debitului nominal de funcționare, unde $Q_n = 33.5$ l/s, valoarea parametrului NPSHc este de 3.2 m. Peste debitul nominal de funcționare, valorile care definesc curba NPSHc depășesc valorile curbei disponibile a standului NPSHd, indicând o funcționare în regimuri cavitaționale dezvoltate.

O alta etapă din partea experimentală a constat în măsurarea pierderii de presiune pe cot și a pulsațiilor de presiune pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație. Măsurătorile sau realizat cu ajutorul a doi traductori de presiune piezorezistivi pentru un număr de nouă regimuri de funcționare, de la 0.5, 0.6...1.3 din debitul nominal de funcționare Q_n . După mai multe seturi de măsurători s-a ajuns la concluzia că la funcționarea până la debite de $1.2Q_n$ există o repetabilitate a măsurătorilor atât în valoarea presiunii medii cât și a transformatei Fourier FFT.

Din achiziționarea semnalelor de presiune nestaționară s-a evaluat în primă fază căderea de presiune pe tronsonul de aspirație al pompei model. Astfel s-a calculat coeficientul de pierderi hidraulice în cotul de la aspirație al pompelor cu dublu flux. Valorile coeficientului de pierderi hidraulice se încadrează în limitele 0.5...1.3, limite regăsite în literatură pentru un cot de 90° cu diametru constant. Aceste similități conduc la supoziția că, deși această cameră de aspirație simetrică prezintă o geometrie complexă, geometria interioară a acestuia a fost special profilată pentru a realiza de la o anumită valoare a numărului Reynolds ($Re = 3.2 \times 10^4$ pentru acest caz), valori acceptabile ale coeficientului de pierderi hidraulice.

Din analiza preliminară pulsațiilor de presiune (spectrul FFT) s-au identificat, pentru acest caz, frecvențele fenomenelor care apar în curgere. Astfel la frecvența de 50 Hz, cu amplitudinea asociată, se regăsește frecvența fundamentală a de rotație a rotorului, armonicile superioare regăsindu-se la frecvențe multiple de 50 Hz. În primă fază, neidentificate sunt frecvențele care se regăsesc în funcție de debit, în intervalul 0...50 Hz. După o analiză calitativă a câmpului hidrodinamic, s-a constatat că aceste frecvențe aparțin instabilităților generate de cotul de la aspirație.

Pentru cuantificarea instabilităților generate de cotul de la aspirație, cu frecvențe cuprinse între 0...50 Hz, semnalele pulsațiilor de presiune au fost filtrate cu un filtru trece jos și reeșantionate la pas constant de timp. O dată realizată reconstrucția semnalului la pas constant de timp, s-au determinat amplitudinile echivalente și frecvențele dominante ale acestor instabilități. Amplitudinea cea mai ridicată a pulsațiilor de presiune are valoarea de 4.5 KPa la frecvența de aprox. 20 Hz, se regăsește la cel mai mic debit investigat ($0.5Q_n$), acesta fiind totodată și cel mai nefavorabil regim de funcționare. În jurul debitului nominal de funcționare, $0.8Q_n$... $1.1Q_n$, amplitudinile au valori similare ceea ce indică o stabilizare a curgerii în zona cotului de la aspirație. Peste debitul de $1.1Q_n$ există o mică creștere a amplitudinii în limita a 9% pentru restul domeniului de debite investigate.

De asemenea frecvențele asociate instabilităților induse de cotul de la aspirație, instabilități sub forma vârtejurilor cavitaționale contrarotative, scad o dată cu creșterea debitului de funcționare., de la valoarea maxima de aprox. 29 Hz la $0.5Q_n$ la 13 Hz la $1.3Q_n$ -cel mai mare debit investigat.

Descompunerea semnalelor de presiune reconstruite au evidențiat că, componenta piston a curgerii din traseul hidraulic al rotorului model este cea dominantă, în detrimentul celei rotative care prezintă valori mici și este neglijabilă.

Simularea numerică a curgerii 3D staționară turbulentă în traseul hidraulic al pompei de acumulare model, a scos în evidență structura complexă a câmpului hidrodinamic amonte de rotor. Pentru cuplarea domeniilor 3D de analiză s-a folosit un algoritm de cuplare, denumit „mixing interface”, [88].

Se remarcă structura neuniformă a câmpul hidrodinamic de pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație, prezentând variații pronunțate ale coeficienților componentelor vitezei pe toate cele trei secțiuni investigate. Variația coeficienților componentelor de viteză pe cele trei secțiuni este similară pentru toate debitele investigate însă prezintă domenii diferite ale valorilor coeficienților componentelor de viteză. Variația cea mai pronunțată, o are coeficientul componente tangențiale de viteză. Prezența mai multor vârtejuri contra-rotative pe suprafața de ieșire a cotului de la aspirație indică un câmp de curgere neuniform amonte de rotorul pompei. Variația pe cele trei secțiuni a unghiului relativ de curgere β , indică modificarea continuă a valorii acestui unghi în timpul unei mișcări de revoluție a rotorului. Aceasta provoacă o variație continuă a valorii unghiului de incidență. Neuniformitățile din câmpul hidrodinamic de pe suprafața de ieșire a cotului sunt generate de geometria complexă a acestuia.

Prezența vârtejurilor cavitaționale generate de cotul de la aspirație la funcționarea cu debite mai mari decât debitul nominal au fost surprinse și evidențiate prin suprafețe de iso-presiune și linii de curgere și în simularea numerică a curgerii 3D staționară vâscoasă în cotul de la aspirație.

Comparația performanțelor energetice obținute numeric cu cele obținute experimental, realizată cu scopul validării rezultatelor numerice, a permis pentru acest caz, cuantificarea incertitudinilor induse de algoritmul de cuplare a curgerii. În cazul înălțimii de pompare incertitudinea este de 15% iar pentru randamentul hidraulic, determinat cu ajutorul relațiilor statistice prin eliminarea randamentului mecanic și a celui volumic, valoarea incertitudinii este de 3%. Discrepanțele apărute sunt cauzate de acest algoritm de cuplare care utilizează valori mediate circumferențial ale profilelor de viteze și presiuni, eliminând/mixing/amestecând astfel dărele hidrodinamice și orice ale neuniformități circumferențiale generate în curgere. Eliminarea neuniformităților a condus în final la minimalizarea pierderilor hidraulice și supraaprecierea presiunii totale obținute numeric.

Din punct de vedere cavitațional, din prelucrarea datelor numerice s-au evidențiat zonele de pe paleta rotorică cu valori ale parametrului NPSHc cele mai ridicate. Valorile ridicate ale parametrului NPSHc indică zonele paletelor rotorice unde presiune statică este cea mai scăzută. Poziționarea pe intradosul și extradadosul paletei rotorice a zonelor cu presiunii statice scăzute, indica suprafețele în care riscul apariției și dezvoltării fenomenului de cavitație este cel mai ridicat.

Proiectarea și testare de soluții inovative în cazul pompelor de acumulare cu scopul de a le îmbunătăți performanțele energetice și cavitaționale a constituit o alta etapă a cercetării. Pentru îmbunătățirea comportamentului cavitațional al pompei s-a instalat un impulsor în fața rotorului principal și s-au determinat experimental performanțele energetice și cavitaționale ale acestuia; în timp ce pentru îmbunătățirea performanțelor energetice și în același timp și a comportamentului cavitațional s-a recurs la proiectarea unui nou rotor prevăzut cu impulsor.

Din punct de vedere energetic, înălțimea de pompare a noului rotor prototip este mai mare cu aprox. 10% decât cea a rotorului prototip original pe întreg domeniul de exploatare al acestuia, atât la funcționarea cu impulsor cât și fără. De asemenea se observă că înălțimea de pompare a rotorului reproiectat prototip depășește în limita a 3% înălțimea de pompare de catalog a pompei PRO 10 195.

Rotorul re-proiectat prezintă un randament mai mare cu aprox. 2% decât rotorul prototip existent, în ambele cazuri de funcționare investigate. Așa cum s-a menționat anterior, rotorul re-proiectat are valori ale randamentului similare cu cele de catalog, valoarea maximă a randamentului total fiind de 90% la debitul nominal de funcționare.

Îmbunătățirile energetice prin creșterea înălțimii de pompare și a randamentului aduse de noul rotor proiectat cu impulsor au condus la un consum de energie mai ridicat. Puterea absorbită de noul rotor prototip atinge la debitul nominal de funcționare al rotorului existent în centrală valoarea de 10 MW, atât la funcționarea cu impulsor cât și fără. Aici, puterea absorbită de noul rotor prototip este mai mare cu 15% decât curba determinată in situ și cu 8% mai mare decât curba de catalog. Chiar și la debitul de proiectare al noului rotor, $Q_p = 1.2 Q_n$ *rotor originar, puterea maximă absorbită este de 10.4 MW, valoare care se înscrie în domeniul de exploatare al motorului electric care angrenează pompa prototip din stația de pompare Jidoaia ($P_{maxME} = 10.5$ MW)

Din punct de vedere cavitațional, curbele de sensibilitate la cavitație sunt comparate pentru modele deoarece nu există relații de transpunere de la model la prototip. În cazul funcționării fără impulsor și la debite mici rotorul re-proiectat prezintă un comportament cavitațional asemănător cu cel al rotorului existent. O dată cu creșterea debitului, comportamentul rotorului re-proiectat se înrăutățește datorită absenței impulsorului prevăzut la proiectare.

Pentru ambele soluții constructive de rotor se observă că, includerea impulsorului în fața rotoarelor model îmbunătățește semnificativ comportamentul cavitațional ale acestora. Prezența impulsorului extinde domeniul de debite de funcționare fără cavitație cu 23% pentru rotorul originar și cu aprox. 26% pentru rotorul nou, re-proiectat cu impulsor. Scopul proiectării noului rotor prevăzut cu impulsor este de a îmbunătăți performanțele energetice ale soluției originare în timp ce impulsorul protejează rotorul principal de efectele nedorite ale fenomenului de cavitație.

Instalarea impulsorului în fața rotorului de la SP Jidoaia, va îmbunătăți comportamentul cavitațional al rotorului. Îmbunătățirea comportamentului cavitațional va conduce la reducerea costurilor de exploatare și întreținere a pompelor care echipează SP Jidoaia. Această îmbunătățire conduce și la o exploatarea mai extinsă a volumului lacului de la SP Jidoaia, adică la pomparea unui volum mai mare de apă datorită modificării cotei minime a lacului din spatele barajului stației de pompare Jidoaia.

8.2. Contribuții originale

1. Contribuții la proiectarea (calcul hidraulic, întocmirea documentației de execuție), realizarea și dezvoltarea noului stand experimental destinat încercărilor globale și speciale aplicate pompelor centrifuge;
2. Calibrarea echipamentelor de măsură instalate și efectuarea testelor preliminare cu rotorul etalon pentru stabilirea domeniului de analiza pentru mărimile investigate împreună cu determinarea incertitudinilor aferente acestor mărimi;
3. Proiectarea și implementarea tronsonului de la aspirație (cotul de la aspirație) specific pompelor centrifuge de acumulare cu dublu flux pe standul experimental;
4. Evaluarea experimentală a influenței cotului de la aspirația pompelor de acumulare asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale rotoarelor pe

- întreg domeniul de operare și determinarea coeficientului de pierderi hidraulice în camera de aspirație;
5. Vizualizarea pe standul experimental a vârtejurilor contrarotative generate de tronsonul de la aspirație (cotul) și evaluarea cantitativă a nestaționarității câmpului hidrodinamic de la intrarea în rotoarele pompelor de acumulare. Astfel, am discriminat contribuția vârtejurilor contrarotative în spectrul Fourier și am cuantificat contribuția acestora în amplitudinea echivalentă și frecvența fundamentală pentru fiecare regim investigat. În consecință, am determinat tendințele de evoluție a celor două mărimi care cuantifică nestaționaritatea generată de tronsonul de aspirație pentru întreg domeniul de operare;
 6. Determinarea prin simularea numerică a curgerii tridimensionale turbulente a structurii câmpului hidrodinamic generat de tronsonul de la aspirație amonte de rotor și identificarea vârtejurilor contrarotative vizualizate pe standul experimental;
 7. Cuantificarea incertitudinilor algoritmului "mixing interface" la cuplare curgerii absolute tridimensionale staționare din tronson de aspirație cu cea tridimensională relativă staționară din rotor pentru situații în care există variații semnificative ale componentei tangențiale a vitezei, prin compararea rezultatelor numerice cu datele experimentale.
 8. Instalarea și testarea experimentală în laborator a soluției impulsor-rotor și determinarea cantitativă a îmbunătățirii comportamentului cavitațional față de soluția doar cu rotor pentru întreg domeniul de operare;
 9. Proiectarea unui nou rotor prototip în două variante (cu paletaj lung respectiv paletaj lung și scurt) prevăzut cu impulsor la aspirație și alegerea variantei cu performanțele energetice și cavitaționale cele mai bune obținute prin simularea numerică tridimensională turbulentă. Implementarea noului rotor model pe standul experimental și determinarea cantitativă a îmbunătățirii performanțelor energetice în raport cu rotorul existent.

8.3. Perspective

Pentru continuarea cercetărilor se propun următoarele direcții de cercetare:

- Extinderea investigațiilor asupra câmpului hidrodinamic generat de tronsonul de aspirație la intrarea în pompă prin măsurarea neinvazivă a componentelor vitezei cu sistem LDV. Utilizarea acestor date pentru cuantificarea erorilor rezultatelor numerice față de datele experimentale la nivel de câmpului de viteză. Determinarea experimentală a limitelor de variație în timp a unghiului curentului la intrarea în rotor se așteaptă să conducă la noi soluții pentru îmbunătățirea comportamentului cavitațional;
- Determinarea cu un grad mai mare de precizie a performanțelor energetice și cavitaționale prin simularea numerică a curgerii implică utilizarea algoritmului nestaționar de cuplare dintre tronsonul de aspirație și rotor în loc de algoritmul "mixing interface" utilizat în cadrul tezei. Ca urmare, se preconizează o îmbunătățire a preciziei rezultatelor cu peste 10% dar având ca și preț o creștere cu peste un ordin de mărime a timpilor de rulare și prelucrare a datelor precum și a volumului de stocare. Totuși, în acest caz se va putea evalua numeric și neuniformitatea nestaționară generată de cot validându-se rezultatele obținute cu datele experimentale.

Bibliografie

- [1] * Fluent 6.3, 2001, User Guide, New Hampshire, Lebanon
- [2] ** Gambit 2.4, 2001, User Guide, New Hampshire, Lebanon
- [3] *** KISTLER, Manual. 2005. User Guide
- [4] ****BSA 4.10, 2006, User Guide
- [5] Addison, H., 1980, Centrifugal pumps, 3rd Edition, Trade and Tehnical Press, Morden, Surrez, Marea Britanie.
- [6] Addison, H., 1966, Centrifugal and other rotodynamic pumps, 3rd edition, Chapman&Hall, Londra.
- [7] Adkins, D.R., Brennen, C.E., 1988, Analyses of hydrodynamic radial forces on centrifugal pump impellers, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.110, pp.20-28
- [8] Akhras A.,Hajem M.E.,Marel R., Champagne J.Y., 2000, The internal flow investigation of a centrifugal pump,
- [9] Anton, I., 1984 și 1985, Cavitația, Vol. I și II, Editura Academiei Române, București
- [10] Anton, I., 1954, Sarcina maximă de aspirație la pompe. Curbe caracteristice de cavitație, Studii și cercetări științifice, Baza Academiei, Tom IV, nr. 1-2, Timișoara
- [11] Anton A., 2010, In situ performance curves measurements of large pumps, IOP Conference Series Earth Enviroment Science, paper 12 012090
- [12] Anton A., Contract de cercetare nr. / , Raport faza I, 2006
- [13] Anton, L.E., 1994, Îmbunătățirea caracteristicilor cavitaționale la pompele cu impulsor, Teză de doctorat, Timișoara
- [14] Anton, L.E., Baya, A., 2002, Mecanica fluidelor, mașini hidraulice și acționări, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara
- [15] Anton, L.e., Stuparu, A., Baya, A., 2008, Numerical and experimental investigation of the flow into an inducer, Buletinul Științific al Universității Politehnica din Timișoara, secția Mecanică, Tomul 53(67), Număr special, Proceedings of the International Conference on Hydraulic Machinery and Equipements HME, pp. 227-232
- [16] Anton, L.E., Baya, A., Susan-Resiga, R., Bernard, S., Muntean, S., Stuparu, A., 2003, Numerical and experimental investigation of the flow in the pipe elbow, Proceedings of the Workshop on Numerical methods in fluid mechanics and Fluent applications, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, pp.18-194
- [17] Anton, L.E., Miloș, T., 2002, Pompe centrifuge cu impulsor, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara
- [18] Ancușa, V., 1980 Mecanica fluidelor și mașini hidraulice, Vol.I și II, Lito U.P.T, Timișoara
- [19] Ashihara, K., Goto, A., 2001, Turbomachinery blade designd using 3-D inverse deign method, CFD and optimization algorithm, Proceedings of ASME TURBO EXPO, New Orleans, Louisiana
- [20] Baya, A., Anton, L.E., Miloș, T., Stuparu, A., 2004, Achiziții și prelucrări de date în timp real pentru experimente de hidromecanică, A 2a Conferință a Hidroenergeticienilor din Romania, Vol. II, București, pp. 351-361
- [21] Baya, A., Anton, L.E., Stuparu, A., 2006, Aplicarea metodei termodinamice pentru determinarea randamentului turbinelor hidraulice, a 4a Conferință a Hidroenergeticienilor din Romania, Vol. II, București, pp. 355-364
- [22] Bărglazan, M., 1992, Măsurări hidraulice și pneumatice, Curs pentru uzul studenților, Editura Politehnica Timișoara, Romania.

- [23] Blanco-Marigorta, E., 2000, Numerical simulation in a centrifugal pump with impeller-volute interaction, proceeding of ASME FEDSM'00, Boston, Massachusetts
- [24] Bois, G., 2006, Introduction to design and analysis of high speed pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 1, Franța
- [25] Borges, J.E., 1993, "A Proposed Through-Flow Inverse Method for the Design of Mixed-Flow Pumps", International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 17, pp. 1097-1114.
- [26] Brennen, C.E., 1994, Hydrodynamics of pump, Oxford University Press CETI Inc.
- [27] Bosioc, A., 2011, Controlul curgerii cu rotație în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, Timișoara, Romania
- [28] Bross, S., Fritz, J., 2006, Industrial demands on flow modeling, Conference on Modelling Fluid Flow CMFF'06, The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary
- [29] Bruel & Kjaer , 1975, Frequencz Response Methods, in Tehnical Review – To advance tehniques in acoustical, electrical and mechanical measurement, No.4-1975, Naerum, Danemarca.
- [30] Bruel & Kjaer , 1978, Digital Filters and FFT Tehniques, in Tehnical Review – To advance tehniques in acoustical, electrical and mechanical measurement, No.1-1978, Naerum, Danemarca.
- [31] Bruel & Kjaer , 1979, Discrete Fourier Transform and FFT Analyzer, in Tehnical Review – To advance tehniques in acoustical, electrical and mechanical measurement, No.1-1979, Naerum, Danemarca.
- [32] Bruel & Kjaer , 1980, FFT Yoom, in Tehnical Review – To advance tehniques in acoustical, electrical and mechanical measurement, No.2-1980, Naerum, Danemarca.
- [33] Crampes, C., Moreaux, M., 2009, „Pump storage and energy saving”, TSE Working Paper 09-073, Toulouse School of Economics
- [34] Chu, S., Dong, R., Katz, J., 1995, Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump.Part B-Effects of blade-tongue interactions, Transaction of the ASME, Journal of Turbomachynery, Vol.117, pp.30-35
- [35] Delannoy, Y., Kueny, J., 1990, Two phase flow approach in unsteady cavitation modeling, Cavitation and Multiphase Flow Forum,ASME'90, Vol. 98, Toronto
- [36] Detlev, L.W., Unsteady pressure and velocity measurements in pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 4, Franța, 2006
- [37] Detlev, L.W., 2006, PIV measurements in pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 5, Franța
- [38] Documentație grafică S.P. Jidoaia
- [39] Dong, R., Chu, S., Katz, J., 1997, Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, presuure fluctuation and noise in a centrifugal pump , Transaction of the ASME, Journal of Turbomachynery, Vol.119, pp.506-515,
- [40] Dunca, G., 2010, Contribuții privind interacțiunea dintre rotorul și statorul unei pompe centrifuge multietajate, Teză de doctorat, București.
- [41] Dunca, G., Muntean, S., Isbășoiu, E.C., 2010, 3D numerical analysis of the impeller-stator interaction into a storage pump, Buletin științific, seria D, volumul 72, Partea 1, Universitatea politehnica București
- [42] Dupont, P., Avellan, F., 1991, Numerical computation of leading edge cavity, Cavitation '91, ASME Summer Annual Meeting, Portland, Oregon, USA
- [43] Franc, J.P., 2006, Physics and control of cavitation, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 2, Franța

- [44] Friedrichs, J., Kosyna, G., 2002, Rotating cavitation in a centrifugal pump impeller of specific speed, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.124, pp.356-362
- [45] Frobenius, M., Schilling, R., Friedrich, J., Kosyna, G., 2002, Numerical and experimental investigations of the cavitating flow in a centrifugal pump impeller, Proceedings of FEDSM'02, 2002 ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting, Montreal, Quebec, Canada
- [46] Furst, R., Desclaux, I., 1989, A simple procedure for prediction of NPSH required by inducers, The Third Joint ASCE/ASME, Mechanics Conference University of California, San Diego La Jolla, California
- [47] Gârlășu, Ș., Popp, C., Ionel, S., 1982, Introducere în analiza spectrală și de corelație, Editura Facla, Timișoara, Romania.
- [48] Gînga, G., Stuparu, A., Bosioc, A., Anton, L.E., Muntean, S., 2011, 3D Numerical simulation of the flow into the suction elbow and impeller of a storage pump, Proc. of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Belgrade, Serbia, pp. 151-160.
- [49] Gînga, G., Anton, L.E., Muntean, S., 2011, Numerical Investigation of the Non-Uniformity Generated by the Suction Elbow of a Storage Pump, in Proceedings of the 5th International Conference on Energy and Environment, CIEM2011, S7-12, București, Romania
- [50] Gînga, G., Anton, L.E., Baya, A., Muntean, S., 2012, Numerical Investigations of the 3D Flow in the Suction Elbow and Impeller of a Storage Pump, Buletinul Științific al Universității Politehnica din București, Seria D, Vol. 74, Nr. 1, pp.43-50
- [51] Gînga, G., Stanciu, I.R., Muntean, S., Baya, A., Anton, L.E., 2012, 3D Numerical Flow Analysis and Experimental Validation into Model Impeller of a Storage Pump, Proceeding of Conference on Modeling Fluid Flow CMFF'12, Budapesta, Ungaria
- [52] Goldstein, R., 1983, Fluid Mechanics measurements, Hemisphere Publishing Corporation
- [53] Gonzales, J., Fernandez, J., Blanco, E., Santalaria, C., 2002, Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.124, pp.348-355,
- [54] Gopalakrishnan, S., Pump research and development: past, present and future-an american perspective, 1999, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering Vol.121, pp.237-246
- [55] Goto, A., Nohmi, M., Sakurai, T., Sogawa, Z., 2002, Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD and inverse design method, Journal of Fluid Engineering, Vol.124, pp.329-335
- [56] Greitzer, E.M., 1981, The stability of pumping Systems, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.103, pp.193-242
- [57] Gulich, J.F., 2008, Centrifugal Pumps, Springer, 1st edition, Berlin, Germany.
- [58] Gulich, J.F., 2003, Effect of Reynolds-number and surface roughness on the efficiency of centrifugal pumps, ASME Journal of Fluid Mechanics 125(2003)4, pp. 670-679
- [59] Gyulai, F., 1988, Pompe, ventilatoare, compresoare, Vol. I și II, Lito Universitatea Politehnica Timisoara
- [60] Hergt, P.H., 1999, Pump research and development: past, present and future, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.121, pp.248-253
- [61] Hirschi, R., Dupont, Ph., Avellan, F., Favre, J.-N., Guelich J.-F., Parkinson, E., 1998, Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation: numerical predictions compared with model tests, Journal of Fluid Engineering,

Vol.120, pp. 705-711

- [62] Hofmann, M., Stoffel, B., Coutier-Delgosha, O., Fortes-Patella, R., Reboud, J.L., 2001, Experimental and numerical studies on a centrifugal pump with 2D curved blades in cavitating conditions, CAV 2001:session B7.005
- [63] International Electrotechnical Commission, 1999, Hydraulic turbines, storage pumps and pumps-turbines-Model acceptance tests, Second Edition, IEC 60193.
- [64] Idelcik I.E., 1984, Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice, Editura Tehnică București
- [65] Ionel, I., 1986, Pumps and pumping, Elsevier Amsterdam, Oxford, New York, Tokyo
- [66] Jacob, T., 1993, Evaluation sur modeles et prediction de la stabilite de fonctionnement des turbines Francis, Elveția.
- [67] Jacob, T., Prenat, J.E., 1993, Francis turbine surge: discussion and data base, in Procc. Of the 18th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, pp. 855-864.
- [68] Kader, B., 1981, Temperature and concentration profiles in fullz turbulent boundary layers, International Journal of Heat Mass Transfer, 24(9), pp. 1541-1544
- [69] Karassik, I.J., Carter, R., 1960, Centrifugal pumps, F.W. Dodge Corporation, New York
- [70] Karassik, I.J., Kritsch, W.C., Frasser, W.H., Massina, J.P., 1985, Pump handbook, 2nd Edition, McGraw-Hill, New York
- [71] Kaupert, K.A., Staubli, T., 1999, The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller. Part 1: Influence of the volute, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.121, pp.621-626
- [72] Keck, H., Sick, M., 2008, Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines, Acta Mech., pp. 211-229
- [73] Kelecy, F., 2006, Best practice for rotating machinery, Fluent Inc.
- [74] Kubota, A., Kato, H., Yamaguchi, H., 1992, A new modelling of cavitating flow: a numerical study of unsteady cavitation on a hydrofoil section, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 240, pp. 56-96
- [75] Lamb, M., 1895, Hydodynamics, University Press, Cambridge
- [76] Lebanoff, V.S., Ross, R.R., 1992, Centrifugal pumps: design and application, 2nd Edition, Publishing House Butterworth-Heinernann, Woburn, Massachusettts, USA
- [77] Lemonier, H., Rowe, A., 1992, Another approach in modelling cavitating flows, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 195, pp.557-580
- [78] Li, W.-G., 2011, Inverse design of impeller blade of centrifugal pump with a singularity method, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, Vol. 5, Nr.2, pp.119-128, ISSN 1995-6665
- [79] Ludke, A., 2004, Centrifugal process compressors – radial vs. tangential suction nozzles, ASME Lucreare 85-GT-80
- [80] Menter, F.R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Aplications. AIAA Journal, 32(8):1598-1605, August 1994.
- [81] Miloș, T., 2009, Pompe și ventilatoare centrifuge și axiale, Editura Politehnica Timișoara
- [82] Miloș, T., 2001, Computer aided design optimization of the centrifugal pump impeller, Proceedings of the Workshop on Numerical Simulation for Fluid Mechanics and Magnetic Liquids, Ed. Orizonturi Universitare, pp. 69-78, Timișoara, România
- [83] Miloș, T., Anton, L.E., 2000, Prediction of the cavitation curves, NPSHi, for an axial flow inducer, Prima Conferință a Hidroenergeticienilor din România, Ed. Universitatea Politehnica București, pp. 423-432

- [84] Miloş. T., Baya, A., Anton, L.E., Stuparu, A., 2003, Experimental investigation and optimization of a pumping station operating using variable speed approach, Proceedings of the International Conference on CSHS03-Belgrad, Serbia, pp. 254-260
- [85] Miloş. T., Baya, A., Muntean, S., Stuparu, A., Resiga, R., 2006, Automated procedure for design and 3D numerical analysis of the flow through impellers, 2nd Workshop on Vortex Dominated Flows Bucuresti, Buletinul Scientific Bulletin of Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Număr Special, pp. 23-30
- [86] Moisă, I.G., Stuparu, A., Muntean, S., Anton, L.E., Muntean, S., Susan-Resiga, R.F., 2011, Inverse design of a pump inducer and performance evaluation with 3D flow simulation, Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, pp.151-160, Belgrade, Serbia
- [87] Moisă, I.G., Gînga, G., Muntean, S., Susan-Resiga, R.F., 2012, Inverse Design and 3D Numerical Analysis of the Inducer for Storage Pump Impeller, Proceedings of Conference on Modeling Fluid Flow CMFF'12, Budapesta, Ungaria.
- [88] Muntean, S., Resiga, R., Anton, I., 2004, Mixing interface algorithm for 3D turbulent flow of the GAMM Francis turbine, Modelling Fluid Flow - The State of the Art, Vad, J., Lajos, T., Schilling, R. (Eds), Springer-Verlag, pp. 359-372
- [89] Ohashi, H., Tsujimoto, Y., 1999, Pump research and development: past, present and future-japanese perspective, Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.121, pp.254-258,
- [90] Pavesi G., Cavazzini G., Dupont P., Coudert S., Caigaert G., Bois G., Ardizzone G., 2006, Analysis of rotor-stator interactions effects within the vaned diffuser of a radial flow pump, 23rd IAHR Symposium, Yokohama, Japonia
- [91] Pendersen, N., Larsen, P.S., Jacobsen, C.B., 2003, Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions. Part 1: Particle image velocimetry (PIV) and Laser Doppler velocimetry (LDV) measurements, Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.125, pp.61-72
- [92] Popa, O., 2007, Mecanica Fluidelor, Vol. I și II, Editura Tempus Timișoara
- [93] Resiga, R., 2003, Mecanica Fluidelor numeric, Ed. Orizonturi Universitare Timișoara
- [94] Riley, K., Hobson, M., Bence, S., 1997, Mathematical methods for physics and engineering, Cambridge University Press.
- [95] Sallaberger, M., Sebestzen, A., 1999, Modern pump impeller design with consideration of non-uniform inlet flow fields, Proceedings of the 28th IAHR Congress Hydraulic Engineering for Sustainable Water Resources Management at the Turn of the Millennium, Graz, Austria
- [96] Sanks, R., 1998, Pumping station design, Butterworth-Heinemann, Boston, USA
- [97] Stuparu, A., 2009, Modelarea numerică și experimentală a curgerii în pompele centrifuge, Teză de doctorat, Editura Politehnica, Timișoara, România
- [98] Stuparu, A., Baya, A., Anton, L.E., 2005, The determination of the flow rate of a Kaplan turbine using the thermodynamic method, Sustainability for Humanity & Environment in the Extended Connection Field Science-Policy, Timișoara, vol. 2, pp. 187-190,
- [99] Stuparu, A., Baya, A., Anton, L.E., 2005, Thermodynamic method for pumps efficiency monitoring and flow rate estimation, and application to a multistage pump, Proceedings of the Conference for Young Professionals: Innovations in the Field of Water Supply, Sanitation and Water Quality Management, pp. 175-180,

București, România

- [100] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Anton, L.E., Baya, A., 2007, Numerical investigation of a storage pump at constant speed, in Proceedings of the 3rd German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, pp. 73-84, Timișoara, Romania
- [101] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Anton, L.E., Baya, A., 2007, Numerical analysis of pump hydrodynamics at constant speed, Scientific Bulletin of Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Special Issue, Tom 52(66), Fasc. 3, pp. 43-48
- [102] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Baya, A., Anton, L.E., 2006, Numerical investigation of the influence of the suction elbow on the inlet flow field of a storage pump, Scientific Bulletin of Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 51(65), Fasc. 3, pp. 31-36
- [103] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Baya, A., Anton, L.E., 2006, 3D numerical investigation of the flow in a centrifugal pump, Proceedings of the Romanian Fluent Users Meeting, Editura Printech, București, pp. 43-48
- [104] Stuparu, A., Muntean, S., Anton, L.E., Baya, A., 2008, 3D numerical investigation of flow through the centrifugal pump with double flux, in Proceedings of the 3rd Workshop on Vortex Dominated Flows, pp.75-80 Timișoara, Romania
- [105] Susan-Resiga, R.F., 1999, Elemente de mecanica fluidelor și tehnici de soluționare numerică, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara
- [106] Susan-Resiga R., Bernad S. and Muntean S. (eds.), 2007, Vortex Dominated Flows, Eurostampa Publishing House, Timișoara.
- [107] Susan-Resiga, R.F., Muntean, S., Bernad, S., Balint, D., Balint, I., 2003, Metode moderne de calcul paralel pentru simularea curgerii fluidelor, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara
- [108] Tamm A., Gugau M., Stoffel B., 2002, Experimental and 3D numerical analysis of the flow in turbomachines. Part I, Quanse 2002, International congress on quality assessment of numerical simulations in engineering, University of Concepcion, Chile
- [109] Tamm A., Gugau M., Stoffel B., 2002, Experimental and 3D numerical analysis of the flow in turbomachines. Part II, Quanse 2002, International Congress on Quality Assessment of Numerical Simulations in Engineering, University of Concepcion, Chile
- [110] Tamm A., Ludwig G., Stoffel B., 2001, Numerical, experimental and theoretical analysis of the individual efficiencies of a centrifugal pump, Proceedings of ASME FEDSM'01, 2001 ASME Fluid engineering division summer meeting, New Orleans, Louisiana, USA
- [111] Tănăsă, C., 2011, Flow-feedback pentru reducerea fluctuațiilor de presiune în difuzorul conic al turbinelor hidraulice, Timișoara, Romania.
- [112] Tsujimoto, Y., 2006, Cavitation instabilities in inducers, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 13, Franța
- [113] Tsujimoto, Y., Kamijo, K., Yoshida, Y., A theoretical analysis of rotating cavitation in inducers, 1993, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.115, pp.135-141
- [114] Tsujimoto, Y., Yoshida, Y., Meakawa, Y., Wanatabe, S., Hashimoto, T., 1997, Pump research and development: past, present and future-an american perspective, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.119, pp.775-781
- [115] Van den Braembusshe, R.A., 2006, Optimization of radial impeller geometry, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 13, Franța

- [116] Van den Braembusshe, R.A., 2006, Flow and loss mechanisms of centrifugal pumps, in Design and analysis of high speed pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT, Neuilly-sur-Seime, Franța, 2006, Paper 12, pp.12-1–12-26
- [117] Van Esch, B.P.M, 1997, Simulation of the three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps, Thesis University of Twente, Enchede
- [118] Van Os, M.J., Op de woerd, J.G.H., Jonker, J.B., 1997, A parametric study of the cavitation inception behavior of mixed-flow pump impeller using a three-dimensional potential flow model, The 1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Fedsm'97
- [119] Wu, C.-H., 1952, „A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types”, NACA Technical Note 2604.
- [120] Yang, M., Wang, F., Qu, L., Xiao, R., Xu, J., Li, D., 2008, Performance improvement of double suction centrifugal pump by using CFD, 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz de Iguassu, Brazilia
- [121] Yiu, K.F.C., Zanganeh, M., 2000, Three-Dimensional automatic optimization method for turbomachinery blade design, Journal of Propulsion and Power, Vol. 16, No. 6
- [122] Zanganeh, M., 1991, A compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades, International Journal of Numerical Methods in Fluids, Vol.13, pp. 559-624
- [123] Zanganeh, M., 1998, On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp.723-735
- [124] Wikipedia http://en.wikipedia.org/wiki/Pumped-storage_hydroelectricity

Curriculum vitae



Informații personale

Nume / Prenume	GÎNGA Gheorghică
Adresă	Com. Racovița Sat Sîrbova Nr. 139, Timiș
Telefon	+40723824010
E-mail	puiuginga@mh.mec.upt.ro puiuginga@gmail.com
Naționalitate	Română
Data nașterii	13.04.1985

Experiența profesională

Perioada	2009 – prezent (finalizare 30 septembrie 2012)
Funcția sau postul ocupat	Doctorand cu frecvență în cadrul programului POSDRU Inginer – cercetător asociat
Activități și responsabilități principale	Investigații experimentale și numerice în mașini hidraulice, proiectarea turbomașinilor
Numele și adresa angajatorului	Universitatea „Politehnica” Timișoara, Centrul Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe, Bv. Mihai Viteazu, nr. 1, RO 300222, Timișoara, Romania
Tipul activității sau sectorul de activitate	Inginerie Mecanică – Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice

Educație și formare

Perioada	2010-2011
Calificarea / diploma obținută	Certificare pentru Profesia Didactică / Certificat de Absolvire: Modul Psihopedagogic Nivelul II
Disciplinele principale studiate	Psihopedagogie, Didactică, Consiliere și orientare, Sociologie, Practica Pedagogică în Învățământul Universitar
Numele și tipul instituției de învățământ	Departamentul Pentru Pregătirea Personalului Didactic, Universitatea Politehnica din Timișoara

Perioada	2010
Calificarea / diploma obținută	Certificare pentru Profesia Didactică / Certificat de Absolvire: Modul Psihopedagogic Nivelul I
Disciplinele principale studiate	Psihologie, Pedagogie, Didactica, Practică Pedagogică în Invățământul Preuniversitar
Numele și tipul instituției de învățământ	Departamentul Pentru Pregătirea Personalului Didactic, Universitatea Politehnica din Timișoara
Perioada	2004-2009
Calificarea / diploma obținută	Diplomă: Inginer Diplomat
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Pompe și stații de pompare, Turbine hidraulice, Centrale hidroelectrice, Acționări hidraulice și pneumatice / Competențe specifice sectorului de cercetare-dezvoltare în domeniul Mașinilor și sistemelor hidraulice și pneumatice
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea Politehnica din Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea Mașini Hidraulice și Pneumatice
Perioada	1999-2004
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de Bacalaureat Atestat Tehnician Automatizări
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Științe reale / Cunoștințe teoretice și practice de electronică și automatizări
Numele și tipul instituției de învățământ	Colegiu Tehnic Gheorghe Asachi Botosani, specializarea Electronică și Automatizări
Limba maternă	Română
Limbi străine cunoscute	Engleză, Italiană
Competențe și aptitudini organizatorice	<ol style="list-style-type: none"> 1. Membrul al echipei de organizare a conferinței internaționale "25th IAHR Symposion on Hydraulic Machinery and Systems", Septembrie 2010 Timișoara, Romania 2. Membrul al echipei de organizare a workshop-urilor 5th GRoWTH-2009 și 7th GRoWTH-2011 (German – Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics), Timișoara, Romania

Competențe și aptitudini tehnice	<p>Investigații experimentale a curgerii în turbomașini (evaluarea performanțelor energetice și cavitaționale a turbomașinilor - pompe, turbine s.a.)</p> <p>Măsurarea și monitorizarea mărimilor hidraulice în timp real</p> <p>Hidromecanică, mecanică și prelucrări mecanice</p> <p>Calculul rețelelor de conducte (dimensionare)</p> <p>Simularea numerică a curgerii în turbomașini</p> <p>Proiectarea rotoarelor de turbomașini</p>
Competențe și aptitudini de utilizare a calculatorului	<p>Hardware/Software, MS Office</p> <p>Pachete științifice: FLUENT, Gambit, TURBOdesign-1, Autochad, MathCAD</p>
Contracte de cercetare naționale	<ol style="list-style-type: none"> 1. „Cercetări și Experimentări Privind Îmbunătățirea Performanțelor Energetice și Cavitaționale ale Pompelor PRO 10 - 195 de la Stația de Pompă Jidoaia – etapa a II-a”, Contract de cercetare nr. 113.03/05.11.2009; Director de proiect Prof.dr.ing. L.E. Anton (Universitatea Politehnica din Timișoara); Responsabil proiect Dr.ing. Sebastian Muntean CS1 (Academia Română-Filiala Timișoara); Beneficiar Hidroelectrică S.A.- Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea (Stația de pompă Jidoaia). 2. „Cercetări și Experimentări Privind Îmbunătățirea Performanțelor Energetice și Cavitaționale ale Pompelor PRO 10 - 195 de la Stația de Pompă Jidoaia – etapa a III-a”, Contract de cercetare nr. 175/30.12.2010; Director de proiect Prof.dr.ing. L.E. Anton (Universitatea Politehnica din Timișoara); Responsabil proiect Dr.ing. Sebastian Muntean CS1 (Academia Română-Filiala Timișoara); Beneficiar Hidroelectrică S.A.- Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea (Stația de pompă Jidoaia). 3. „Reproiectare instalație de golire aspirator CHE Turnu”, Contract de cercetare nr. 53-113/17.01-18.07.2011, Director de proiect Prof.dr.ing. L.E. Anton – Universitatea Politehnica din Timișoara, beneficiar Hidroelectrică S.A.- Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea (Centrala Hidroelectrică Turnu).

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

Ing. Gheorghiuță GÎNGA

1. Lucrări științifice publicate în reviste indexate ISI

[1] I.R. Stanciu, **Ghe. Gînga**, S. Muntean, L.E. Anton, „Low-speed-small-load direct torque control ripples filtering”, Proc. of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical sciences, Information science, Timisoara, Romania, ISSN: 1454-9069, vol. 13, nr.2, pp.125-132, Iunie .

2. Lucrări științifice publicate în reviste de specialitate indexate BDI

[1] I.R. Stanciu, **Ghe. Gînga**, S. Muntean, L.E. Anton, „A New Integrated Hydro-Units Test Rig for Experimental Investigations”, Scientific Bulletin of Politehnica University from Iași, Tom LVII (LXI), Fasc. 6/2011, pg.299-308, 2011 (INSPEC).
[2] **Ghe. Gînga**, L.E. Anton, Al. Baya, S. Muntean, „Numerical Investigations of the 3D Flow in the Suction Elbow and Impeller of a Storage Pump”, Scientific Bulletin of Politehnica University from Bucuresti, Bucuresti, Romania, ISSN 1454-2358, Series D, Volume 74, Issue 1, pp.43-50, 2012.

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

[1] **Ghe. Gînga**, A. Stuparu, A. Bosioc, L.E. Anton, S. Muntean, „3D Numerical Simulation of the Flow into the Suction Elbow and Impeller of a Storage Pump”, Proc. of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, IAHR-WG 2011, Belgrad, Serbia, ISBN 978-86-7083-740-9, pp.151-158, October 2011.
[2] **Ghe. Gînga**, I.R. Stanciu, S. Muntean, Al. Baya, L.E. Anton., „3D Numerical flow analysis and experimental validation into a model impeller of a storage pump”, Proc. of the 15-th International Conference on Modelling Fluid Flow, CMFF 2012, Budapest, Hungary, ISBN 978-963-08-4587-8, Vol. II, pp:804-811, September 2012.
[3] I.G. Moisa, **Ghe. Gînga**, S. Muntean, R.F. Susan-Resiga, „Inverse design and 3D numerical analysis of the inducer for storage pump impeller”, Proc. of the 15-th International Conference on Modelling Fluid Flow, CMFF 2012, Budapest, Hungary, ISBN 978-963-08-4587-8, Vol. II, pp:8012-819, September 2012.

6. Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice

[1] **Ghe. Gînga**, L.E. Anton, S. Muntean, „Numerical Investigation of the Non-Uniformity Generated by the Suction Elbow of a Storage Pump”, Proceedings of the 5th International Conference on Energy and Environment, CIEM2011, București, Romania, S7-12, November 2011.
[2] **Ghe. Gînga**, „Improvement of the Cavitation Behavior of a Storage Pump Runner”, Workshop Nr. 2 „Interdisciplinaritatea și Managementul Cercetării”, Timișoara, Romania, MEC 33-34, November 2011.