

SISTEM INOVATIV DE AERARE A APEI TURBinate ÎN VEDEREA MENȚINERII
CONDIȚIILOR NECESARE VIEȚII ACVATICE
- ECOTURB -

Finanțare: bugetul de stat + cofinanțarea partenerului P2

Autoritate Contractantă: Unitatea Executiva pentru Finanțarea Învățământului Superior, a Cercetării, Dezvoltării și Inovării (UEFISCDI)

Contract: 88/29.11.2013

Cod proiect: PN II PT-PCCA-2013-4-0814

Directia de cercetare: D3 Mediu

Rezumat

Echipa de cercetare

Rezultate preconizate

Rapoarte de activitate - stadiul și rezultatele obținute

Etapa I - 2014

Etapa II - 2015

Etapa III - 2016

Etapa IV - 2017

Rezumat

Directiva Cadru a Apei a Uniunii Europene are ca obiectiv fundamental atingerea unei „stări bune” a tuturor corpurilor de apă de suprafață și subterane din statele membre ale UE și ariile asociate, până în 2015, precum și atingerea „potențialului ecologic bun” pentru apele puternic modificate și artificiale. Definirea „stării bune” se bazează pe un nou concept de calitate ecologică care ia în considerare caracteristicile biologice, chimice și fizice ale apei.

Exploatarea ecologică a turbinelor hidraulice este o preocupare permanentă atât pentru constructori cât și pentru utilizatorii acestora. Conceptul de a fi *prietenos* mediului reprezintă o necesitate pentru dezvoltarea hidroenergeticii la nivel internațional. Pentru a conserva caracterul verde al energiei hidraulice, toate aspectele de mediu trebuie considerate și studiate. Oxigenul dizolvat (OD) prezent în cursurile de apă reprezintă un parametru esențial ce permite conservarea și dezvoltarea habitatului acvatic. Scopul proiectului este identificarea și punerea în practică a unei soluții tehnice noi care să contribuie la îmbunătățirea cantității de OD din apă, necesară vieții acvatice. În literatură există mai multe studii în acest sens, dar care nu țin seama de toți parametrii care influențează eficiența aerării. Pentru a obține un grad de aerare cât mai ridicat, este necesară obținerea unei arii de contact interfazic aer-apă cât mai mare, realizabilă prin dispersia aerului în bule cât mai fine. Un element inovativ este faptul că dispozitivul propus este neinvaziv astfel că influența asupra curgerii apei prin turbină va fi redusă, și implicit asupra

randamentului turbinei. Totodată se va beneficia de existența unor zone de depresiune existente în aspirator la anumite regimuri de funcționare ale turbinei, pentru a aspira aerul la presiunea atmosferică și a-l introduce în circuitul hidraulic, fără nici un consum energetic suplimentar. Astfel costurile de exploatare ale acestui dispozitiv sunt minime.

Se vor concepe și realiza diferite geometrii de injectoare de bule în scopul alegerii aceleia cu o cădere de presiune inferioară gradientului de presiune din aspiratorul turbinelor și capacitate de oxigenare maximă. Soluția aleasă se va fundamenta pe baza determinării parametrilor hidrodinamici și de transfer de masă corespunzători dispozitivelor testate. Cercetările experimentale vor debuta pe o instalație de laborator ce va ține cont de principalii parametri ai curgerii printr-o turbină hidraulică reală: viteza mare a apei, gradientul advers de presiune din aspirator, nivelul de turbulență ridicat, dar și de timpul de contact al aerului până la ieșirea acestuia din turbină. În paralel se vor realiza simulări numerice și modelări matematice în vederea determinării zonelor cu depresiunea maximă din turbina reală. În final se va realiza un model demonstrator ce va fi montat in situ, pe o turbină dintr-o hidrocentrală.

Acest dispozitiv demonstrator va fi pilotat de un sistem automatizat ce presupune monitorizarea continuă a nivelului de presiune din aspirator și a OD din râul din avalul hidrocentralei. Informațiile astfel obținute ajută la o evaluare completă a performanțelor dispozitivului de aerare din punct de vedere al capacității de aerare, consumului energetic și influența lui asupra parametrilor de funcționare ai turbinei hidraulice.

Echipa de cercetare

Coordonator

CO Institutul National de Cercetare-Dezvoltare pentru Inginerie Electrica ICPE-CA,

Director de proiect :

Dr. ing. Florentina BUNEA, tel. 0726133338, email: florentina.bunea@icpe-ca.ro

Persoane cheie

Prof. dr. ing. Ciocan Gabriel

dr. ing. Pîslaru-Dănescu Lucian

dr. ing. Nicolaie Sergiu

Echipa

Dr. ing. Cîrnaru Radu	CS3
Dr. ing. Babutanu Corina	CS
Ing. Popa Marius	cercetator doctorand
Ing. Chihaia Rareș	cercetator doctorand
Ing. Nedelcu Adrian	cercetator doctorand
Ing. Mitulet Andreea	cercetator doctorand
Miu Marius	tehnician

Partener P1

Universitatea POLITEHNICA din Bucuresti (prin CCEPM)

Responsabil de proiect:

ș.l. dr. ing. Diana Maria BUCUR, tel. 0214029523, email: dmbucur@yahoo.com

Persoane cheie

Conf. Dr. ing. Călinoiu Constantin

Conf. Dr. ing. Georgescu Sanda-Carmen

Echipa

S.I. dr. ing. Dunca Georgiana	Cercetător senior
Prof. dr. ing. Cervantes Michel Jose	Cercetător senior
Conf. dr. ing. Popa Bogdan	Cercetător senior
Conf. dr. ing. Mandrea Lucian	Cercetător senior
Ing. Roman Razvan	Doctorand
Ing. Iovănel Raluca Gabriela	Doctorand
Ing. Grecu Ionuț Stelian	Masterand
Ing. Iordache Vlad	Masterand
Ing. Ariciu Dragos Costin	Masterand
Tache Gheorghe	Tehnician
Petică Valentin	Tehnician

Partener P1 **SC TehnoINSTRUMENT Impex SRL**

Responsabil de proiect:

Sebastian CODESCU, tel. 024443550,

email: sebastian.codescu@tehnoinstrument.ro

Echipa

Ing Tanau Bogdan	Inginer proiectant
Ing. Pirvu Razvan	Inginer implementare
Ing. Răducanu Gabriela	Coordonator achizitii
Ing. Diaconescu Cristian	Inginer service 1
Ing. Toader Mihai	Inginer service 2
Tudorache Cornel	Tehnician service

Rezultate preconizate

Principalul obiectiv al proiectului îl reprezintă realizarea la nivel de demonstrator a unui sistem original, competitiv pe plan internațional, care îmbunătățește calitatea apei ce este uzinată într-o centrala hidroelectrică, din punct de vedere al oxigenului dizolvat.

Rezultatele așteptate ale proiectului sunt:

- Model experimental de placă perforată,
- Baza de date cu turbinele Francis ce echipează CHE din Romania,
- Model demonstrator al dispozitivului de aerare a apei turbinate in situ,
- Organizarea unui workshop în tematica proiectului
- Publicații științifice: un articol in revistă cotate ISI, un articol la conferință cotate ISI, 3 publicații in jurnale internaționale.

AUTORITATE CONTRACTANTĂ - UEFISCDI
PN II PT-PCCA-2013-4-0814
PROGRAM 4 – PARTENERIATE ÎN DOMENII PRIORITARE
DIRECTIA DE CERCETARE: D3 MEDIU

CTR. NR. 88/2014

RAPORT ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC

SISTEM INOVATIV DE AERARE A APEI TURBINATE ÎN VEDEREA MENȚINERII CONDIȚIILOR NECESARE VIEȚII ACVATICE

- ECOTURB -

ETAPA 1 2014

Elaborarea și realizarea dispozitivului de aerare a apei turbinate

Director de proiect
Dr. ing. Florentina BUNEA

ORGANIZAȚIILE PARTENERE ÎN PROIECT

Denumirea organizației participante în proiect	Acronim organizație	Tip organizație	Rolul organizației în proiect	Responsabil partener
Institutului Național pentru Cercetare și Dezvoltare în Inginerie Electrică ICPE-CA	INCDIE ICPE-CA	INCD	Coordonator (CO)	dr. ing. Bunea Florentina
Universitatea POLITEHNICA din București - Centrul de Cercetări Energetice și de Protecția Mediului	UPB – CCEPM	UNI	Partener (P1)	dr. ing. Bucur Diana Maria
TehnoINSTRUMENT Impex SRL	Tehnoinstrument	SRL	Partener (P2)	ing. Codescu Sebastian

Activitate I.1 Proiectarea și realizarea plăcilor cu orificii de diferite dimensiuni, prin care se va face injecția aerului în instalație; montare aparatură de măsură și control

Activitate I.2 Punerea în funcțiune a standului experimental pentru determinarea performanțelor de aerare a diferitelor plăci perforate, în curgeri rotaționale, cu gradient advers de presiune

Activitate I.3. Realizare geometrie 3D a aspiratorului turbinei reale și discretizare, în vederea realizării simulării numerice a curgerii prin aspiratorul turbinei reale

Buget asociat îndeplinirii activităților etapei : 64500 lei, din care 58000 finanțare de la bugetul de stat.

Cuprins

1. Introducere. Scurta prezentarea a proiectului	3
1.1 Factori de influență ai calității apei din avalul CHE	3
1.2 Parametrii considerați în bilanțul eficienței aerării apei turbinate	4
2. Proiectarea și realizarea plăcilor cu orificii de diferite dimensiuni, prin care se va face injecția aerului în instalație; montare aparatură de măsură și control.....	5
3. Punerea în funcțiune a standului experimental pentru determinarea performanțelor de aerare a diferitelor plăci perforate, în curgeri rotaționale, cu gradient advers de presiune	7
3.1. Cercetări preliminare ale curgerii cavitaționale	8
4. Realizare geometrie 3D a aspiratorului turbinei reale și discretizare, în vederea realizării simulării numerice a curgerii prin aspiratorul turbinei reale.....	10
4. 1. Amenajarea hidroenergetică a râului Argeș.....	10
4.2. Centrala hidroelectrică Mihăilești	10
4.3. Turbina Francis FO 230/270 din CHE Mihăilești.....	12
4.4. Realizarea geometriei 3D a aspiratorului turbinei FO 230/270	13
5. Rezultate obținute în prima etapă de derulare a proiectului.....	15
6. Concluzii	16
7. Bibliografie	17
Anexa 1	18
Anexa 2	19

1. Introducere. Scurta prezentarea a proiectului

1.1 Factori de influență ai calității apei din avalul CHE

Pentru obținerea energiei electrice, centralele hidroelectrice utilizează debitele și căderile de apă disponibile în cursul de apă pe care sunt construite. Uneori, acest lucru se face cu ajutorul configurației naturale a zonei, dar de cele mai multe ori ele implică construcții și modificări majore ale zonei în care sunt construite. Cele mai frecvente CHE sunt bazate pe:

- a) creșterea locală a nivelului apei cu ajutorul unui baraj. Hidrocentrala este de obicei plasată lângă baraj;
- b) devierea de la cursul de apă printr-un canal cu suprafață liberă sau o conductă de aducțiune. La capătul din aval al canalului sau conductei, apa este pusă sub presiune și condusă la turbine;
- c) alte amenajări mixte, de suprafață sau în subteran - specifice zonelor montane. Acestea din urmă au baraje mari și lacuri de acumulare de mari dimensiuni.

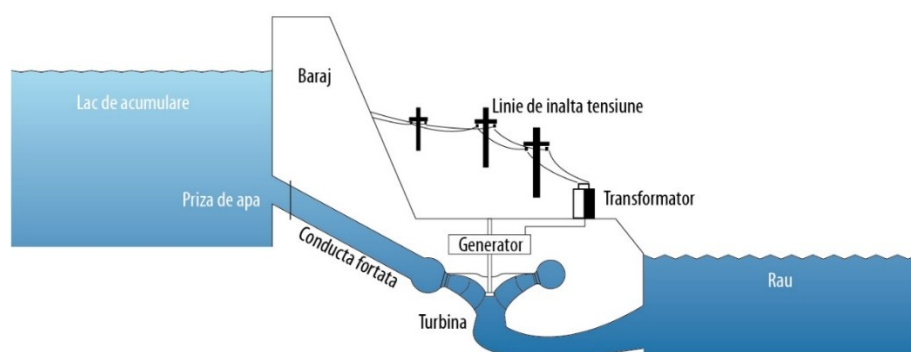


Fig. 1. Secțiune transversală a unei amenajări hidroelectrice

Calitatea apei folosită într-o hidrocentrală (fig. 1) depinde de mai multe elemente, cum ar fi:

- stratificarea termică a lacului de acumulare,
- variațiile de temperatură/climatice,
- volumul și adâncimea lacului,
- adâncimea de la care se face admisia apei în turbină (de obicei se face din straturile de adâncime, unde nivelul de oxigen este cel mai redus),
- intensitatea și frecvența ploilor,
- tipul și regimurile de funcționare ale hidrocentralei (nivelul de depresiune din turbină),
- plasarea geografică a barajului [1].

În timpul lunilor de vară, în lacurile de acumulare se produce stratificarea termică. În stratul de la suprafață, nivelul de OD este mai mare decât în straturile de adâncime, datorită atât suprafeței libere prin care se realizează transferul de masă în primul strat cât și a sedimentelor organice depuse pe fundul lacului. Când nivelul de oxigen dizolvat din apă, scade sub 5 mg/l, viața acvatică începe să fie pusă în pericol. Dacă nivelul de oxigen dizolvat din apă rămâne pentru câteva ore în intervalul 1÷2 mg/l, pot să moară cantități mari de pește.

Nivelul de OD din apa turbinată este mai scăzut atunci când:

- adâncimea lacului de acumulare mai mare de 15 m,
- volumul mai mare de $61 \cdot 10^6 \text{ m}^3$,
- puterea instalată a CHE este mai mare de 10 MW,
- timpul de retenție al apei este mai mare de 10 zile.

În Statele Unite ale Americii (în special pe cursul râurilor Tennessee, Saluda și Provo – unde au fost întâmpinate adevărate dezastre ecologice), turbinele au fost modernizate pentru a răspunde necesităților mediului, iar autoritățile (agenții de resurse de apă) au dezvoltat [2] strategii și sisteme de control pentru îmbunătățirea funcționării turbinelor din punct de vedere al impactului asupra mediului. În România, aerarea la turbinele hidraulice se face doar în scopul de a reduce vortexul central din turbină, deci pentru a crește randamentul turbinei și a reduce fluctuațiile de presiune la regimul de funcționare în sarcină parțială.

Echipamentele de aerare existente din dotarea amenajărilor hidroenergetice (prize de apă selective, stăvilare, deversoare, pompe de suprafață) sunt eficiente în procesul de aerare în mica măsură, deoarece sunt proiectate doar cu scopul de a transporta apa.

1.2 Parametrii considerați în bilanțul eficienței aerării apei turbinate

Pentru a maximiza transferul de oxigen în apă, cu un consum minim de energie este necesară obținerea unei arii de contact interfazic cât mai mari, realizabilă prin dispersia aerului în bule cât mai fine. În studiul sistemelor bifazice gaz-lichid, elementele de hidrodinamică se referă la: regimul de generare al bulelor, variația razei bulelor de gaz, distribuția mărimii bulelor de gaz, fracția de goluri globală și locală, coalescența și spargerea bulelor etc. Trebuie să se țină cont și de principalii parametri ai curgerii prin turbina hidraulică: viteza de curgere a apei, gradientul advers de presiune din aspirator, nivelul de turbulență ridicat, dar și de timpul de contact al aerului până la ieșirea din apă. Un alt parametru de care trebuie să se țină cont, pentru a menține performanțele globale ale amenajării hidrocentralei, este consumul energetic asociat injectiei cu aer [3], [4]. Folosirea nivelului de depresiune existent în turbină la funcționarea acesteia în sarcină parțială, poate fi soluția ideală de a introduce în aspirator aerul la presiunea atmosferică, reducând astfel consumul energetic necesar injectării.

<u>Parametrii fizici de aerare</u>		<u>Parametrii energetici de funcționare</u>
- aria de contact aer - apă, - factor de forma al bulelor, - timpul de retenție, - gradientul de presiune, - fracția de goluri, - temperatura celor 2 faze.	↔	- consumul energetic pentru injectarea aerului (aerarea naturală este privilegiată), - pierderi de randament datorate modificării curgerii

Tabel 1. Principalii parametri considerați în bilanțul eficienței aerării apei turbinate

În tabelul 1 [4] se prezintă schematic principalii parametri ce trebuie luați în considerare, pentru a găsi cel mai bun compromis între calitatea apei turbinate și randamentul turbinei.

Admisia aerului în turbină prin conul aspirator (fig. 2), se face în zonele în care nivelul de depresiune este maxim. Aerul este introdus sub formă dispersă prin orificii dispuse controlat.

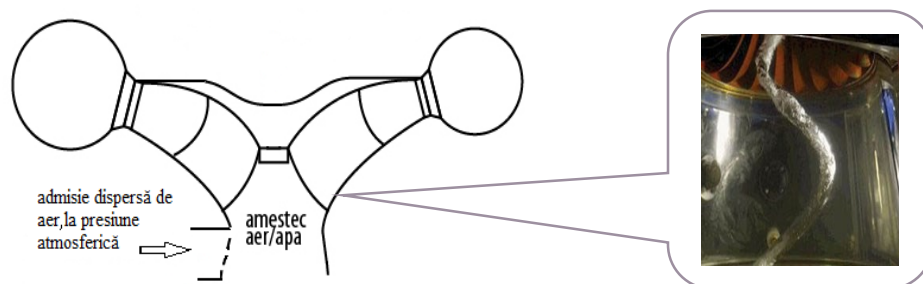


Fig. 2. Metoda de aerare dispersă, la turbine și vizualizarea vortexului central

2. Proiectarea și realizarea plăcilor cu orificii de diferite dimensiuni, prin care se va face injecția aerului în instalație; montare aparatură de măsură și control

În cadrul acestei activități s-au urmărit două aspecte:

1. Injecția de aer introdusă în conul aspirator al unei turbine hidraulice să nu afecteze curgerea, ceea ce ar conduce la scăderea randamentului mașinii. În acest sens dispozitivul de injecție aerului este neinvaziv, montat pe conductă.
2. Transferul de oxigen din aer în apa să fie cât mai mare. În acest sens injecția cu aer va fi sub formă cât mai dispersă, deci aria interfacială aer-apă cât mai mare

Pentru a putea compara performanțele mai multor injectoare s-a păstrat constantă aria de emisie (suma ariilor tuturor orificiilor) și s-a variat dispersia prin varierea diametrului orificiilor prin care se introduce aer (tabel 2).

Tabel 2, Caracteristicile plăcilor perforate

Caracteristici placă Φ orificii	0,1	0,2	0,3	0,5
Arie emisie (mm ²)	29,88	29,86	29,88	29,83
Nr. de orificii	3807	951	427	152
Aria unei bule emise (mm ²)	8,56	13,59	17,81	25,03
Distanța între orificii	0,59	1,17	1,75	2,9

Pentru a evita coalescența bulelor, orificiile sunt poziționate pe placă la distanța de aproximativ 6 diametre între ele, dispuse în colturile unui triunghi echilateral cu latura egală cu 6 diametre. Pentru a neglija coeficientul de contracție al orificiului, s-a respectat condiția ca lungimea acestuia să fie $l \geq 5$ diametre de orificiu.

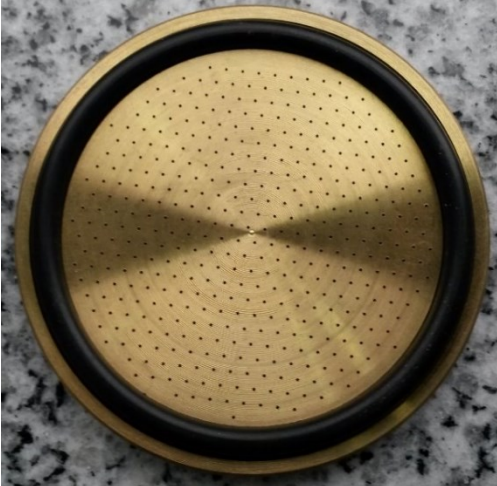
În Anexa 1 sunt prezentate desenele de execuție ale plăcilor executate.

S-au realizat plăci din material plastic și alamă în care s-au practicat orificii cilindrice, cu adâncimea h egală cu $6d$, unde d este diametrul orificiului (fig.3). S-au utilizat burghie de precizie tip Titex A3143, neacoperite, cu coadă cilindrică, realizate conform standardului DIN 1899 pentru orificii cu diametre cuprinse între 0,1 și 0,4 mm și burghie de carbură tip Titex A3378TML, cu coadă cu salt de diametru tip 6535HA, realizate conform standardului DIN 6537L pentru orificiile $\Phi 0,5$ mm.

Găurirea s-a realizat pe centrul cu comandă numerică de precizie Kern Micro al INCDIE ICPE-CA, programarea realizându-se folosind pachetul software Heidenhain iTNC530. Pentru fiecare placă s-au stabilit un număr de matrici, pentru fiecare matrice calculându-se centrul găurii din stânga jos, distanța dintre linii, distanța dintre coloane, numărul de linii și numărul de coloane. Pentru execuția plăcilor de alamă, prelucrarea s-a efectuat conform datelor din tabelul 3 (corespunzător prelucrării de alame tenace).

Tabel 3. Regimul de lucru pentru execuția plăcilor din alamă

nr. crt	Diametru orificiu (mm)	Turație arbore principal (rpm)	Viteză de avans (mm/min)	Timp de lucru	Nr. orificii
1	0,1	12000	35	18 ore 41 min.	3807
2	0,2	12000	65	1 oră 47 min.	951
3	0,3	6300	38	1 oră 53 min.	427
4	0,5	37500	250	14min.	152

	
Orificii $\Phi 0,5$, alama	Orificii $\Phi 0,3$, alama
	
Orificii $\Phi 0,2$, alama	Orificii $\Phi 0,2$, plastic
	
Orificii $\Phi 0,1$, alama	Orificii $\Phi 0,1$, alama (detaliu în lumina)
Fig. 3. Păci perforate cu orificii de diferite dimensiuni	

Plăcile sunt montate într-o capsulă integrată în corpul instalației experimentale, în zona de vizualizare a curgerii.

Activitatea este efectuată de CO (INCDIE ICPE-CA), iar P2 (Tehnoinstrument) a realizat montajul aparaturii (filtre de apă și aer, montare dispozitiv de aerare, montaj stator, curățare instalație, etc) pe instalația experimentală și a confecționat plăcile (pe care le-a perforat CO).

3. Punerea în funcțiune a standului experimental pentru determinarea performanțelor de aerare a diferitelor plăci perforate, în curgeri rotaționale, cu gradient advers de presiune

Pentru determinarea experimentală a transferului de oxigen, respectând parametrii curgerii din aspiratorul unei turbine hidraulice s-a procedat la adaptarea și punerea în funcțiune a unei instalații experimentale destinată studiului curgerilor rotaționale cu gradient advers de presiune. Procesul verbal de punere în funcțiune este anexat (Anexa2).

Instalația experimentală (fig. 4) este cu circuit închis și este compusă din:

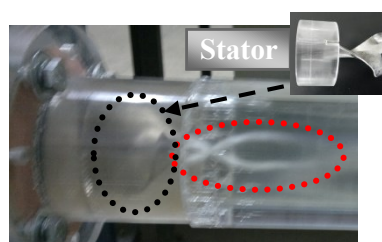
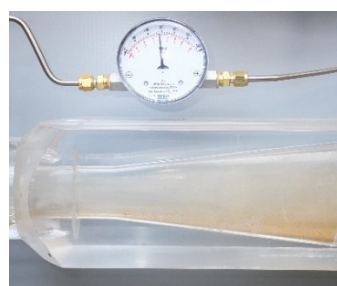
- o pompă centrifugă ce acoperă o gama de debite $Q_{apa} = 30 \div 120 \text{ m}^3/\text{h}$,
- un traseu hidraulic format dintr-o conductă amonte cu diametrul de 50 mm și lungimea de 3,5 m și o conductă aval cu diametrul de 100 mm și lungimea de 30 m,
- o zona de vizualizare formata dintr-un ajutoraj de trecere de la $\Phi 50$ la $\Phi 100$ cu unghi de evazare $\gamma = 7^\circ$, un stator pentru inducerea curgerii rotaționale montat în amonte de ajutoraj și un injector de aer, sub forma dispersă,
- 3 zone de vizualizare a curgerii,
- bazin cilindric de recirculare, ($\Phi 441 \text{ mm}$, $H = 2\text{m}$).

Injectorul de aer este prevăzut cu cele 4 plăci perforate prezentate în capitolul 2, interschimbabile, prin care se face injecția aerului sub forma dispersă, respectând aceeași suprafață perforată ($29,8 \text{ mm}^2$).

Instalația este astfel construită încât să țină cont de următorii parametri ai curgerii din aspiratorul unei turbine hidraulice reale: viteza de curgere a apei prin turbină, timpul de retenție a unei bule în circuitul hidraulic (de la ieșirea din rotor la ieșirea din aspiratorul turbinei), nivelul de depresiune existent într-o turbină, geometria aspiratorului.



Fig. 4. Vizualizarea curgerii rotaționale cu gradient advers de presiune



Timpul minim pe care o particula îl parcurge de la intrarea la ieșirea din aspiratorul unei turbine hidraulice Francis, în cazul curgeri reale (în situ) analizate este de aproximativ 10 s. Pentru a respecta acest timp de contact, aer – apă, dar și vitezele reale de curgere a apei prin turbine, traseul hidraulic al instalației este compus dintr-o conductă cu lungimea de 30m și diametrul de 100 mm, iar pompa asigură o gamă de debite ce permite curgeri de până la 3 m/s. Pentru a simula curgerea cu gradient advers de presiune din interiorul turbinei hidraulice s-a montat un ajutor cu unghiul de evazare ($\gamma = 7^\circ$) ce corespunde unghiului de evazare al aspiratorului turbinei. În zona de studiu sunt acoperite numerele $Re = 1 \cdot 10^5 \div 5 \cdot 10^5$. Zona în care este montat ajutorul este construită într-un bloc transparent, paralelipipedic la exterior și conic la interior, pentru a permite vizualizarea fenomenului.

3.1. Cercetări preliminare ale curgerii cavitaționale

Cercetările preliminare privind curgerea apei prin instalația experimentală, au fost efectuate pentru două cazuri:

a. Montarea statorului în amonte de conul aspirator

Testele au fost efectuate pentru o gamă de debite de apă între 5 și 17 l/s, respectiv viteze de curgere cuprinse între 2,5 m/s și 8,6 m/s. Odată cu creșterea vitezei de curgere a apei prin conductă, presiunea din curgerea rotațională imprimată de stator, scade și se dezvoltă fenomenul de cavitație.

Fenomenul de cavitație este cunoscut în literatura de specialitate pentru efectele lui distructive pe care le produce în mașinile hidraulice și care sunt determinate de scăderea presiunii până la valoarea presiunii de vaporizare urmată de apariția unei implozii (atunci când bulele cavitaționale întâlnesc un gradient de presiune negativ). Vortexul cavitațional apare în conul aspirator al turbinelor hidraulice ce funcționează la sarcină parțială, așa cum este descris în capitolul 1. Volumul cavitațional și frecvența vortexului variază în funcție de nivelul de depresiune din sistem. Dacă frecvența vortexului devine apropiată de frecvența proprie a turbinei, apare fenomenul de rezonanță, fluctuațiile nepermanente pot fi amplificate, iar aceasta conduce la pierderi de sarcină semnificative în circuitul hidraulic.

Pentru detecția vortexului cavitațional s-a utilizat o tehnică bazată pe semnale acustice adaptate circuitelor hidraulice [6]. Scopul măsurătorilor este de a găsi o metodă cantitativă care să ofere în formații cu privire la fenomenul de cavitație. Astfel s-a utilizat o pereche de două transductoare (emițător și receptor) ultrasonice unghiulare. Emisiile de semnale de bandă largă, în curgeri în care apare și se dezvoltă vortexul, încorporează schimbări în semnalele recepționate. Pentru a estima apariția și evoluția cavitației s-au utilizat metode de procesare a semnalului.

În figura 5 se observă amplasarea traductorilor pe conducta $\Phi 50$ a instalației experimentale, în prezența vortexului cavitațional.

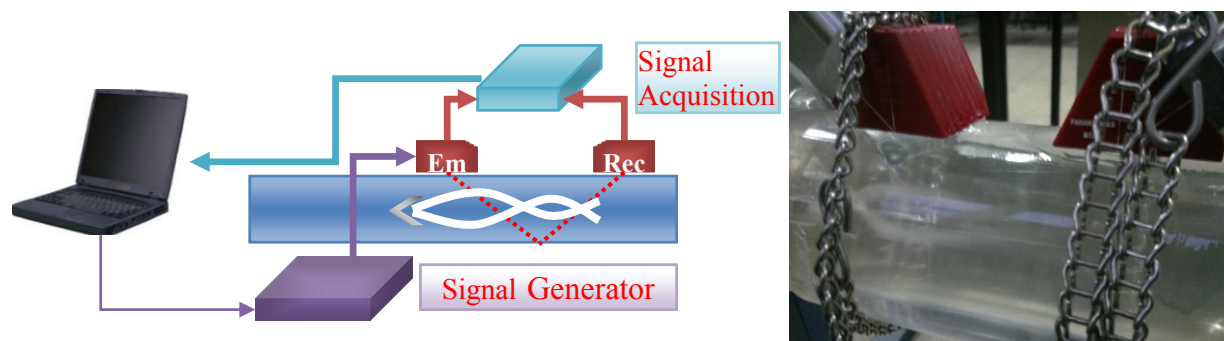


Fig. 5. Prezentarea schematica a poziționării traductorilor acustici, pe instalația experimentală

În paralel cu semnalul acustic, s-a măsurat și debitul de apă vehiculat, utilizând un debitmetru cu ultrasunete (tip 1010 P1 CONTROLOTRON). S-a observat apariția și evoluția vortexului din avalul statorului, pe măsura ce viteza de curgere a apei crește de la 3 la 8,4 m/s.

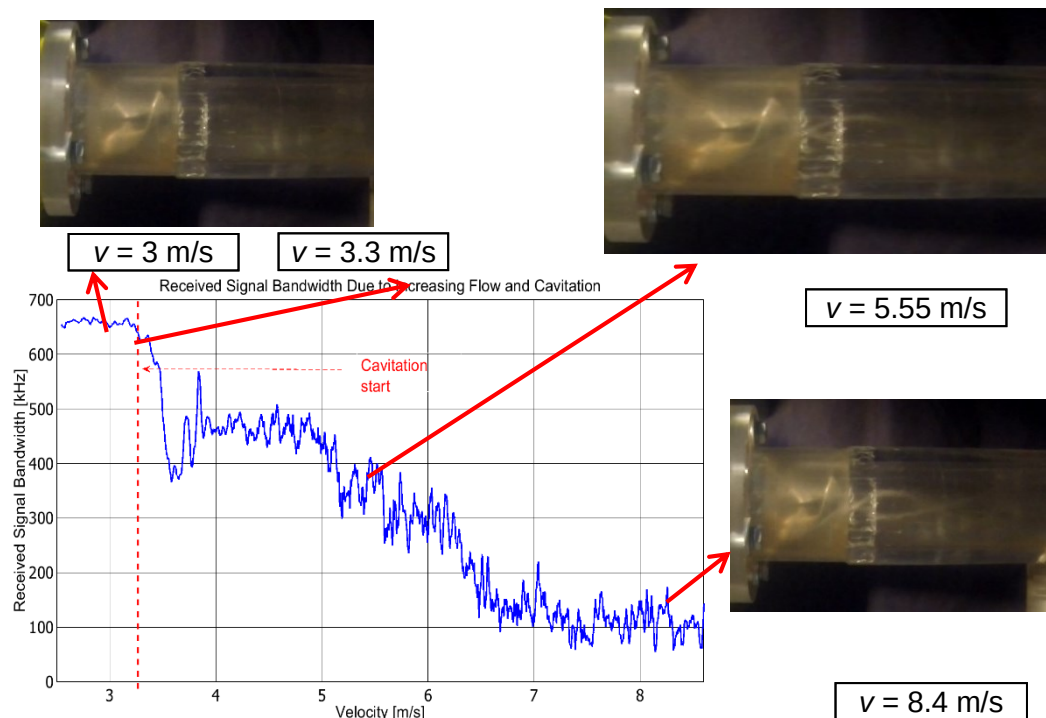
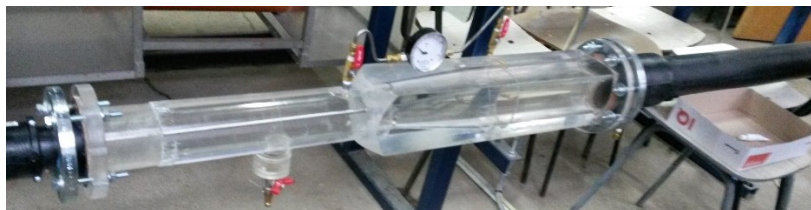


Fig. 6. Analiza spectrală a curgerii. Semnalul de lățime de bandă recepționat, în funcție de viteza de curgere a apei prin instalație

În figura 6 se observa cum semnalul lungimii de bandă începe să descrească în momentul apariției fenomenului de cavitație, în secțiunea dintre traductoarele acustice [6]. Începând cu viteza de 3,3 m/s începe să se formeze cavitația, iar lățimea de bandă scade brusc de la 600 la 400 kHz. După ce cavitația devine evidentă, lățimea de bandă scade până la 100 kHz, unde se stabilizează. Deci lățimea de bandă a semnalului acustic scade odată cu creșterea vortexului cavitațional (de la 650 kHz pentru curgere noncavitațională, la 100 kHz pentru curgere cavitațională complet dezvoltată).

b. Montarea statorului în conul aspirator

În figurile 7 se prezintă vizualizarea curgerii pentru cazul în care statorul este montat în conul aspirator. Se observă că datorită scăderii vitezei de curgere a apei, volumul vortexului este vizibil redus.



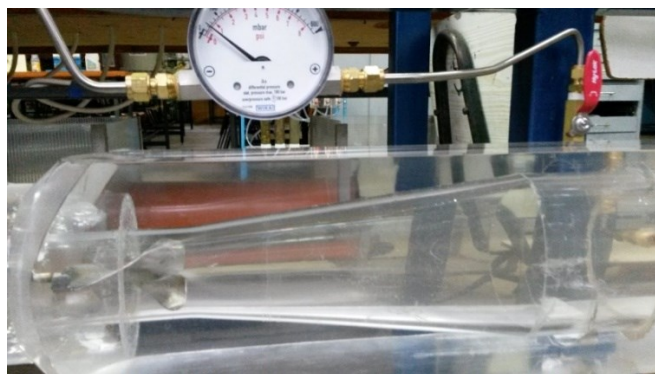


Fig. 7. Vizualizarea curgerii, când statorul este montat în conul aspirator

Aceasta activitate (Act. 1.2), a fost efectuată în laboratorul de Hidro-gazo-dinamică al INCDIE ICPE-CA, din cadrul UPB. UPB a participat, alături de INCDIE ICPE-CA, atât la încercările și probele efectuate, cât și la diseminarea rezultatelor cercetării. Tehnoinstrument a asigurat buna funcționare a echipamentelor componente.

4. Realizare geometrie 3D a aspiratorului turbinei reale și discretizare, în vederea realizării simulării numerice a curgerii prin aspiratorul turbinei reale

4. 1. Amenajarea hidroenergetică a râului Argeș

Sistemul hidroenergetic Argeș este format din următoarele obiective (fig. 8):

- două CHE în amonte de barajul Vidraru, CHECumpăna și CHEVîlsan cu o putere de 5MW fiecare;
- CHE Vidraru cu o putere de 220MW;
- Sectorul Oești-Curtea de Argeș, cu: CHEOești, CHEAlbești, CHECerbureni, CHEValea Iașului, CHECurtea de Argeș;
- Sectorul Curtea de Argeș-Golești, cu CHE Noaptea, CHEZigoneni, CHEBăiculești, CHEMănicești, CHEVâlcele, CHEMerișani, CHEBudeasa, CHEBascov, CHEPitești și CHEGolești;
- Sectorul Golești-Oltenița cu: CHEMihăilești, CHEAdunații-Copăcenii, CHEBudești, CHERodovanu și CHEOltenița. Din acest sector s-au finalizat în momentul de față numai lucrările la CHE Mihăilești, celelalte fiind abandonate în diverse stadii de execuție.

4.2. Centrala hidroelectrică Mihăilești

Centrala hidroelectrică Mihăilești este de tip aerian (baraj cu lac de acumulare și derivație sub presiune) cu conducte forțate din beton armat, blindate cu tolă metalică la interior. Este amplasată pe malul drept al râului Argeș, la aproximativ 20 km de București (fig. 9, 10). Centrala este echipată cu două hidroagregate tip Kaplan (2x3,5 MW) și unul de tipul Francis (0,3 MW). Pentru montajul și manevrarea echipamentului principal din centrală aceasta este echipată cu pod rulant având sarcina utilă de 32 tf.

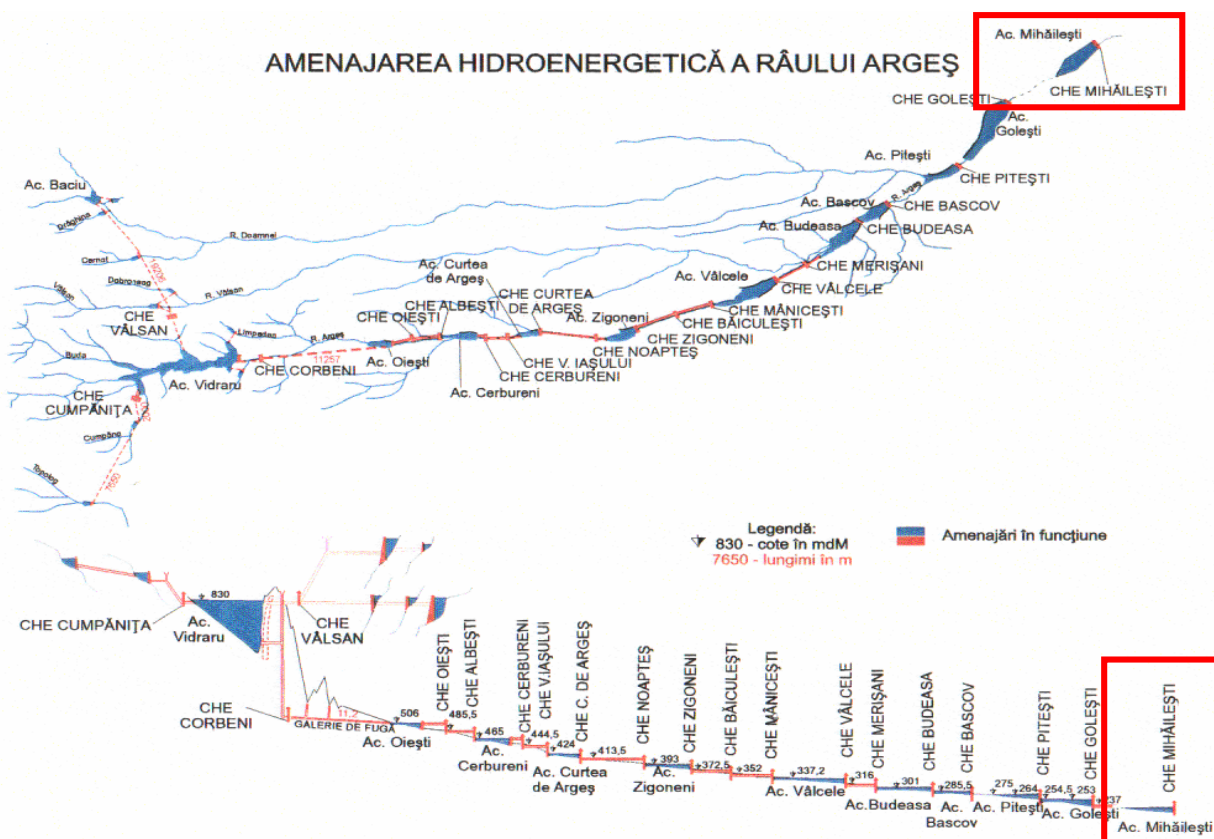


Fig. 8. Schema amenajării hidroenergetice a râului Argeș

Caracteristicile principale CHE Mihăilești sunt:

- volumul lacului: 68 mil m³
- cota retenției normale 86,5 mdM
- căderea centralei 18 m
- debitul instalat 55+3 m³/s.

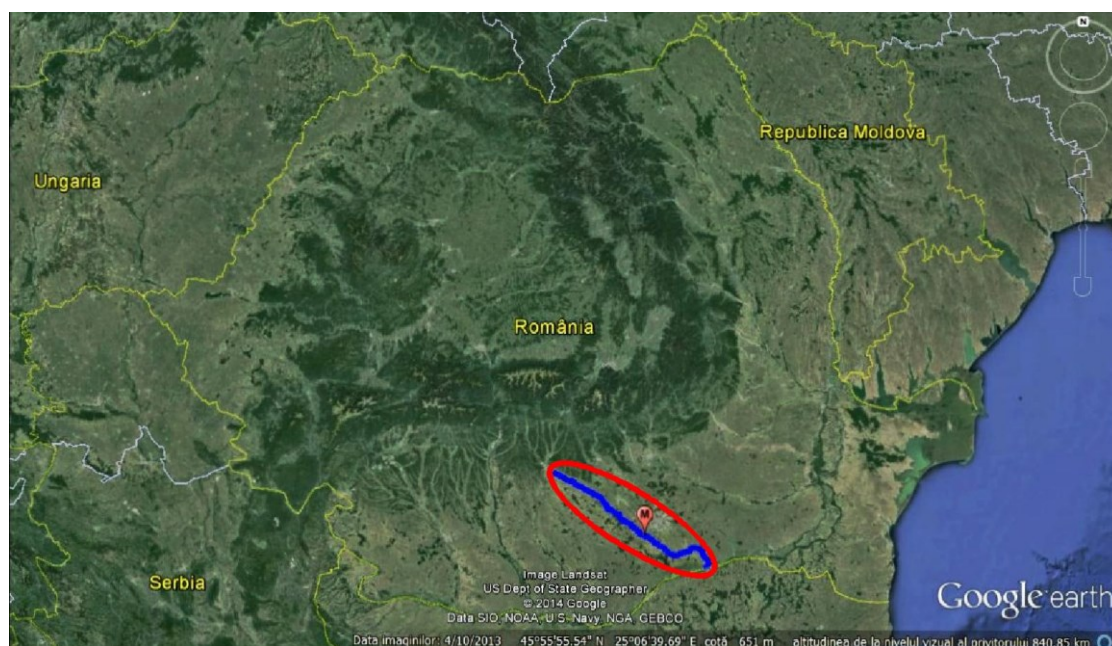


Figura 9. Amplasarea CHE Mihăilești pe râul Argeș

- arborele turbinei – cu rol de transmitere a mișcării de rotație și a energiei de la turbină la arborele generatorului, este executat din oțel carbon.
- tubul de aspirație - conduce apa la ieșirea din turbină, fiind o construcție sudată din tablă de oțel cu nervuri de rigidizare și elemente de îmbinare. Este realizat cu cot la 45°.
- lagărul radial-axial - cu rol de preluare a forței axiale și radiale.
- lagărul radial - având rolul de preluare a forțelor radiale datorită volantului, este compus dintr-un cuzinet cu strat de antifricțiune din YS 83, fiind prevăzut cu răcitoare.
- lagărul de conducere - cu rol de labirint pe arbore pentru diminuarea pierderilor de apă spre exterior din spațiul delimitat de coroana rotorului și capacul lagărului de conducere. Este compus din corp lagăr, din ulei și bușă activă. Bușă activă este executată din oțel cu strat de poliamidă.

4.4. Realizarea geometriei 3D a aspiratorului turbinei FO 230/270

Pentru construcția geometriei tridimensionale a aspiratorului turbinei FO 230/270 s-a fost necesară deplasarea la amplasament și măsurarea în detaliu a aspiratorului, ceea ce a fost posibil întrucât acesta este un ansamblu aerian (nu este înglobat în beton).

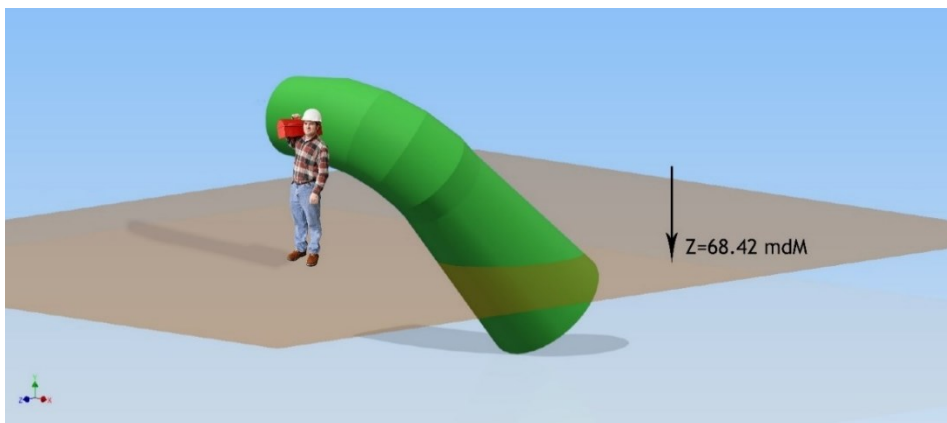


Figura 11 Poziția in situ a aspiratorului față de cota relativă a podelei centralei (62,48 mdM).

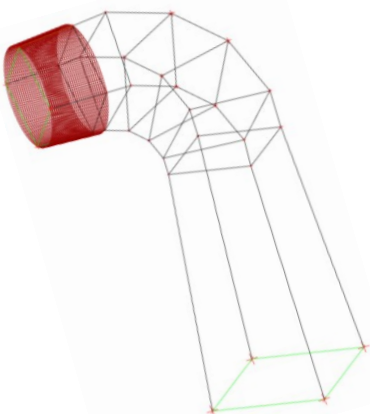
Figura 11 prezintă amplasarea in situ a aspiratorului față de cota relativă a podelei centralei (62,48 mdM). Verificarea geometriei 3D s-a făcut prin suprapunerea acesteia peste aspiratorul real al turbinei (fig. 12).



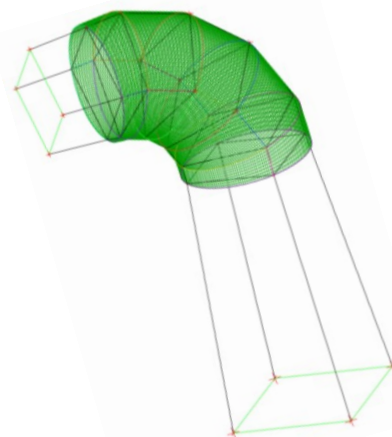
Figura 12. Suprapunerea geometriei 3D peste aspiratorul real al turbinei (fig. 12).

În vederea realizării analizei numerice a curgerii în aspiratorul turbinei din etapa a doua a proiectului, s-a considerat geometria completă a acestuia. Domeniul de analiză 3D a fost împărțit în trei volume, astfel: unul tronconic la intrarea în aspirator (imediat în avalul rotorului), un volum cotit (inclusiv cu schimbare de diametru) și unul tronconic la ieșirea din aspirator (fig. 13 și 14).

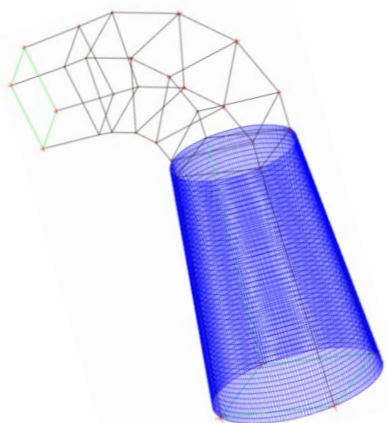
Rețeaua de discretizare construită este nestructurată, cu 245216 noduri și 237510 elemente de tip hexaedru.



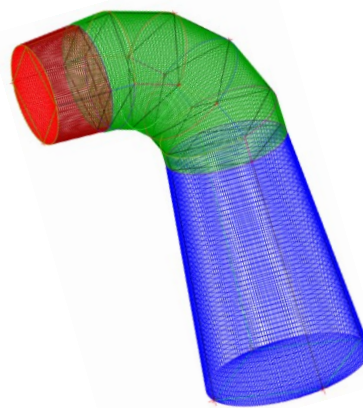
Discretizarea domeniului de calcul – tronson tronconic la intrare în aspirator



Discretizarea domeniului de calcul – tronson cotit



Discretizarea domeniului de calcul – tronson tronconic la ieșire din aspirator



Discretizarea întregului domeniul de calcul

Fig.13. Discretizarea aspiratorului turbinei F0 230/720

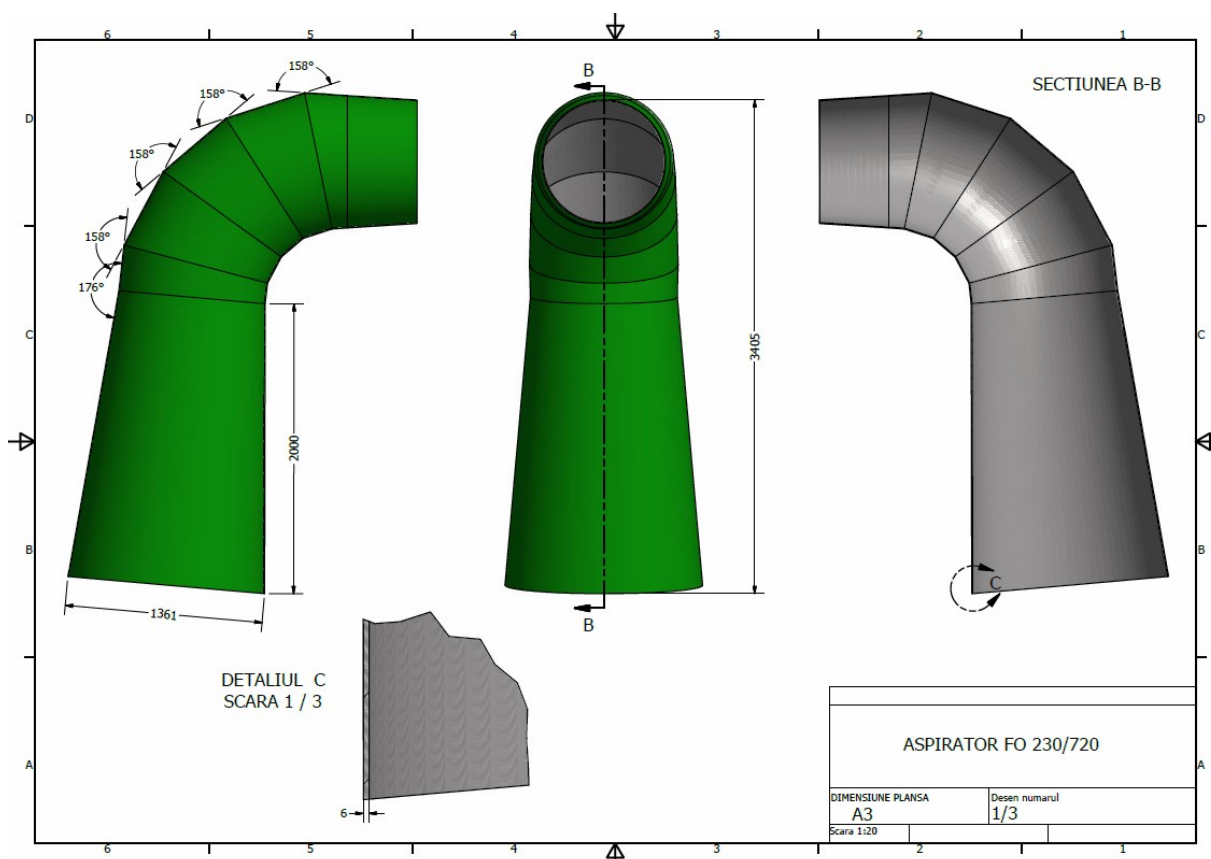


Fig. 14. Cotele aspiratorului și diferite secțiuni ale acestuia

Aceasta activitate (Act. 1.3) este realizată în integralitate de Partenerul P1 (UPB).

5. Rezultate obținute în prima etapă de derulare a proiectului

Rezultatele propuse în cadrul etapei 1 a proiectului sunt:

- o lucrare științifică prezentată la o conferință internațională de specialitate, cotată ISI
- pagina web

Rezultate realizate în cadrul etapei 1 a proiectului sunt:

1. Candel I., Bunea F., Dunca G., Bucur D.M., Ioana C., Reeb B., Ciocan G.D., *Detection of cavitation vortex in hydraulic turbines using acoustic techniques*, Proceeding of 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (CD), sesiunea 5.3, lucrarea 5.3.3, 22-26 september, Montreal, Canada, în curs de publicare în Institute of Physics (IoP), IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science,
2. Bunea F., Ciocan G.D., Bucur D.M., Dunca G., *Aeration solution of water used by hydraulic turbines to respect the environmental policies*, 2014 International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering, EPE 2014, October 16-18, 2014, Iasi, ISSN: 978-1-4799-5848-1, IEEE Catalog Number CFP1447S-USB, IEEE meetings database as conference record #33577
3. Pagina web a proiectului: <http://www.icpe-ca.ro/ro/proiecte-2014>.

6. Concluzii

În cadrul primei activități *Proiectarea și realizarea plăcilor cu orificii de diferite dimensiuni, prin care se va face injecția aerului în instalație; montare aparatură de măsură și control* s-a urmărit ca injecția cu aer să fie sub formă cât mai dispersă, deci aria interfacială aer-apă cât mai mare. Pentru a putea compara performanțele mai multor injectoare s-a păstrat constantă aria de emisie (suma ariilor tuturor orificiilor egală cu 29,8 mm) și s-a variat diametrul orificiilor prin care se introduce aer (tabel 3). Pentru a evita coalescența bulelor, orificiile sunt poziționate pe placă la distanța de aproximativ 6 diametre între ele, dispuse în colturile unui triunghi echilateral cu latura egală cu 6 diametre. **În Anexa 1 sunt prezentate desenele de execuție ale plăcilor executate.**

Găurirea s-a realizat pe centrul cu comandă numerică de precizie Kern Micro al INCDIE ICPE-CA, programarea realizându-se folosind pachetul software Heidenhain iTNC530.

Cea de-a doua activitate *Punerea în funcțiune a standului experimental pentru determinarea performanțelor de aerare a diferitelor plăci perforate, în curgeri rotaționale, cu gradient advers de presiune*, a fost efectuată în laboratorul de Hidro-gazo-dinamică al INCDIE ICPE-CA, din cadrul UPB.

Pentru determinarea experimentală a transferului de oxigen, respectând parametrii curgerii din aspiratorul unei turbine hidraulice s-a procedat la adaptarea și punerea în funcțiune a instalației experimentale. **Procesul verbal de punere în funcțiune este anexat (Anexa2).**

Instalația experimentală ține cont de următorii parametri ai curgerii din aspiratorul unei turbine hidraulice reale: viteza de curgere a apei prin turbină, timpul de retenție a unei bule în circuitul hidraulic (de la ieșirea din rotor la ieșirea din aspiratorul turbinei), nivelul de depresiune existent într-o turbină, geometria aspiratorului.

Timpul minim pe care o particula îl parcurge de la intrarea la ieșirea din aspiratorul unei turbine hidraulice Francis, în cazul curgerii reale (in situ) analizate este de aproximativ 10 s. Pentru a respecta timp de contact, aer – apă de cel puțin 10 s, dar și vitezele reale de curgere a apei prin turbine, traseul hidraulic al instalației este prevăzut cu o conductă cu lungimea de 30m și diametrul de 100 mm, iar pompa asigură o gamă de debite ce permite curgeri de până la 3 m/s. Pentru a simula curgerea cu gradient advers de presiune din interiorul turbinei hidraulice s-a montat un ajutor cu unghiul de evazare ($\gamma = 7^\circ$) ce corespunde unghiului de evazare al aspiratorului turbinei. În zona de studiu sunt acoperite numerele $Re = 1 \cdot 10^5 \div 5 \cdot 10^5$. Zona în care este montat ajutorul este construită într-un bloc de plexiglas, paralelipipedic la exterior și conic la interior, pentru a permite o bună vizualizare a fenomenului. Pentru a simula curgerea rotațională, instalația este prevăzută cu un stator amplasat în amonte de ajutor.

Activitatea *Realizare geometrie 3D a aspiratorului turbinei reale și discretizare, în vederea realizării simulării numerice a curgerii prin aspiratorul turbinei reale* (Act. 1.3) este executată de către partenerul P1 (UPB)

Construcția geometriei tridimensionale a aspiratorului turbinei FO 230/270 s-a realizat atât prin utilizarea documentației tehnice din arhiva centralei, cât și prin deplasarea la amplasament și măsurarea în detaliu a aspiratorului. Domeniul de analiză 3D a fost împărțit în trei volume, astfel: unul tronconic la intrarea în aspirator (imediat în avalul rotorului), un volum cotit (inclusiv cu schimbare de diametru) și unul tronconic la ieșirea din aspirator. Rețeaua de discretizare construită este nestructurată, cu 245216 noduri și 237510 elemente de tip hexaedru.

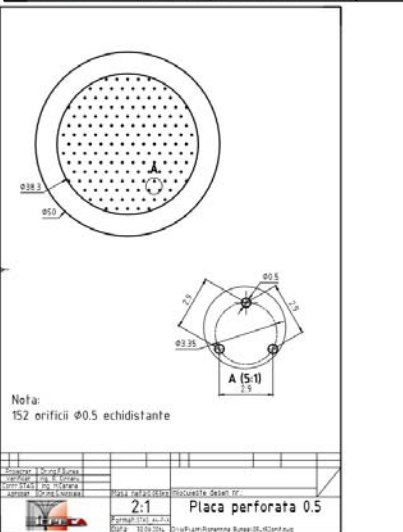
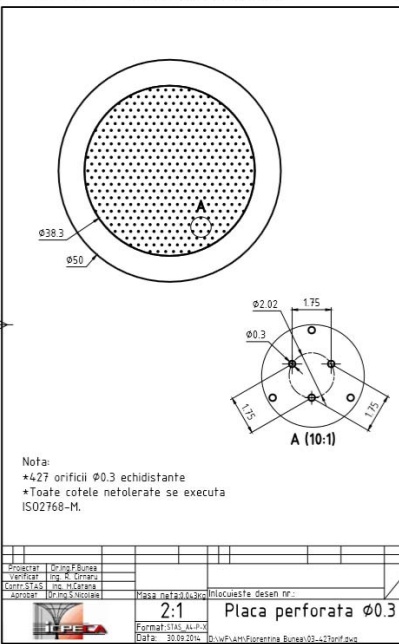
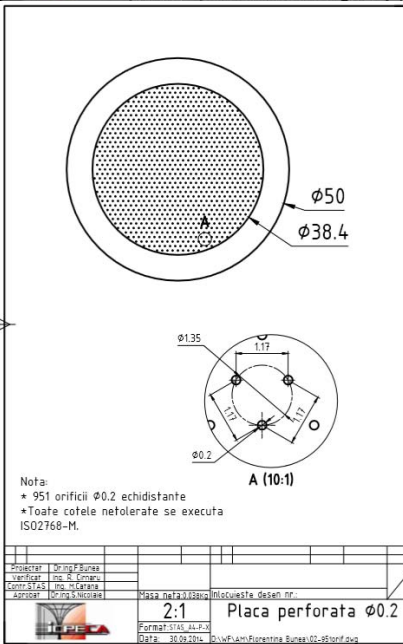
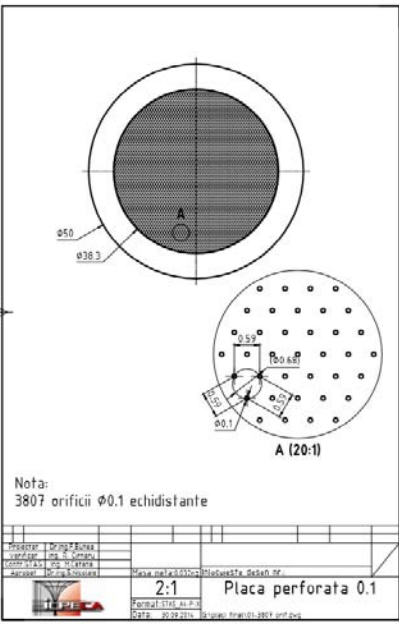
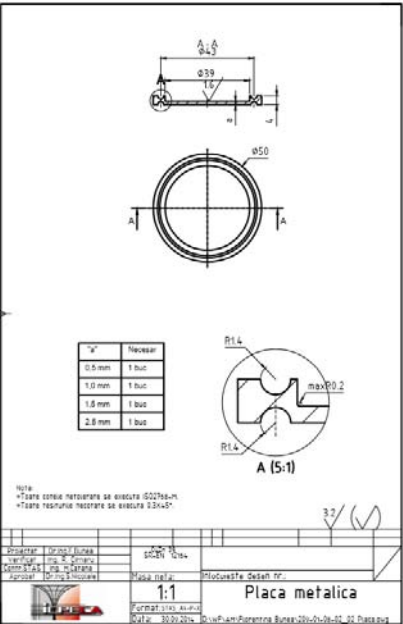
În concluzie, proiectul urmărește optimizarea aerării pentru un anumit consum energetic. Cantitatea de aer introdusă în turbină, afectează randamentul acesteia în două moduri: pe de o parte datorită perturbării curgerii datorate introducerii aerului și pe de altă parte datorită consumului de energie necesar de injectării aerului. Pentru concepția sistemelor de aerare trebuie considerați următorii parametri:

- Creșterea timpului de contact aer-apă, prin introducerea aerului cât mai departe de suprafața liberă;
În acest sens a fost pusă în funcțiune o instalație experimentală pentru studiul curgerilor rotationale cu gradient advers de presiune, care respecta parametrii curgerii dintr-o turbină reală (viteza de curgere a apei, timpul de contact al aerului în apa de la ieșirea din rotor până la ieșirea din aspirator, gradientul de presiune advers, etc.).
- Folosirea nivelului de depresiune din aspiratorul turbinei, pentru a introduce aerul la presiunea atmosferică, beneficiind de gradientul de presiune și reducând astfel consumul energetic necesar injectării.
În acest sens a fost demarata activitatea de simulare numerică care are ca scop determinarea zonelor de depresiune maximă. Cunoașterea acestor zone va fi utilă pentru implementarea dispozitivului de injecție cu aer în turbină din situ, corespunzătoare etapei 3 a proiectului. În aceasta etapă a fost construit și discretizat aspiratorul turbinei Francis reale.
- Dimensiunea cât mai mică a bulelor de aer, pentru a obține o arie specifică interfacială cât mai mare, respectiv o suprafață mai mare de contact aer - apă;
În acest sens s-au realizat plăci cu orificii de diferite dimensiuni prin care se va introduce aer sub formă cât mai dispersă. Rezultatele obținute vor fi prezentate în cea de-a doua etapă a proiectului
- Injecția aerului în sistemul hidraulic să nu afecteze curgerea.
În acest sens instalația experimentală este prevăzută cu un sistem de injecție neinvaziv, montat pe conductă.

7. Bibliografie

1. Read J.S., Hamilton DP, Jones ID, Muraoka K, Winslow LA, Kroiss R, Wu CH, Gaiser E, (2011), *Derivation of lake mixing and stratification in dices from high-resolution lake buoy data*, Environmental Modelling & Software, doi:10.1016/j.envsoft.2011.05.006
2. http://www.tva.gov/environment/reports/ros_eis/, Tennessee Valley Authority (TVA), Reservoir Operations Study – Final Programmatic EIS, Water Quality
3. Bunea F., Oprina G., Lazaroiu Gh., Babutanu C.A., (2007), *Technical and economic aspects of the new waste water treatment technologies*, Proc. of the 5th Int. Conf. Management of Technological Changes, Greece, 25-26 August, Vol.1, ISBN 978-960-8932-1-2
4. Bunea F., Bucur D.M., Dumitran G.E., Ciocan G.D., (2012), Book title: *Ecological Water Quality - Water Treatment and Reuse*, Chapter Title: *Water quality in hydroelectric sites*, Ed. In Tech (Open Access Publisher), Croatia, p. 391-408, ISBN 978-953-51-0508-4, DOI 10.5772/32078
5. March P.A., Brice, T.A., Mobley, M.H, Cybularz, J.M., (1992), *Turbines for solving the DO dilemma*, Hydro Review; 11(1), U.S., 30-36, ISSN 0884-0385
6. Candel I., Bunea F., Dunca G., Bucur D.M., Ioana C., Reeb B., Ciocan G.D., (2014), *Detection of cavitation vortex in hydraulic turbines using acoustic techniques*, Proceeding of 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, paper 5.3.3, 22-26 september, Montreal, Canada
7. IEC 60193 - Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests, 1999.

Anexa 1



**Proces verbal de punere în funcțiune a instalații experimentate pentru
studiul curgerilor rotaționale cu gradient advers de presiune**

încheiat azi, 21.11.2014

1. Date generale

Instalația experimentală pentru studiul curgerilor rotaționale cu gradient advers de presiune este destinată studiului în laborator a curgerii turbulente din avalul rotorului unei turbine hidraulice de tip Francis sau Kaplan.

2. Constatări

Instalația experimentală este cu circuit închis și este compusă din:

- o pompă centrifugă ce acoperă o gama de debite $Q_{apa} = 30 \div 120 \text{ m}^3/\text{h}$,
- un traseu hidraulic format dintr-o conductă amonte cu diametrul de 50 mm și lungimea de 3,5 m și o conductă aval cu diametrul de 100 mm și lungimea de 30 m,
- o zona de măsură din material transparent, formată dintr-un ajutoraj de trecere de la $\Phi 50$ la $\Phi 100$ cu unghi de evazare $\gamma = 7^\circ$, un stator pentru inducerea curgerii rotaționale montat în amonte de ajutoraj și un injector de aer, sub forma dispersă,
- injectorul de aer este prevăzut cu 4 plăcute (perforate cu orificii $\Phi 0.1, 0.2, 0.3$ respectiv 0.5mm) interschimbabile, prin care se face injecția aerului sub forma dispersă, respectând aceeași suprafață perforată ($29,8 \text{ mm}^2$),
- 3 zone de vizualizare a curgerii,
- bazin cilindric de recirculare, ($\Phi 441 \text{ mm}$, $H = 2\text{m}$).

Instalația experimentală este astfel construită încât să țină cont de următorii parametri ai curgerii din aspiratorul unei turbine hidraulice reale: viteza de curgere a apei prin turbină, timpul de retenție a unei bule în circuitul hidraulic (de la ieșirea din rotor la ieșirea din aspiratorul turbinei), nivelul de depresiune existent într-o turbina, geometria aspiratorului.

la ieșirea din rotor la ieșirea din aspiratorul turbinei), nivelul de depresiune existent într-o turbina, geometria aspiratorului.

3. Concluzii

Comisia de recepție, alcătuită din membrii specialiști ai institutelor partenere la contractul PN II-PT-PCCA-2013-4-0814, nr. 88/2014, constată funcționarea instalației experimentale pentru studiul curgerilor rotaționale cu gradient advers de presiune și decide demararea activităților experimentale de laborator, aferente contractului de cercetare.

Comisia de recepție

Dr. ing. Florentina BUNEA (INCDIE ICPE-CA)



Dr. ing. Lucian PÎSLARU-DĂNESCU (INCDIE ICPE-CA)



Ing. Marius POPA (INCDIE ICPE-CA)



Dr. ing. Diana BUCUR (UPB - CCEPM)



Ing. Sebastian CODESCU (Tehnoinstrument Impex SRL)



Prof. Dr. ing. Gabriel CIOCAN (Universitatea Laval, Canada)





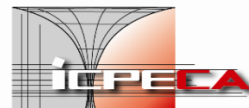
INSTITUTUL NAȚIONAL DE CERCETARE - DEZVOLTARE
PENTRU INGINERIE ELECTRICĂ INCIE ICPE-CA



Nr. Registrul Comerțului
J40/3800/2001
Cod Fiscal RO 13827850
Capital Social: 381.108 Lei
Treorerie M.B.:
RO24TREZ7005069XXX002740

Cont : ROL
RO52RNCB0076029424690001
BCR SMB
Splaiul Unirii nr. 313, sector 3
București, 030138, România

Email: office@icpe-ca.ro
www.icpe-ca.ro
Tel: +4021.346.7231
+4021.346.8297
Fax: +4021.346.8299



AUTORITATE CONTRACTANTĂ - UEFISCDI
PN II, COMPETITIEI PCCA 2013, PROGRAM 4 – PARTENERIATE ÎN DOMENIILE PRIORITARE
DIRECTIA DE CERCETARE: D3 MEDIU

CTR. NR. 88/2014

RAPORT ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC

SISTEM INOVATIV DE AERARE A APEI TURBINATE ÎN VEDEREA MENȚINERII CONDIȚIILOR NECESARE VIEȚII ACVATICE

- ECOTURB -

ETAPA 2 2015

Testarea dispozitivului de aerare a apei turbinate pe instalația de laborator specifică

ORGANIZAȚIILE PARTENERE ÎN PROIECT

Denumirea organizației participante în proiect	Acronim organizație	Tip organizație	Rolul organizației în proiect
Institutului Național pentru Cercetare și Dezvoltare în Inginerie Electrică ICPE-CA București	INCDIE ICPE-CA	INCD	Coordonator (CO)
Universitatea POLITEHNICA din București - Centrul de Cercetări Energetice și de Protecția Mediului	UPB – CCEPM	UNI	Partener (P1)
TehnoINSTRUMENT Impex SRL	TEHNOINSTRUMENT	SRL	Partener (P2)

Director proiect
dr. ing. Florentina BUNEA

Cuprins

Rezumat.....	3
1. Măsurarea pierderii de sarcină hidraulică pe dispozitivele de aerare	4
2. Încercarea plăcilor cu orificii de diferite dimensiuni, din punct de vedere al performanțelor de aerare	4
2.1. Descrierea instalației experimentale și a aeratorului.....	4
2.2. Prelucrarea datelor experimentale	7
2.3 Calculul vitezei standard de transfer al oxigenului în funcție de debitul de aer pentru fiecare generator de bule selectat	8
3. Analiza rezultatelor experimentale privind corelarea între dimensiunea orificiilor și nivelul de OD, în curgeri rotaționale.....	9
4. Creare baza de date cu rezultatele obținute. Selectarea unui dispozitiv de aerare cu cel mai bun raport dintre capacitatea de aerare și pierderea de sarcină hidraulică.....	10
5. Simularea numerică a curgerii prin aspiratorul turbinei reale. Modelarea matematică pentru determinarea zonei de depresiune maximă în condițiile funcționării individuale în amenajare	10
5.1. Analiza de sensibilitate.....	11
5.2. Alegerea condițiilor la limite	12
5.3. Rezolvarea ecuațiilor ce descriu curgerea în interiorul domeniului. Analiza rezultatelor	12
6. Proiectarea dispozitivului de aerare în vederea transpunerii lui pe turbină reală.....	15
7. Rezultate obținute în a doua etapă a proiectului. Diseminarea rezultatelor.....	17
8. Concluzii	18
Bibliografie	19
Notății.....	19

Rezumat

Proiectul își propune studierea unui nou sistem de injecție a aerului în aspiratorul turbinelor care să conducă la o cantitate maximă a oxigenului dizolvat (OD) transferat din aerul injectat în apa turbinată cu un consum minim de energie și un efect benefic maxim asupra mediului acvatic. Pentru atingerea acestui scop este necesară obținerea unei arii de contact interfazic cât mai mari, realizabilă prin dispersia aerului introdus în apa turbinată în bule cât mai fine. Pe de altă parte, se urmărește ca dispozitivul propus să fie neinvaziv, astfel încât să influențeze cât mai puțin circuitul hidraulic al apei, și deci să afecteze cât mai puțin eficiența turbinei. În acest sens s-a dezvoltat o instalație de laborator pentru studiul la scara redusă a unor soluții de aerarea apei în curgeri disperse gaz-lichid, turbulente, cu gradient advers de presiune. Standul permite studiul și încercarea în laborator a dispozitivelor de aerare prevăzute cu placi interschimbabile, cu orificii de diferite dimensiuni, în scopul proiectării unor aeratoare ce pot fi montate în conul aspirator al turbinele hidraulice. Prin plăcile interschimbabile se injectează controlat aer, sub formă de bule de diferite dimensiuni, ținând cont de deficitul de OD din apă, de aria interfazică aer-apă, de pierderile de presiune ale dispozitivului de aerare și de timpul de contact între cele două faze, astfel încât volumul de aer injectat să fie minim. De asemenea, standul permite studiul în mod fiabil al unor fenomene complexe, cum sunt curgerile disperse gaz-lichid, turbulente, cu gradient advers de presiune, unde transferul de masă prin interfață este un proces dinamic asociat cu dinamica interfeței, iar aria interfeței variază în lungul curgerii.

Măsurătorile experimentale efectuate în aceasta etapă vizează studiul și optimizarea procesului de aerare dispersa în curgerile turbulente din turbinele hidraulice, respectând atât parametrii curgerii dintr-o turbina cât și fracția de goluri $\phi \leq 1-3\%$ impusă de constructorii de mașini hidraulice. Astfel s-au caracterizat mai multe aeratoare determinându-se viteza standard de transfer a oxigenului și eficiența standard a aerării pe fiecare dintre ele. Având în vedere performanțele de aerare apropiate ale plăcilor testate, placa de aerare selectată, pentru transpunerea ei pe aeratorul ce urmează a fi implementat in situ este modelul experimental funcțional MP05.

Un alt parametru de care s-a ținut cont este consumul energetic asociat injecției cu aer pentru a menține performanțele hidraulice ale turbinei. Simularea numerică a curgerii prin aspiratorul turbinei reale s-a realizat cu scopul de a identifica zona de apariție a presiunii minime din interiorul conului aspirator al unei turbine Francis, la ieșirea din rotor. În această zonă urmează să se amplaseze dispozitivul de aerare dispersă. Injectarea aerului se va face, în ultima etapa a prezentului proiect, în mod controlat, în funcție de deficitul de OD din apă, printr-un dispozitiv neinvaziv, situat pe peretele aspiratorului astfel încât să nu influențeze curgerea din circuitul hidraulic. Se urmărește ca volumul de aer care se introduce să fie suficient pentru a acoperi deficitul de OD și să aibă un efect minim asupra performanțelor energetice ale mașinii hidraulice.

Modelarea numerică a mișcării fluidului în interiorul mașinilor hidraulice a permis obținerea informațiilor referitoare la structura câmpului hidrodinamic, eliminând astfel necesitatea realizării modelelor fizice de mașină hidraulică și a încercărilor experimentale ale acestora și reducându-se cheltuielile și timpul alocat realizării unui studiu detaliat.

1. Măsurarea pierderii de sarcină hidraulică pe dispozitivele de aerare

Pentru determinarea eficienței standard a aerării SAE este necesară determinarea puterii consumate pentru introducerea aerului prin difuzor și implicit determinarea experimentală a **pierderii de sarcină** asociată injectării aerului prin orificiile plăcilor testate.



Fig. 1. Măsurarea pierderii de sarcină prin aerator

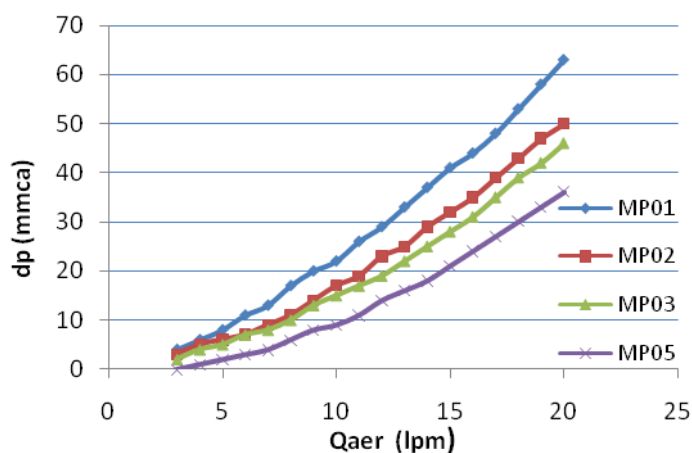


Fig. 2. Căderea de sarcină în funcție de debitul de aer, pe plăcile perforate

Plăcile metalice perforate, supuse tastărilor au fost realizate în prima etapă a proiectului și au diferite diametre ale orificiilor: $d = 0.1, 0.2, 0.3, 0.5$ mm. Pentru a putea compara rezultatele, aria de emisie $A = 29.8 \text{ mm}^2$, este constantă pentru toate plăcile. Plăcile sunt montate într-o capsulă (fig.1.a) care este integrată în corpul instalației experimentale, în zona de vizualizare a curgerii. La acesta este racordat un rotametrul (fig.1. b) pentru măsurarea debitului de aer injectat prin aerator și un manometru diferențial (fig.1. c) pentru măsurarea pierderii de presiune pe placa testată. În figura 2 sunt prezentate pierderile de presiune în funcție de debitul de aer injectat prin cele 4 plăci metalice perforate cu orificii de: 0.1 mm (MP01), 0.2 mm (MP02), 0.3 mm (MP03) și 0.5 mm (MP05).

Se observă cum pierderea de sarcină scade odată cu creșterea diametrului orificiilor. Se observă de asemenea că dimensiunea orificiilor nu influențează semnificativ pierderea de presiune pe plăcile metalice încercate.

2. Încercarea plăcilor cu orificii de diferite dimensiuni, din punct de vedere al performanțelor de aerare

2.1. Descrierea instalației experimentale și a aeratorului

Instalația experimentală pe care s-a efectuat studiul în laborator al curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune, are ca scop studiul și încercarea în laborator a unor dispozitivelor de aerare / aeratoare, pe baza cărora se vor proiecta aeratoarele ce pot fi montate în turbinele hidraulice.

Se pune accent pe calitatea procesului de aerare respective pe creșterea ariei interfazice aer-apă, timpul de retenție a acestora, căderea de presiune pe dispozitivele de aerare, geometria și dimensionarea acestora, etc.

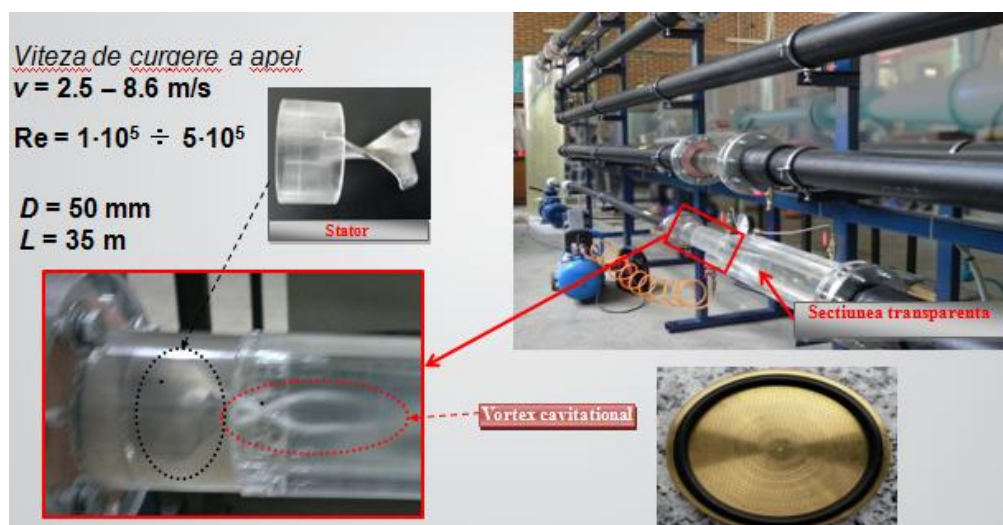


Fig. 3. Stand pentru studiul curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune

Standul (fig. 3) este realizat în circuit închis și este alcătuit dintr-un bazin de alimentare, din care, cu ajutorul unei electropompe se introduce apă curată într-o conductă cu diametrul Φ 50 mm și lungimea de 3 m. Instalația este concepută astfel încât să simuleze parametrii curgerii în turbinele hidraulice pentru întregul domeniu de funcționare al turbinei. Pentru a simula curgerea rotațională, standul este prevăzut cu o zonă de studiu 5, conică la interior și paralelipipedică la exterior, construită din material transparent, alcătuită dintr-un stator amplasat în amonte de o zonă divergentă, cu un unghi de evazare $\gamma = 7^\circ$, ce corespunde unghiului de evazare al aspiratorului turbinelor evazare ($\gamma = 0 \div 30^\circ$). În zona de studiu sunt acoperite numerele Reynolds $Re = 1 \cdot 10^5 \div 5 \cdot 10^5$. Zona de studiu mai cuprinde un dispozitiv de injecție a aerului sub formă dispersă, situat în avalul statorului.

Standul este dimensionat astfel încât să respecte timpul minim de contact pe care o particula îl parcurge de la intrarea la ieșirea din aspiratorul unei turbine hidraulice de tip Francis (min. 10 s), și o viteză medie a apei de 3 m/s; de aceea traseul hidraulic este continuat cu o conductă Φ 100, cu lungimea de 30 m.

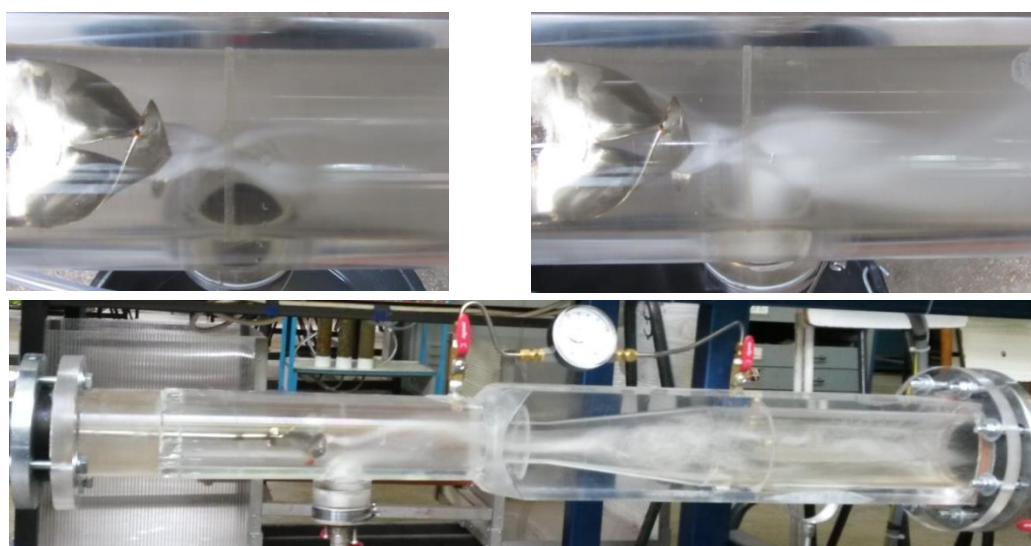


Fig. 4. Zona de vizualizare a curgerii rotaționale, bifazice

Odată cu creșterea vitezei de curgere a apei, curgerea rotațională imprimată de stator formează un vortex cavitațional (fig. 4), similar cu vortexul ce se produce în aspiratorul turbinelor

hidraulice de tip Francis, atunci când acestea funcționează la sarcină parțială. Injectarea aerului se face în mod controlat în funcție de deficitul de OD din apă, printr-un dispozitivul neinvaziv, de aerare dispersă, situat pe peretele conductei astfel încât să nu influențeze curgerea din circuitul hidraulic. Se urmărește ca volumul de aer să fie suficient pentru a acoperi deficitul de OD și să aibă un efect minim asupra performanțelor energetice a mașinii hidraulice.

Standul se utilizează pentru studiul în laborator, la scară redusă, a unor soluții de aerare a apei ce uzinează turbinele hidraulice de tip Francis, ce echipează centralele hidroelectrice, în scopul identificării și punerii în practică a unei soluții tehnice care să contribuie la diminuarea deficitului de oxigen dizolvat din apa turbinată.

Standul este prevăzut cu un dispozitiv de aerare dispersă, cu placi interschimbabile prin care se injectează controlat aer, sub formă de bule de diferite dimensiuni, ținând cont de deficitul de OD din apă, de aria interfazică aer-apă, de pierderile de presiune ale dispozitivului de aerare și de timpul de contact între cele două faze, astfel încât volumul de aer injectat să fie minim. De asemenea, permite studiul în mod fiabil al unor fenomene complexe, cum sunt curgerile disperse gaz-lichid, turbulente, cu gradient advers de presiune, unde *transferul de masă prin interfață este un proces dinamic asociat cu dinamica interfeței, iar aria interfeței variază în lungul curgerii.*

Datorita aspectului original și de noutate al acestui stand, a fost depusa o cerere de inventivitate, înregistrată la **OSIM cu numărul A/00704/29.09.201**. Optimizarea parametrilor de aerare pentru turbinele hidraulice se face din punct de vedere al: distribuției și dimensiunii bulelor injectate (optimizarea contactului interfazic) și optimizarea geometriei aeratorului pentru diminuarea impactului asupra randamentului turbinei. Instalația este concepută astfel încât să simuleze parametrii curgerii în turbinele hidraulice pentru întregul ei domeniu de funcționare.

Tabel 1. Frația de goluri pentru cazurile testate

z	Q_{apa} (l/min)	MP 01				MP 02				MP 03				MP 05				Obs.
		Q_{aer} (l/min)				Q_{aer} (l/min)				Q_{aer} (l/min)				Q_{aer} (l/min)				
		5	8	10	12	5	8	10	12	5	8	10	12	5	8	10	12	
4	330	1,51 %				1,51 %				1,51 %				1,51 %				Fără vortex
6	882	0,57 %				0,57 %				0,57 %				0,57 %				Vortex incipient
8	1044	0,48 %				0,48 %				0,48 %				0,48 %				Vortex dezvoltat
10	1110	0,45 %	0,72 %	0,9 %	1,1 %	0,45 %	0,72 %	0,9 %	1,1 %	0,45 %	0,72 %	0,9 %	1,1 %	0,45 %	0,72 %	0,9 %	1,1 %	Vortex dezvoltat

În tabelul 1 este prezentat raportul dintre debitul de aer injectat și debitul de apă ce circula prin instalația experimentală, astfel încât relația (1) să fie respectată, iar procesul de aerare să acopere cât mai mult deficitul de oxigen din apă. S-a urmărit ca fracția de goluri $\phi \leq 1$, în conformitate cu relațiile (1) și (2).

Pentru a evita impactul negativ asupra eficienței turbinei [2], constructorii de turbine hidraulice au impus ca debitul de aer injectat în sistemul hidraulic să fie de maxim 3% din debitul de apă uzinat de turbină [3]:

$$Q_{aer} < (1 \div 3) \% Q_{apa} \quad (1)$$

unde Q_{aer} and Q_{apa} reprezintă debitul de aer respectiv de apă. Eficiența aerării la CHE este de obicei exprimată prin fracția de goluri ϕ .

$$\phi = Q_{aer} / Q_{apa} \quad (2)$$

S-au efectuat 28 seturi de măsurători $C = f(t)$, cu o rată de eșantionare de 2s. Astfel în funcție de timpul până la care s-a obținut minim 90% din concentrația de saturație, s-au prelevat între 140- 760 de probe pentru fiecare set. Procedura de măsurare se repetă pentru fiecare set în parte respectiv pentru cele patru plăci de testat, fiecare dintre plăci funcționând la toate debitele de

aer și apa prezentate în tabel 1. După fiecare set de măsurători, procedura de măsură conform standardului se reia pentru alt debit, de la eliminarea OD din apă, până la reoxigenarea până la minim 90% din valoarea concentrației de saturație.

2.2. Prelucrarea datelor experimentale

În continuare se prezintă pe scurt un exemplu de calcul pentru placa MP 0.2 aflată în funcționare la debitul de aer $Q_{aer} = 8$ l/min, și debitul de apă $Q_{apa} = 1110$ l/min în vederea estimării parametrilor Kla și C_s . Cu datele înregistrate la măsurători se construiește graficul (fig. 7) concentrației OD în timp $C = f(t)$. Considerând concentrația de oxigen dizolvat în condiții de saturare (C_w) [7], se determină concentrația relativă de saturație al apei (%), la fiecare moment de timp pe parcursul măsurătorii. C_{rel} este obținut prin interpolare *nearest neighbor* a lui C_w , după relația

$$C_{rel} = C \cdot 100 / C_w \quad (\%).$$

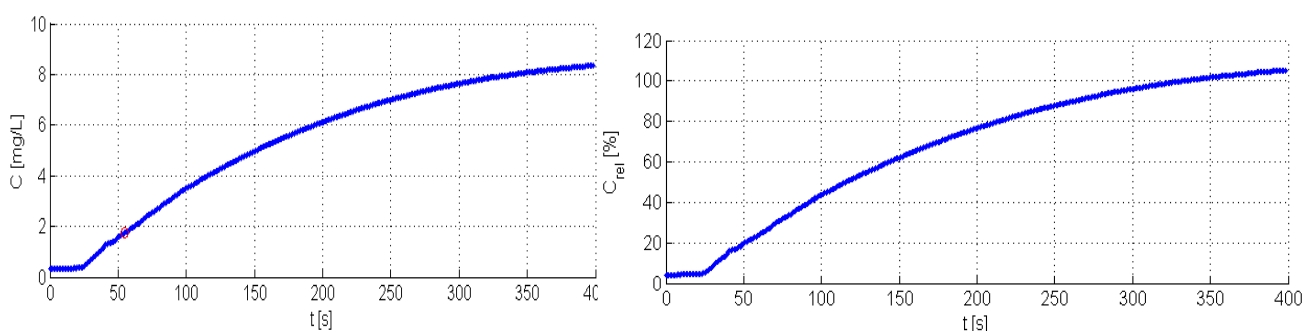


Fig 7, Trasarea graficelor $C = f(t)$ și $C_{rel} = f(t)$ folosind datele experimentale și depistarea punctului de inflexiune

Se calculează concentrația la saturație determinată în punctul de măsură, corectată la temperatura de 20°C. În cazul existenței unui punct de inflexiune (marcat cu roșu în fig. 7), se elimină valorile minime ale OD până la 20% din valoarea aproximativă a concentrației la saturație în condiții normale de temperatură presiune și umiditate. Datele rămase se extrapolează după relația (3) în vederea obținerii timpului de întârziere prin intersectarea curbei fituite cu axa timpului (fig. 8). Curba se corectează prin scăderea timpului de întârziere obținut, după relația $t = t - t_{delay}$

$$C = C_s - (C_s - C_0)e^{-Klat} \quad (3)$$

unde C reprezintă concentrația oxigenului la momentul t (s), C_0 – concentrația oxigenului la momentul $t = 0$, $Klat$ (1/s) – coeficientul volumetric de transfer de masă la momentul t și C_s (mg/l) – concentrația OD la saturație la temperatura de lucru (parametru ce depinde de temperatura apei).

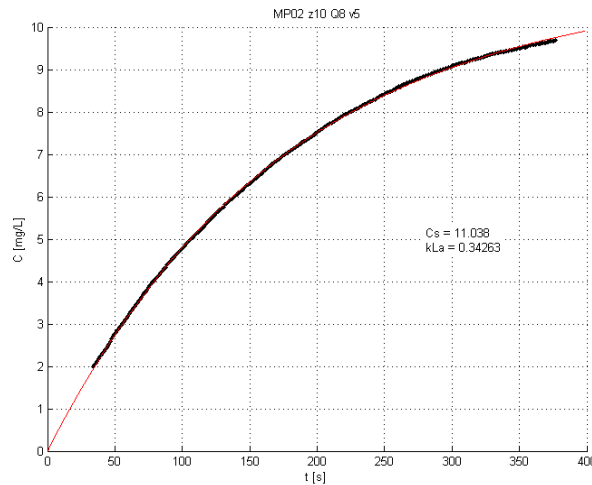


Fig. 9, Estimarea parametrilor Kla și C_s prin regresie neliniară, pentru placa MP02

Se reconstruiește graficul (fig. 9) cu datele corectate folosind același model matematic, unde $C_0 = 0$. Se obțin valorile parametrilor Kla (transformate în 1/min) și C_s corespunzătoare debitului respectiv (în cazul descris MP 0.2 la $Q = 8$ l/min). Pașii se repeta pentru 28 seturi de măsurători.

Reprezentarea grafica și tabelara pentru estimarea Kla și C_s , pentru plăcile MP0.1, MP0.2, MP0.3, MP0.5 la mai multe debite de funcționare cu aer și apa este prezentată în raportul în extenso, pentru toate cazurile testate.

2.3 Calculul vitezei standard de transfer al oxigenului în funcție de debitul de aer pentru fiecare generator de bule selectat

Viteza standard de transfer de oxigen sau capacitatea de oxigenare ($SOTR$) se calculează după relația (4)

$$SOTR = Kla \cdot C_s \cdot V \quad [\text{mg/min}] \quad (4)$$

$V = 534$ l – volum de apă din instalația experimentală.

Eficiența standard a transferului de oxigen ($SOTE$) descris de relația (5).

$$SOTE = \frac{SOTR}{W_{O_2}} [-], \quad (5)$$

cu $SOTR$ în [kg/h] și W_{O_2} [kg/s] – debitul masic de oxigen din curentul de aer.

Considerând ca greutatea oxigenului este 23% din greutatea totală a aerului, $W_{O_2} = 0.2765 Q_s$, cu Q_s [m³/s] – debitul de aer adus în condiții standard.

Tabel 4, Variația SAE (kg_{OD}/kWh), debitul de aer și apa

z	Q_{apa} (l/min)	MP 01				MP 02				MP 03				MP 05			
		Q_{aer} (l/min)				Q_{aer} (l/min)				Q_{aer} (l/min)				Q_{aer} (l/min)			
		5	8	10	12	5	8	10	12	5	8	10	12	5	8,5	10	12
4	330	377				428				357				408			
6	882	992				1030				949				1017			
8	1044	1117				1255				1043				1018			
10	1110	1112	1797	2176	2759	1225	1921	2131	2616	1105	1809	2079	2358	1083	1826	1899	2041

Un alt parametru de aerare reprezentativ este eficiența standard a aerării (SAE)

$$SAE = \frac{SOTR}{P} \quad [\text{kg}_{OD}/\text{kWh}] \quad (6)$$

$$P = Q_{aer}(dp + \rho g H) / 1000 \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

P – puterea consumată pentru introducerea aerului prin aerator

$H \approx 1,47$ mca – sarcina hidrostatică pe placă

dp [Pa] – căderea de presiune pe placă.

3. Analiza rezultatelor experimentale privind corelarea între dimensiunea orificiilor și nivelul de OD, în curgeri rotaționale

S-au analizat rezultate experimentale, prelucrate pentru a obține principalii parametrii ce caracterizează procesul de aerare în condiții standard. Scopul analizei este selectarea aeratorului ce are incorporată o placă perforată interschimbabilă, cu orificii de diferite dimensiuni, în condițiile în care aria de emisie ($A = 29,8 \text{ mm}^2$) este constantă. Astfel în raportul tehnico științific în extenso s-au reprezentat grafic următoarele variații:

- Fig. 11, Variația kLa în funcție de debitul de apă, pentru un debit de aer injectat de 5 lpm,
- Fig. 12, Variația kLa în funcție de debitul de aer în condiții standard, la vehicularea unui debit de apă constant de 1110 lpm,
- Fig. 13, Variația kLa în funcție de căderea de presiune pe plăcile metalice testate pentru injectarea cu debitele de aer figurate mai sus,
- Fig. 14, Variația kLa în funcție de puterea consumată pentru injectarea cu debitele de aer figurate mai sus,
- Fig. 15, Variația vitezei standard de transfer de oxigen (capacitatea de oxigenare) în funcție de debitul de apă vehiculat prin instalație, pentru un debit de aer injectat de 5 lpm,
- Fig. 16, Variația vitezei standard de transfer de oxigen (capacitatea de oxigenare) în funcție de debitul de aer introdus prin plăci, la vehicularea unui debit de apă constant de 1110 lpm,
- Fig. 17, Variația SOTR în funcție de căderea de presiune pe plăcile metalice testate pentru injectarea cu debitele de aer figurate mai sus,
- Fig. 18, Variația SOTR în funcție de puterea consumată pentru injectarea cu debitele de aer figurate mai sus,
- Fig. 19, Variația eficienței standard a transferului de oxigen în funcție de debitul de apă vehiculat prin instalație, pentru un debit de aer injectat de 5 lpm,
- Fig. 20, Variația eficienței standard a transferului de oxigen în funcție de debitul de aer introdus prin plăci, la vehicularea unui debit de apă constant de 1110 lpm,
- Fig. 21, Variația eficiența standard a aerării în funcție de debitul de aer introdus prin plăci, la vehicularea unui debit de apă constant de 1110 lpm,
- Fig. 22, Variația eficienței standard a aerării în funcție de debitul de apă vehiculat prin instalație, pentru un debit de aer injectat de 5 lpm.

4. Creare baza de date cu rezultatele obținute. Selectarea unui dispozitiv de aerare cu cel mai bun raport dintre capacitatea de aerare și pierderea de sarcina hidraulica

S-a dezvoltat o baza de date în Excel cu toate măsurătorile și încercările efectuate (54 de seturi de măsurători) în care sunt înregistrate cate aproximativ 1800 de probe pentru fiecare caz, și s-a elaborat un program de tratare/prelucrare a datelor în programul Matlab.

În vederea selectării dispozitivului potrivit pentru proiectarea aeratorului in situ s-au analizat mai multe aspecte: performantele de aerare și eficiența standard a aerării pentru fiecare placă testată, posibilitatea implementării pe aspiratorul unei turbine hidraulice din punct de vedere al prelucrării mecanice (s-a luat în considerare grosimea peretelui aspiratorului dimensiunea și forma acestuia) și condițiile de funcționare a turbinei in situ.

Placa MP01 deși are cele mai fine orificii nu este potrivită pentru instalații hidraulice de mari dimensiuni, unde gradul de turbulență este foarte dezvoltat, iar apa vehiculată poate conține impurități, spre deosebire de apa potabilă cu care au fost efectuate măsurătorile de laborator, iar riscul de a fi astupate orificiile crește. S-a observat de asemenea că în timpul măsurătorilor, orificiile foarte fine ale acestei plăci, deși au fost sistematic curățate, o parte dintre acestea se astupau, reducând astfel aria efectivă prin care se injecta aer. Acest lucru se observă și pe graficele kLa , SOTR, SOTE și SAE, unde curba de performanță a plăcii MP01 se situează sub curba plăcii MP02.

În urma analizei rezultatelor experimentale privind corelarea între dimensiunea orificiilor și nivelul de OD, în curgeri rotaționale s-a observat că placa cea mai eficientă și cu cea mai bună capacitate de oxigenare este MP02. Diferența între performanțele acestei plăci și cele ale plăcii MP 03 și chiar MP05 este însă foarte mică, ceea ce este foarte încurajator deoarece ne permite alegerea variantei optime dintr-un număr mai mare de plăci. Trebuie însă precizat că, așa cum s-a constatat din cercetări anterioare [4], influența aeratorului este foarte importantă, iar dimensiunile orificiilor testate în această etapă a proiectului sunt selectate pe baza propriilor cercetări anterioare dar și din literatura (prezentată în etapa 1 a prezentului proiect).

Având în vedere performanțele de aerare apropiate ale plăcilor testate, placa de aerare selectată, **pentru transpunerea pe aeratorul ce urmează a fi implementat in situ este modelul experimental funcțional MP05.**

În concluzie au fost proiectate și realizate, în etapa 1 a proiectului, 4 modele experimentale de placă perforată MP01, MP02, MP03 și MP05. În această etapă au fost testate toate cele patru modele de plăci perforate și a fost selectat modelul experimental – funcțional de placă perforată MP05, pentru transpunerea în etapa 3 a proiectului, pe turbina din situ.

5. Simularea numerică a curgerii prin aspiratorul turbinei reale. Modelarea matematică pentru determinarea zonei de depresiune maximă în condițiile funcționării individuale în amenajare

Studiul de față se realizează cu scopul de a identifica unde se înregistrează presiunea minimă în interiorul conului aspirator al turbinei Francis, după ieșirea din rotor. În această zonă se urmărește amplasarea dispozitivului de aerare dispersă. Analiza se face numeric, cu ajutorul pachetului de programe CFD, ANSYS după următorii pași:

- ✓ generarea domeniului de analiză,
- ✓ discretizarea domeniului,
- ✓ alegerea condițiilor la limite,
- ✓ rezolvarea ecuațiilor care descriu curgerea în interiorul domeniului,
- ✓ analizarea rezultatelor.



Fig. 25. Geometria aspiratorului turbinei FO 230/270

În prima etapă a proiectului s-a realizat geometria 3D a aspiratorului turbinei reale FO 230/720 care echipează CHE Mihăilești, utilizând documentația tehnică din arhiva centralei precum și prin măsurări in situ ale dimensiunilor elementelor componente. Tot în cadrul primei etape s-a realizat discretizarea domeniului de calcul într-o primă fază, în vederea realizării ulterioare a simulării numerice a curgerii prin aspiratorul turbinei reale. Generarea geometriei a făcut obiectul etapei anterioare a proiectului și a rezultat geometria 3D din figura 25.

5.1. Analiza de sensibilitate

Rețeaua de discretizare realizată pentru cazul de analiză este o rețea nestructurată, cu 471870 noduri și 461500 elemente de tip hexaedru (Fig. 26). Această rețea de discretizare a fost aleasă după ce s-a realizat o analiză de sensibilitate. Rolul acestei analize este de a indica nivelul adecvat de rafinament a rețelei, ținând cont și de resursele de calcul. Astfel, s-au ales trei rețele de discretizare, diferite prin numărul de elemente, $N = 923520$, 461500, 230181 elemente, și s-au studiat într-o simulare în regim permanent. Mărimea de decizie aleasă a fost variația presiuni medii, p_i , la intrarea în aspirator obținută în urma simulărilor, în funcție de n , o variabilă dependentă de numărul de elemente, N , conform relației:

$$n = \frac{1}{\sqrt[3]{N}} \quad (1)$$

În felul acesta, prin creșterea gradului de rafinament al rețelei, abscisa punctului va tinde către zero iar ordonata se așteaptă să tindă asimptotic către o valoare constantă.

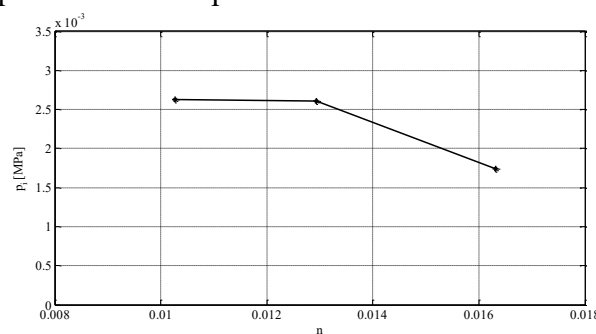


Fig. 27. Variația presiunii medii la intrarea în aspirator în funcție de parametrul n

În figura 27 sunt prezentate rezultatele analizei de sensibilitate pentru rețeaua de discretizare. Se observă că pentru valori ale parametrului n mai mici de 0,013 parametrul ales pentru analiză, presiunea medie în secțiunea de intrare a aspiratorului, are o tendință de uniformizare (variație asimptotică). Se poate considera deci că pentru rețele de discretizare cu un număr de elemente mai mare sau egal cu $N = 461500$, rezultatele simulării numerice nu vor diferi semnificativ, tinzând către aceeași valoare. Astfel, pentru a utiliza eficient resursele de calcul, s-a considerat că pentru realizarea simulărilor să se utilizeze o rețea de discretizare cu $N = 461500$ elemente.

5.2. Alegerea condițiilor la limite

S-au impus componentele vitezei la intrare și presiunea la ieșirea din domeniul de calcul, iar în urma calculului s-a verificat debitul masic al apei.

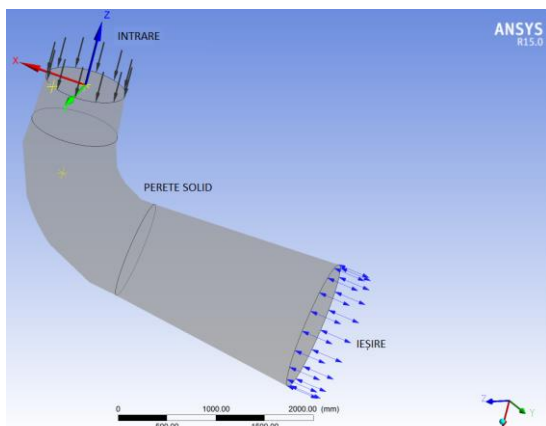


Fig. 27, Definirea zonelor domeniului de analiză

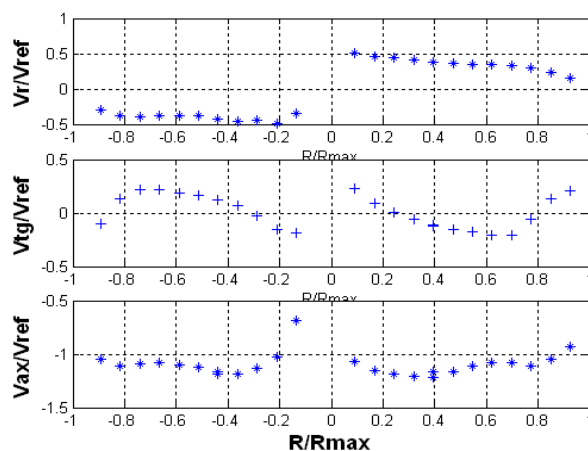


Fig. 28. Distribuția componentelor vitezei adimensionalizate, măsurate la intrarea în aspirator

Zonele domeniului de analiză pe care s-au impus condițiile la limite sunt prezentate în figura 28, unde V_r – viteza radială, V_{tg} – viteza tangențială, V_{ax} – viteza axială, V_{ref} – viteza de referință, medie în secțiunea de curgere. Componentele vitezei la intrarea în aspiratorul turbinei analizate s-au determinat plecând de la distribuțiile de viteză relativă măsurate [5] la intrarea în aspiratorul unei turbine-pompe (Fig. 28). Aceste valori s-au dimensionalizat pentru cazul studiat prin înmulțirea valorilor adimensionale de viteză cu viteza medie de curgere în secțiunea de intrare în aspirator, corespunzătoare debitului turbinat din cazul analizat.

5.3. Rezolvarea ecuațiilor ce descriu curgerea în interiorul domeniului. Analiza rezultatelor

Câmpul hidrodinamic din interiorul unei mașini hidraulice este descris de ecuațiile curgerii fluidelor [6] (ecuația de conservare a masei și ecuațiile de mișcare Navier-Stokes), la care se adaugă caracterul turbulent al mișcării reale, caracter turbulent care va fi introdus cu ajutorul modelului de turbulență $k - \epsilon$.

S-au ales mai multe puncte de funcționare a turbinei Francis pentru realizarea simulărilor, deci mai multe perechi de debit și cădere (presiune). Alegerea s-a făcut pe baza caracteristicii de exploatare a turbinei FO 230/720 (Fig. 29), ținând cont de valorile căderilor maxime și minime ale turbinei. Astfel, căderile pentru care s-au făcut determinări sunt $H_{max} = 18,8$ m respectiv $H_{min} = 14,5$ m, precum și pentru o cădere intermediară de $H_{med} = 16,65$ m.

S-au ales mai multe puncte de funcționare pentru fiecare cădere, acoperind tot domeniul de variație a debitului, de la funcționarea în punctul optim și până la funcționarea cu sarcini parțiale (Fig. 29). Valorile de debit și cădere alese se încadrează în zona de funcționare a turbinelor Francis, limitată la 49% din puterea maximă a turbinei ($P > 40\% P_{max}$). Parametrii energetici ai punctelor de funcționare alese sunt prezentați în tabelul 5.

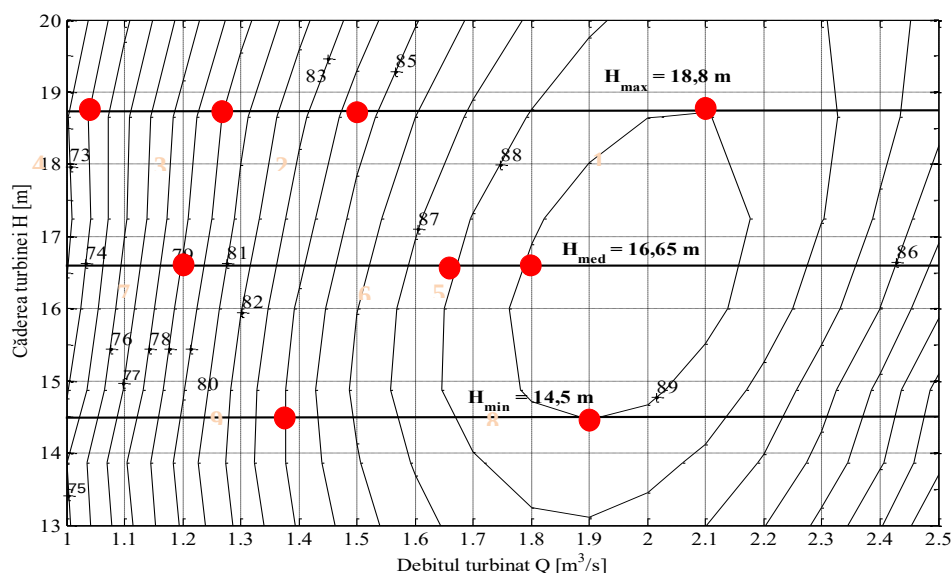


Fig. 29. Caracteristica de exploatare a turbinei FO 230/720 din CHE Mihăilești

Tabel 5. Parametrii energetici ai punctelor de funcționare analizate

Nr. punct	H [m]	Q [m³/s]	η [%]	P [kW]	P/P_{max} [%]
1	18,8 m	2,12	89	348,39	0,995
2		1,50	84,5	233,18	0,67
3		1,27	80	188,06	0,54
4		1,05	74	143,70	0,41
5	16,65 m	1,80	89	261,82	0,75
6		1,66	88	153,74	0,44
7		1,19	79	236,81	0,68
8	14,5 m	1,90	89	240,64	0,69
9		1,39	84	165,54	0,47

S-a studiat curgerea apei în aspiratorul turbinei FO 230/720, în condițiile în care turbina funcționează singura în amenajare (celelalte două turbine tip Kaplan sunt oprite). Simularea curgerii s-a făcut în regim permanent, pentru întreaga geometrie tridimensională a domeniului de analiză, considerând modelul de turbulență $k - \varepsilon$.

Tabel 6. Condițiile impuse în modelarea numerică, corespunzătoare punctelor de funcționare analizate

Punct de funcționare	Condiții la intrare		Condiții la ieșire	Numărul figurii
	Debitul Q [m³/s]	Viteza medie V_{ref} [m/s]	Pres. la ieșire P_e [Pa]	
---	Q [m³/s]	V_{ref} [m/s]	P_e [Pa]	
1	2,12	3,83	0	8, 17, 26
2	1,50	2,7	0	9, 18, 27
3	1,27	2,3	0	10, 19, 28
4	1,05	1,90	0	11, 20, 29
5	1,80	3,25	0	12, 21, 30
6	1,66	3	0	13, 22, 31
7	1,19	2,15	0	14, 23, 32
8	1,90	3,43	0	15, 24, 33
9	1,38	2,50	0	16, 25, 34

Parametrii de funcționare ai punctelor analizate pentru turbina FO 230/720 din CHE Mihăilești utilizați în cadrul simulărilor numerice (tabel 6) se bazează pe informațiile obținute din caracteristica de exploatare a turbinei (Fig. 29). Punctele de funcționare fac referire la numerotarea din figura 29, și au fost alese astfel încât să acopere tot domeniul de funcționare a turbinei

(singulară în amenajare). Tabelul 6 prezintă condițiile impuse în modelarea numerică, pornind de la punctele de funcționare stabilite anterior.

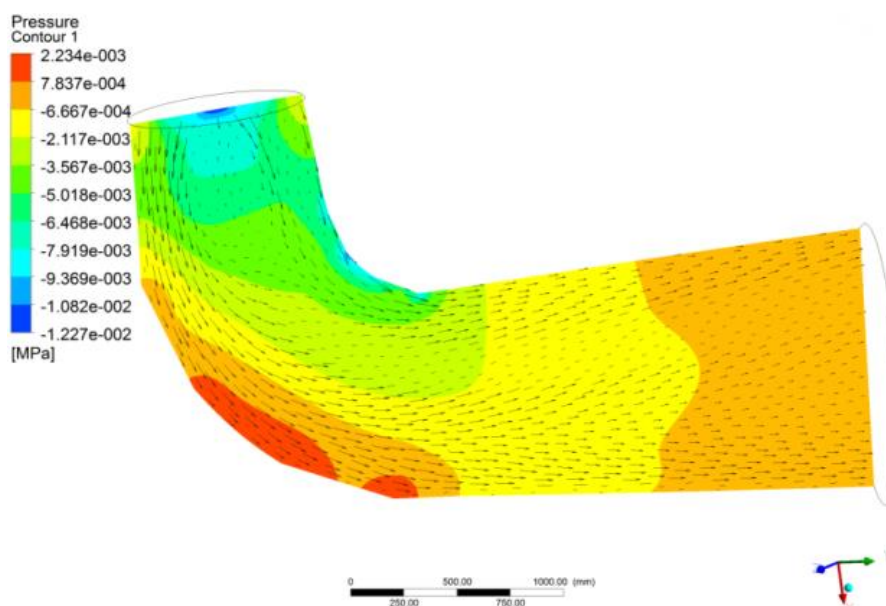


Fig. 30. Distribuția de presiune și vectorii de viteză în plan meridian pentru debitul de funcționare $Q = 2,12$ m³/s ($V_{ref} = 3,83$ m/s)

Din figura 30 din raportul în extenso se observă că, presiunile au aceeași distribuție, dar cu domeniile de variație min-max diferite. Pentru a verifica structura curgerii, s-au analizat și distribuțiile vectorilor viteză și a observat că, în porțiunea de aspirator studiată, vectorii viteză nu prezintă vârtejuri și desprinderi de la perete, ceea ce sugerează că nu există instabilități în curgere care ar putea duce la apariția vibrațiilor - un alt argument pentru amplasarea dispozitivului de aerare în aceasta zona.

Din distribuțiile de presiune pe conturul aspiratorului (fig. 31) se remarcă că presiunile cele mai mici s-au obținut pe partea inferioară a curburii. De aceea, zona adecvată pentru montarea dispozitivului de aerare este zona din conul aspirator situată la aproximativ 150 mm sub intrarea în con, pe periferie, în zona inferioară a curburii.

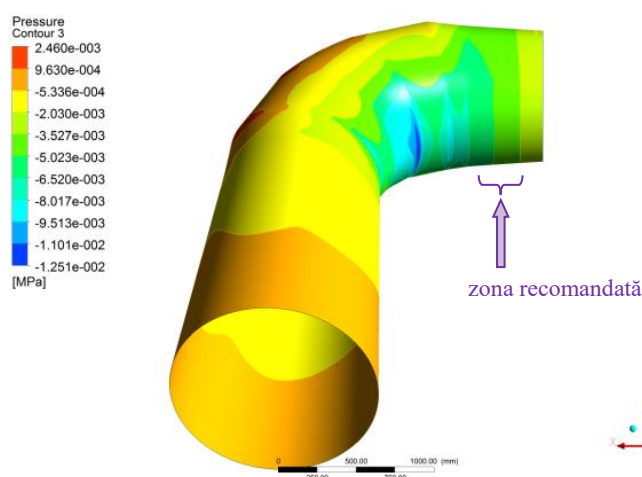


Fig. 31. Distribuția de presiune pe conturul domeniului de analiză, pentru debitul de funcționare $Q = 2,12$ m³/s ($V_{ref} = 3,83$ m/s)

Prin analizarea rezultatelor obținute din simulările numerice, s-a identificat zona în care apare presiunea minimă. Astfel s-a ales o zonă optimă de amplasare a dispozitivului de aerare dispersă cu o lungime totală de aproximativ de 290 mm. Din motive care țin cont și de restricțiile de natură constructivă și de exploatare în siguranță a turbinei, s-a considerat că zona adecvată

pentru montarea dispozitivului de aerare dispersă este sectorul din conul aspirator de la aproximativ 150 mm, până la 440 mm față de intrarea în con, pe periferia acestuia (fig. 33).

6. Proiectarea dispozitivului de aerare în vederea transpunerii lui pe turbină reală

În vederea transpunerii dispozitivului de aerare studiat pe turbina Francis din situ s-au determinat, prin simulare numerică, zonele cu depresiune maximă, unde se va poziționa zona de injecție a aerului. Placa cu orificii de 0,5 mm, selectată în urma măsurărilor experimentale pe standul de laborator a fost dimensionată pentru a se mula pe geometria interioară a conului aspirator al turbinei respectiv prin înlocuirea primului tronson (de sub rotor) cu unul nou, prevăzut cu dispozitiv de aerare.

S-a observat că pe măsură ce distanța crește față de intrarea în con, sau că pe măsură ce debitul crește, nivelul de presiune scade. Astfel, după ordonarea punctelor de funcționare alese în ordinea crescătoare a debitelor (Fig 32), s-a stabilit că în zona recomandată:

- presiunea maximă variază între limitele $[-35,27 \div -8,666] \cdot 10^{-3}$ bar
- presiunea minimă variază între limitele $[-65,2 \div -16,01] \cdot 10^{-3}$ bar,

deci domeniul total de variație este cuprins între $[-65,2 \div -8,666] \cdot 10^{-3}$ bar.

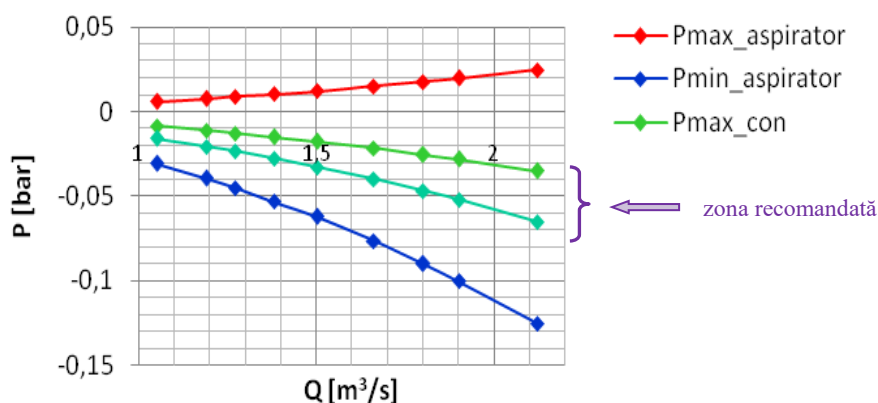


Fig. 32, Domeniul de variație a presiunii în tot domeniul de calcul și în zona recomandată pentru funcționarea singulară a turbinei Francis în amenajare

Parametrii dimensionali ai primului tronson din conul aspirator al turbinei sunt:

- lungimea: 525 mm
- diametrul interior de intrare $\phi 835$, diametrul interior de ieșire $\phi 910$
- unghiul de înclinare: 4.27 grade
- grosimea materialului: 12 mm
- numărul bridelor de prindere pe flanșa amonte: 22, respectiv pe flanșa aval 28.

Aerul comprimat este furnizat de la două compresoare identice, 4-7 bar, 1,5 mc/min, 500 l. Perforarea se va realiza pe centrul cu comandă numerică de precizie Kern Micro al INCDIE ICPE-CA. Se va reconstrui tronsonul prezentat în figura 33 și se va implementa dispozitivul de aerare în interiorul acestuia, respectând întocmai geometria interioară a acestuia.

Pentru a respecta relațiile (1) și (2), $\phi = Q_{aer} / Q_{apa} < 1 \div 3 \%$, și ținând cont că debitul maxim de apă ce trece prin turbină este 2,12 m³/s, **debitul de aer injectat în turbină trebuie să fie mai mic de 3816 l/min** (tabel 8).

Tabel 8. Debitul de aer si fractia de goluri, necesare în CHE pentru $Q_{apa} = 3816$ l/min

Fracția de goluri ϕ	Q_{aer} [l/min]	Q_{aer} (mc/h)
1%	1272	0,0212
2%	2544	0,0424
3%	3816	0,0636

Presiunea de admisie va fi reglată pentru a avea un debit de injecție de 1-3% din debitul utilizat de turbina (tabel 8).

Pentru a obține suprafața de injecție se considera relația Bernoulli aplicată între ieșirea din compresor și aspirator, considerând coeficientul de pierdere de sarcină obținut experimental.

Pentru a obține o fracție de goluri de 1% în turbina, cu $Q_{aer} = 1272$ l/min și $Q_{apa} = 2,12$ m³/s (respectiv 127200 l/min) vor fi necesare minim 45262 orificii Φ 0,3mm sau 16112 orificii Φ 0,5mm. Pentru a crește fracția de goluri se va suplimenta debitul de aer. Calculul este obținut prin raport cu măsurătorile de laborator unde pentru placa MP05 și fracția de goluri de 1% s-au folosit 152 orificii Φ 0,5mm pentru a injecta un debit de 12 l/min.

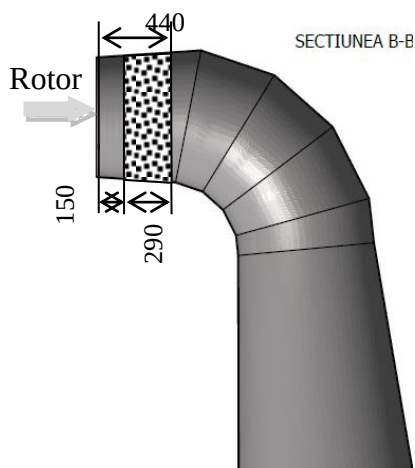


Fig. 33, Amplasarea dispozitivului de aerare dispersă pe tronsonul aspiratorului



Fig. 34, Tronsonul tronconic al aspiratorului, pe care se va monta dispozitivul



Fig. 35, Proiectarea noului tronson al aspiratorului

În anexa raportului tehnic este atasat desenul tehnic al dispozitivului de aerare ce va fi montat pe tronsonul conic al turbinei Francis.

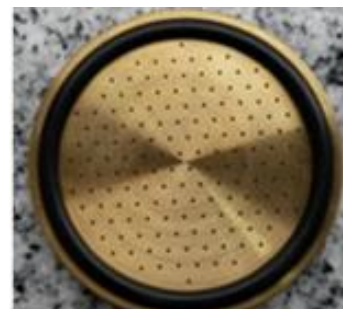
7. Rezultate obținute în a doua etapa a proiectului. Diseminarea rezultatelor

Rezultatele propuse în cadrul etapei 2 a proiectului sunt:

- Model experimental de placă perforată,
- 1 publicație în jurnale internaționale,
- 1 articol în revista cotată ISI,

Rezultate realizate în cadrul etapei 2 a proiectului sunt:

✓ Au fost proiectate realizate în etapa 1 a proiectului 4 modele de placi perforate MP01, MP02, MP03 și MP05. În aceasta etapa au fost testate toate cele patru modele de placi perforate și a fost selectat modelul experimental – funcțional de placă perforată MP05, pentru transpunerea în etapa 3 a proiectului, pe turbina din situ.



MP05

- ✓ O publicație în jurnal internațional, BDI

Digulescu A., Petrut T., Candel I., Ioana C., Bunea F., Dunca G., Bucur D.M., Serbanescu A., *Rotational Vortex Rope Detection Using Recurrence Plot Analysis*, Military Technical Academy Review (MTA), Vol. XXV, No. 1, p. 5-15, Military Technical Academy Publishing House Bucharest, March 2015, ISSN 1843-3391, Indexat BDI: [Index Copernicus International](#), [Ulrich's Periodicals Directory](#), [Google Scholar](#), [The Lancaster Index](#), [Genamics JournalSeek](#), <http://www.journal.mta.ro/index.php?m=volumes>.

- ✓ **6 lucrari prezentate la conferinte internationale dintre care 3 selectate pentru publicare în jurnale ISI și 3 în buletine BDI**

1. Bunea F., Ciocan G.D., Nedelcu A., Bucur D.M., Dunca G., Chihaiia R., *Oxygen deficiency decrease from the turbined water*, 7th International Conference on Energy and Environment CIEM 2015 Conference Proceedings, Environmental Impact Session, ID S5_07, ISSN 20670893. **Lucrarea propusa pentru publicare în revista Environmental Engineering and Management Journal (ISI, impact factor 1.065) și în prezent se afla sub recenzie,**

2. Dunca G., Bucur D.M., Iovănel R. G., Roman R., *85 Years of Continuous Operation of a HPP. Part 1 – Steady Operation Regimes*, Manuscript Ref. No. T5-114, WREC 2015 proceeding, IOP Conference Series, Open Acces Journal of Physics (JPCS), în **curs de indexare ISI,**

3. Bucur D.M., Dunca G., Roman R., Iovănel R.G., *85 Years of Continuous Operation of a HPP. Part 2 – Unsteady Operation Regimes*, Manuscript Ref. No. T5-115, WREC 2015 proceeding, IOP Conf.Series, Open Acces Journal of Physics (JPCS) , în **curs de indexare ISI,**

4. Pitorac L.I., Bucur D.M., Dunca G., Cervantes M.J., *Numerical Simulation of Maximum Pressure in Pipes during Expulsion of Entrapped Air*, 7th International Conf. on Energy and Environment CIEM 2015 Conf. Proc., Hydro Power Engineering Session, ID S6_05, ISSN 20670893. **Propusa pentru publicare în Buletinul UPB (BDI), în prezent se afla sub recenzie,**

5. Iovănel R. G., Dunca G., Bucur D. M., Grecu I. S., Panaitescu V. N., Cervantes M., *Numerical simulation of the flow through a Kaplan draft tube*, 7th International Conf. on Energy and Environment CIEM 2015 Conf. Proc., Hydro Power Engineering Session, ID S7_04, ISSN 20670893. **Propusa pentru publicare în Buletinul UPB (BDI) și în prezent se afla sub recenzie,**

6. Roman R., Dunca G., Bucur D. M., Panaitescu V. N., Cervantes M., *Added properties effect in hydraulic turbines: a review*, 7th International Conference on Energy and Environment

✓ Bunea F., Ciocan G.D., *Stand pentru studiul curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune*, Patent application registration, OSIM no. A/00704/29.09.2015.

8. Concluzii

Standul pentru studiul curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune a fost proiectat și adaptat pentru studiul optimizării procesului de aerare al apei ce uzinează turbinele hidraulice. Astfel a fost realizat de către partenerul cofinanțator P2, un tronson de studiu și vizualizare a fenomenelor, prevăzut cu un stator de imprimare a curgeri rotaționale (Anexat la raport). Avantajul standului este acela ca permite studiul și optimizarea pe model redus punându-se accent pe calitatea procesului de aerare (maximizarea cantității de OD transferată cu un consum energetic minim – consum provenit din injecția și degradarea performanțelor hidraulice provocate de injecție). Astfel noile dispozitive proiectate vor permite obținerea performanțelor de aerare maxime pentru o debit de aer injectat de mai puțin de 3% din debitul turbinei.

S-a studiat optimizarea procesului de aerare în curgeri rotaționale cu vortex, subliniind calitatea procesului de aerare. Dimensiunea orificiilor aeratorului, timpul de contact aer-apă, pierderea de presiune a dispozitivelor de injecție a aerului au fost parametri luați în calcul pentru determinarea eficienței aerării. Standul experimental permite determinarea concentrației de OD pentru mai multe viteze de curgere a apei, prin varierea debitului de apa între 330 și 1110 l/min, cât și varierea debitului de injecție a aerului între 5 și 12 l/min.

Scopul măsurătorilor efectuate în aceasta etapa este studiul și optimizarea procesului de aerare dispersa în curgerile turbulente din turbinele hidraulice, respectând atât fracția de goluri $\phi \leq 1-3\%$ impusa de constructorii de mașini hidraulice cat și parametrii curgerii dintr-o turbina. Astfel s-au caracterizat mai multe aeratoare determinându-se viteza standard de transfer a oxigenului și eficiența standard a aerării pe fiecare dintre ele. Având în vedere performanțele de aerare apropiate ale plăcilor testate, placa de aerare selectata, pentru transpunerea ei pe aeratorul ce urmează a fi implementat in situ, este modelul experimental funcțional MP05.

În vederea transpunerii dispozitivului de aerare studiat pe turbina Fancis FO 230/720 din CHE Mihăilești, s-au determinat, prin simulare numerica, zonele cu depresiune maxima, unde se va poziționa zona de injecție a aerului. S-a observat că pe măsură ce distanța crește față de intrarea în con, sau că pe măsură ce debitul crește, nivelul de presiune scade în domeniul total de variație este cuprins între $[-65,2 \div -8,666] \cdot 10^{-3}$ bar. amplasare a dispozitivului de aerare dispersă cu o lungime totală de aproximativ de 290 mm. Din motive care țin cont și de restricțiile de natură constructivă și de exploatare în siguranță a turbinei, s-a considerat că zona adecvată pentru montarea dispozitivului de aerare dispersă este sectorul din conul aspirator de la aproximativ 150 mm, până la 440 mm față de intrarea în con, pe periferia acestuia.

Placa cu orificii de 0,5 mm, selectata în urma măsurătorilor experimentale pe standul de laborator a fost dimensionata pentru a se mula pe geometria conului aspirator al turbinei, respectiv prin înlocuirea primului tronson (de sub rotor) cu unul nou, prevăzut cu dispozitiv de aerare. Cercetări viitoare vor viza caracterizarea curgerii prin utilizarea echipamentului Particle Image Velocimetry pentru studiul curgerii turbulente bifazice din standul prezentat (în anexele raportului este atașata mira de calibrare a zonei de măsură) și modelarea numerica a transferului de oxigen.

Bibliografie

- [1] ANSI/ASCE , (1993), ANSI/ASCE standard no. 2-91/1993, *Measurement of oxygen transfer in clean water - 2nd Edition*, American Society of Civil Engineers, ISBN 087262885X, 45 p.
- [2] Nyanti Lee, Ling Teck Yee, Jongkar Grinang, *Physico-chemical characteristics in the filling phase of Bakun Hydroelectric Reservoir, Sarawak, Malaysia*, University of Malaysia Sarawak, International Journal of Applied Science and Technology, Vol. 2 No. 6, June 2012
- [3] March P.A., Brice T.A., Mobley M.H., Cybularz J.M., *Turbines for solving the DO dilemma*, Hydro Review, 11(1), U.S., ISSN 0884-0385, 1992, p. 30-36
- [4] Bunea F., Oprina G., Ciocan G.D., Băran G., Ilie C., Pincovschi I., *Aeration parameters optimization for an imposed energy consumption*, Acta Technica Napocensis, Technical University of Cluj-Napoca, series: Applied Mathematics and Mechanics, Vol.II, Nr. 52, 2009, ISSN 1221-5872, p. 279-284,
- [5] Dunca G., Ciocan G.D., 2005, *Sondaje de presiune totala nestationara intr-un model de turbina – pompa*, Revista Energetica, vol. 53 no. 1, pp. 9-11
- [6] Isbășoiu E.C., Bucur D.M., 2011, *Tratat de Mecanica Fluidelor*, Editura Academiei Române, București
- [7] www.epa.gov.uk, (2007) Standard Operating Procedure for Dissolved Oxygen Micro Method, Winkler Titration. http://www.epa.gov/greatlakes/monitoring/sop/chapter_5/LG501.pdf

Notății:

OD – oxigen dizolvat

MP 0.1, MP 0.2, MP 0.3, MP 0.5 – placă metalică cu orificii de $0.1 \div 0.5$ mm

ϕ [%] – fracția de goluri

C_{20} = 8.62 mg/l – concentrația oxigenului la saturație, pentru condiții normale de presiune, temperatură și umiditate [1]

H [m] – sarcina hidrostatică

Q [m³/s] – debitul de aer introdus prin aerator

dp [mca] – căderea de presiune pe difuzor

Δp_{tot} [Pa] – căderea de presiune totală (cu sarcina hidrostatica)

Kla [1/min] – coeficientului volumetric de transfer de masă (valoarea estimată prin regresie)

C [mg/l] – valoarea concentrației oxigenului dizolvat, la un moment dat

C_w [mg/l] – concentrația de oxigen dizolvat în condiții de saturare – tabelul Winkler

C_0 – concentrația oxigenului la momentul $t = 0$

C_{rel} [%] – concentrația relativă de saturare a apei la momentul t (%)

C_{st} [mg/l] – valoarea concentrației la saturație, la temperatura de lucru, la presiunea standard de 1 atm, în condiții de umiditate relativă de 100% (valoare tabelară obținută prin interpolare din ASCE)

C_s – concentrația oxigenului la saturație (valoare estimată prin regresie neliniară)

$SOTR$ [mg/min] – viteza standard de transfer de oxigen sau capacitatea de oxigenare

W_{O_2} [kg/s] – Debitul masic de oxigen din curentul de aer

$SOTE$ [-] – eficiența standard a transferului de oxigen (randamentul de oxigenare)

P [W] – puterea consumată pentru introducerea aerului prin difuzor

SAE [kgO₂/kWh] – eficiența standard a aerării

AUTORITATE CONTRACTANTĂ - UEFISCDI
PN II, COMPETITIEI PCCA 2013, PROGRAM 4 – PARTENERIATE ÎN DOMENIILE PRIORITARE
DIRECTIA DE CERCETARE: D3 MEDIU
CTR. NR. 88/2014

RAPORT ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC

SISTEM INOVATIV DE AERARE A APEI TURBinate ÎN VEDEREA MENȚINERII CONDIȚIILOR NECESARE VIEȚII ACVATICE

- ECOTURB –

ETAPA 3 2016

Transpunerea dispozitivului de aerare de pe model pe un demonstrator montat în situ

ORGANIZAȚIILE PARTENERE ÎN PROIECT

Denumirea organizației participante în proiect	Acronim organizație	Tip organizație	Rolul organizației în proiect
Institutului Național pentru Cercetare și Dezvoltare în Inginerie Electrică ICPE-CA București	INC DIE ICPE-CA	INCD	Coordonator (CO)
Universitatea POLITEHNICA din București - Centrul de Cercetări Energetice și Protecția Mediului	UPB – CCEPM	UNI	Partener (P1)
TehnoINSTRUMENT Impex SRL	TEHNOINSTRUMENT	SRL	Partener (P2)

Director proiect
dr. ing. Florentina BUNEA

Aceasta lucrare a fost realizata si cu spijinul:

SC Hidroelectrica SA, SC TehnoMontaj SRL, SC Hidroserv SA, Karl Storz Endoscopia Romania

Cuprins

Rezumat.....	3
1. Simularea numerică a curgerii prin aspiratorul turbinei reale. Modelarea matematică pentru determinarea zonei de depresiune maximă în condițiile funcționării simultane cu celelalte turbine din centrala	5
1.1. Ecuațiile care descriu curgerea în interiorul domeniului de analiză.....	5
1.2. Condiții pentru realizarea simulărilor numerice	6
2. Elaborarea unei proceduri de măsură pentru determinarea experimentală a transferului de OD în apa în curgere, pe instalația de laborator.....	8
2.1. Descrierea instalației experimentale de laborator și a aeratorului.....	8
2.2. Modul de lucru pentru determinarea experimentală a concentrației transferului OD în timp	9
2.3. Încercarea MP din punct de vedere al performanțelor de aerare.....	9
3. Determinarea performanțelor energetice și mecanice ale turbinei din CHE fără dispozitiv	10
3.1. Realizarea măsurărilor	10
3.2. Determinarea performanțelor energetice.....	12
3.3. Determinarea performanțelor mecanice	13
4. Construcția și implementarea dispozitivului de aerare pe turbina hidraulică din CHE. Determinări preliminare privind performanțele energetice / mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat.....	14
4.1. Construcția dispozitivului de aerare	14
4.1.1. Construcția plăcilor perforate pentru injectia dispesă a aerului	14
4.1.2. Construcția ansamblului tronson de aerare.....	16
4.1.3. Construcția conexiunilor pneumatice pentru alimentarea cu aer comprimat a modelului demonstrator	16
4.2. Implementarea dispozitivului de aerare pe turbina hidraulică din CHE	16
4.3. Determinări preliminare privind performanțele energetice / mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat.....	17
5. Perspective pentru etapa a IV-a a proiectului.....	18
6. Diseminarea rezultatelor cercetării	19
7. Concluzii	20
8. Bibliografie	21
Anexa 1. Proiect de execuție a modelului demonstrator - Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate ..	22
Anexa 2. Regimurile de funcționare a turbinei pentru determinarea vibrațiilor la lagărele turbinei Francis	22
Anexa 3. Program gaurire CNC în 3 axe tip TOPPER TMV-400.....	22
Anexa 4. Procesele verbale	22

Rezumat

Proiectul de cercetare, dezvoltare, inovare PT-PCCA-2013-4-0814, intitulat "Sistem inovativ de aerare a apei turbinate în vederea menținerii condițiilor necesare vieții acvatice" a fost demarat în anul 2014 și are ca **obiectiv principal** realizarea unui sistem de aerare cu ajutorul căruia apa turbinată va răspunde cerințelor de calitate a apei impuse de regulamentele europene/mondiale.

Contextul proiectului și situația pe plan internațional

Începând cu anii 1950, principalii furnizori mondiali de energie și constructori de echipamente hidro din Europa (Voith, Alstom, Andritz) și SUA (Tennessee Valley Authority), răspund preocupărilor legate de mediu privind exploatarea CHE și inițiază cercetări ce au ca scop reducerea impactului asupra mediului. În 1970 s-au pus bazele unui parteneriat pentru dezvoltarea și îmbunătățirea modelelor de turbine Francis, cu scopul de a măări concentrațiile de oxigen dizolvat din râurile din avalul CHE [Fisher et al, 1998] până la o concentrație de minim 5 mg/l – necesara vieții acvatice. Mai multe metode de modernizare a turbinelor hidraulice au fost implementate în acest sens, prezentate pe larg în prima etapă a proiectului și [Bunea et al, 2010]. Eficiența acestor metode de aerare din punct de vedere al transferului de oxigen din aer în apă, este analizată și comparată în literatură, evidențiindu-se principalii parametri ai aerării : geometria turbinei, cantitatea de aer, locul admisiei cu aer [Rohland et al, 2010], [Harshharger et al, 1995] etc.) Deși în unele studii privind sistemele de aerare la turbine, efectuate la diferite CHE, rezultatele obținute nu au fost pe măsura așteptărilor, cercetările continuă datorită importanței semnificative pe care o are aerarea asupra ecosistemelor [Bunea et al, 2012]. Ca o consecință a acestor aspecte, operatorii hidro încearcă să optimizeze raportul măsurilor de ameliorare a calitatii apei și a randamentului producerii de energie.

Scopul prezentului proiect constă în studierea, conceperea, proiectarea și punerea în funcțiune a unui nou sistem de aerare la turbine care să maximizeze cantitatea de oxigen dizolvat din apă, cu un consum minim de energie.

Optimizarea procesului de aerare a apei turbinate pune accent pe calitatea procesului de aerare și nu doar pe cantitatea de aer vehiculat, respectiv pe : creșterea ariei interfazice aer-apă, timpul de retenție a acestora, căderea de presiune pe dispozitivele de aerare, geometria și dimensionarea acestora, etc.

În primele două etape ale proiectului au fost efectuate experimentari de laborator privind performanțele de aerare a patru dispozitive de aerare, cu geometrii diferite. Pentru aceasta a fost pusă în funcțiune o instalația experimentală pentru studiul în laborator al curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune [OSIM, 2015]. Standul este dimensionat astfel încât să respecte parametrii curgerii dintr-o turbina hidraulică reală, de tip Francis. Astfel pentru a simula curgerea rotațională, standul este prevăzut un stator amplasat în amonte de o zonă divergentă, cu un unghi de evazare $\gamma = 7^\circ$, ce corespunde unghiului de evazare al aspiratorului turbinelor reale ($\gamma = 0 \div 30^\circ$). În zona de studiu sunt acoperite numerele Reynolds $Re = 1 \cdot 10^5 \div 5 \cdot 10^5$. Deasemenea standul este dimensionat astfel încât să respecte timpul minim de contact pe care o particulă îl parcurge de la intrarea la ieșirea din aspiratorul unei turbine hidraulice de tip Francis (min. 10 s), pentru o viteză medie a apei de 3 m/s. Odată cu creșterea vitezei de curgere a apei, curgerea rotațională imprimată de stator formează un vortex cavitațional. Prin introducerea aerului sub formă dispersă în zona de studiu, s-a studiat fenomenul de aerare dispersă a apei în curgeri rotaționale, turbulente. Injectarea aerului se face în mod controlat în funcție de deficitul de OD din apă, printr-un dispozitivul neinvaziv, de aerare dispersă, situat pe peretele conductei astfel încât să nu influențeze curgerea din circuitul hidraulic.

Dispozitivul de aerare dispersă este prevăzut cu patru plăci interschimbabile (modele experimentale dezvoltate în ICPE-CA), prin care se injectează controlat aer, sub formă de bule de diferite dimensiuni. Astfel s-a dezvoltat o bază de date cu toate măsurările și încercările efectuate (54 de seturi de măsuratori) în care sunt înregistrate câte aproximativ 1800 de probe pentru fiecare set.

În vederea selectării dispozitivului potrivit pentru proiectarea aeratorului în situ s-au analizat mai multe aspecte: performanțele de aerare și eficiența standard a aerării pentru fiecare placă testată, posibilitatea implementării pe aspiratorul unei turbine hidraulice din punct de vedere al prelucrării mecanice (s-a luat în considerare grosimea peretelui aspiratorului dimensiunea și forma acestuia) și condițiile de funcționare a turbinei în situ.

Deasemenea, în vederea transpunerii dispozitivului de aerare studiat în situ, tot în etapa a II-a s-au determinat, prin simulare numerică, zonele cu depresiune maximă, unde se va poziționa zona de injecție a aerului. În această zonă se urmărește amplasarea dispozitivului de aerare dispersă. S-a studiat curgerea apei în aspiratorul turbinei FO 230/720, în condițiile în care turbina funcționează singură în amenajare.

Transpunerea dispozitivului de aerare de pe model pe un demonstrator montat în situ, efectuată în etapa a III-a, a constat în :

- Simularea numerică a curgerii prin aspiratorul turbinei reale. Modelarea matematică pentru determinarea zonei de depresiune maximă în condițiile funcționării simultane cu celelalte turbine din centrală.
- S-a studiat curgerea apei în aspiratorul turbinei FO 230/720 de la CHE Mihailești, în condițiile în care turbine funcționează simultan cu unul dintre grupurile Kaplan din centrală, respectiv funcționează simultan cu ambele turbine tip Kaplan. S-a urmărit identificarea zonei de presiune minimă din aspirator pentru a putea alege locul pentru montarea dispozitivului de aerare. S-a observat că, în porțiunea din conul aspirator studiată vectorii vitezei nu prezintă vârtejuri și desprinderi de la perete, ceea ce sugerează că nu există instabilități în curgere care ar putea duce la apariția vibrațiilor.
- Determinarea performanțelor energetice și mecanice ale turbinei din CHE fără dispozitiv
- Determinarea performanțelor de funcționare a hidroagregatului a necesitat măsurarea mai multor parametri electrici, mecanici și hidraulici: puterea electrică a generatorului, debitul turbinei, debitul de aer injectat, nivel apă amonte și aval, presiunea amonte de turbină, turația, vibrații pe arbore și generator, cadere netă, puterea hidraulică a turbinei, randament.
- Construcția și implementarea dispozitivului de aerare pe turbina hidraulică din CHE. Determinări preliminare privind performanțele energetice / mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat.

Construcția modelului demonstrator "*Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*" a constat în trei etape: construcția plăcilor perforate pentru injecția dispersă a aerului, construcția ansamblului tronson de aerare și construcția conexiunilor pneumatice pentru alimentarea cu aer comprimat a modelului demonstrator. Implementarea modelului a presupus deasemenea o serie de măsuri privind respectarea procedurilor interne ale Hidroelectrica SA și a constat în: demontarea unui tronson din turbina, montarea modelului demonstrator, punerea în funcțiune a modelului demonstrator și măsuratori preliminare, demontarea modelului demonstrator, montarea turbinei, repunerea în funcțiune a turbinei și intrarea în sistem.

1. Simularea numerică a curgerii prin aspiratorul turbinei reale. Modelarea matematică pentru determinarea zonei de depresiune maximă în condițiile funcționării simultane cu celelalte turbine din centrala

1.1. Ecuațiile care descriu curgerea în interiorul domeniului de analiză

Câmpul hidrodinamic din interiorul unei mașini hidraulice este descris de ecuațiile curgerii fluidelor [Isbășoiu și Bucur, 2011]:

– ecuația de conservare a masei,

– ecuația de mișcare Navier-Stokes,

la care este adăugat caracterul turbulent al mișcării reale, ce este introdus cu ajutorul unui model de turbulență.

Ecuația de conservare a masei este dată de relația

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0$$

unde ρ este densitatea fluidului și $\vec{v}$ este viteza. În cazul studiat se consideră că fluidul este incompresibil, ceea ce reduce ecuația de mai sus la forma:

$$\nabla \vec{v} = 0, \text{ sau } \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

Ecuația de mișcare a fluidului utilizată de codurile numerice de simulare este ecuația Navier-Stokes, dată de relația:

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + v_x \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} + v_y \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} + v_z \frac{\partial \vec{v}}{\partial z}$$

Modelul matematic pentru analiza curgerii în aspiratorul turbinei trebuie completat cu modelul de turbulență. S-a ales ca model de turbulență pentru analizarea curgerii în lucrarea de față modelul $k - \epsilon$.

Pentru toate variabilele din ecuațiile de mișcare, condițiile la limite trebuie să fie impuse la frontierele domeniului de calcul. La pereții solizi, definiți de utilizator, condițiile la limite impuse automat de programul CFD sunt:

- condiția de aderență pentru componentele relative ale vitezei paralele cu suprafața solidă;
- componentele vitezei perpendiculare pe perete sunt impuse nule.

Energia cinetică turbulentă și gradientul său la perete sunt de asemenea impuse nule, iar rata de disipație se consideră că are o valoare constantă pozitivă.

În această etapă a proiectului de urmărește analiza curgerii în aspiratorul turbinei Francis, în condițiile funcționării simultane cu celelalte două agregate tip Kaplan din amenajarea CHE Mihăilești.

Astfel, la intrarea în domeniul de calcul, condițiile la limită constau în distribuția de viteză, specificată prin componentele de pe direcțiile R , φ și z . Componentele vitezei la intrarea în aspiratorul turbinei analizate s-au determinat, ca și în etapa anterioară a analizei numerice, plecând de la distribuțiile de viteză relativă determinate experimental de [Dunca și Ciocan, 2005] la intrarea în aspiratorul unei turbine-pompe. Aceste valori s-au scalat pentru cazul studiat prin înmulțirea valorilor adimensionale de viteză cu viteza medie de curgere în secțiunea de intrare în aspirator, corespunzătoare debitului turbinat din fiecare caz analizat.

Condiția la ieșire se impune în corelație cu realitatea fenomenului fizic. În realitate, la ieșirea din aspiratorul turbinei presiunea este constantă, aceasta fiind și condiția limită la ieșirea din domeniul analizat. Valoarea presiunii impusă la ieșirea din domeniu a fost determinată din datele disponibile de la centrală referitoare la valorile nivelului aval înregistrate la funcționarea unui singur grup Kaplan, respectiv a celor două grupuri Kaplan simultan cu turbina Francis.

Simulările s-au realizat pentru aceleași puncte de funcționare ca și în etapa a doua, puncte ce au fost alese pe baza caracteristicii de exploatare a turbinei FO 230/720.

1.2. Condiții pentru realizarea simulărilor numerice

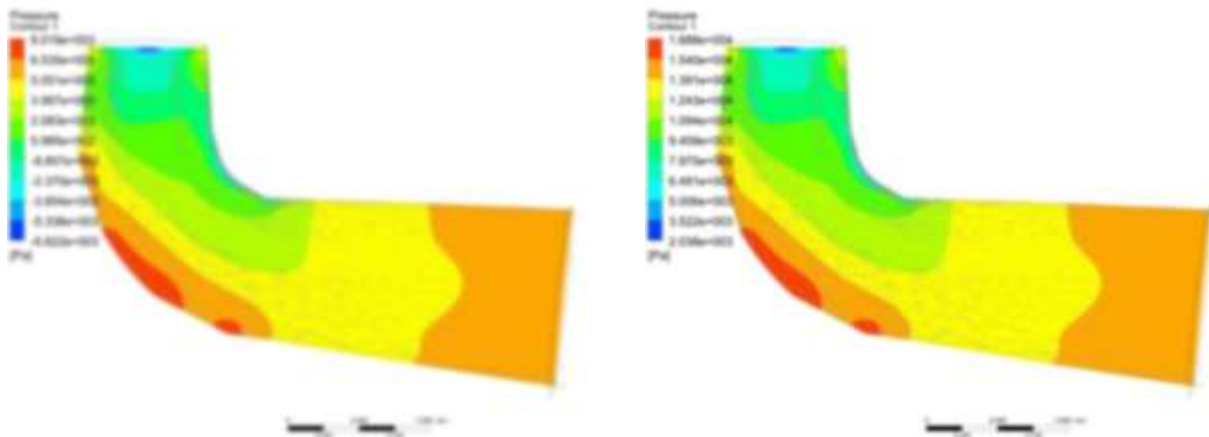
Simularea curgerii s-a făcut în regim permanent, pentru întreaga geometrie tridimensională a domeniului de analiză, considerând modelul de turbulență $k-\varepsilon$. În tabelul 1.1 se prezintă condițiile impuse în modelarea numerică, pornind de la punctele de funcționare stabilite. În figurile 1.1 – 1.9 din raportul in extenso se prezintă distribuțiile de presiune în aspirator, într-un plan median prin domeniul de analiză. Existența depresiunii este principalul criteriu de alegere a zonei în care se recomandă montarea dispozitivului de aerare.

Tabel 1.1. Condițiile impuse în modelarea numerică a curgerii în aspirator, corespunzătoare punctelor de funcționare analizate pentru turbina FO 230/720 în cazul funcționării turbinei simultan cu celelalte grupuri ale hidrocentralei (1K sau 2K).

Punct de funcționare	Condiții la intrare		Condiții la ieșire	Figura
	Debitul	Viteza medie	Pres. la ieșire	
---	Q [m ³ /s]	V [m/s]	P_e [Pa]	----
1	2,12	3,83	5621 (1K)	1.1a
			14479 (2K)	1.1b
2	1,50	2,7	5621 (1K)	1.2a
			14479 (2K)	1.2b
3	1,27	2,3	5621 (1K)	1.3a
			14479 (2K)	1.3b
4	1,05	1,90	5621 (1K)	1.4a
			14479 (2K)	1.4b
5	1,80	3,25	5621 (1K)	1.5a
			14479 (2K)	1.5b
6	1,66	3	5621 (1K)	1.6a
			14479 (2K)	1.6b
7	1,19	2,15	5621 (1K)	1.7a
			14479 (2K)	1.7b
8	1,90	3,43	5621 (1K)	1.8a
			14479 (2K)	1.8b
9	1,38	2,50	5621 (1K)	1.9a
			14479 (2K)	1.9b

Pentru a verifica și structura curgerii, s-au suprapus distribuțiile vectorilor de viteză peste reprezentările de presiune. S-a observat că, în porțiunea din conul aspirator studiată vectorii viteză nu prezintă vârtejuri și desprinderi de la perete, ceea ce sugerează că nu există instabilități în curgere care ar putea duce la apariția vibrațiilor. Acesta este încă un argument pentru alegerea acestei zone pentru amplasarea dispozitivului de aerare.

Se remarcă faptul că pe partea inferioară a curburii aspiratorului s-au obținut presiunile cele mai mici. De aceea, se va considera că zona adecvată pentru montarea dispozitivului de aerare dispersă este zona din conul aspirator situată la aproximativ 150 mm sub intrarea în con, pe periferie, în zona inferioară a curburii. Distribuția presiunii și vectorii de viteză în planul meridian al domeniului de analiză sunt prezentate spre exemplificare în fig 1.1.



a) $p=5621\text{ Pa}$ (1K)

b) $p=14479\text{ Pa}$ (2K)

Fig. 1.1. Distribuția de presiune și vectorii de viteză într-un plan meridian prin domeniul de analiză, pentru debitul de $2,12\text{ m}^3/\text{s}$ ($V_{ref} = 3,83\text{ m/s}$)

Studiul de față s-a realizat cu scopul de a identifica prin simulări numerice zona în care înregistrează presiunea minimă în interiorul conului aspirator al turbinei Francis, în orice regim de funcționare a mașinii, simultan cu unul sau cu ambele grupuri Kaplan din hidrocentrală. În această zonă se urmărește amplasarea dispozitivului de aerare dispersă. Aceasta a fost identificată imediat după ieșirea din rotor.

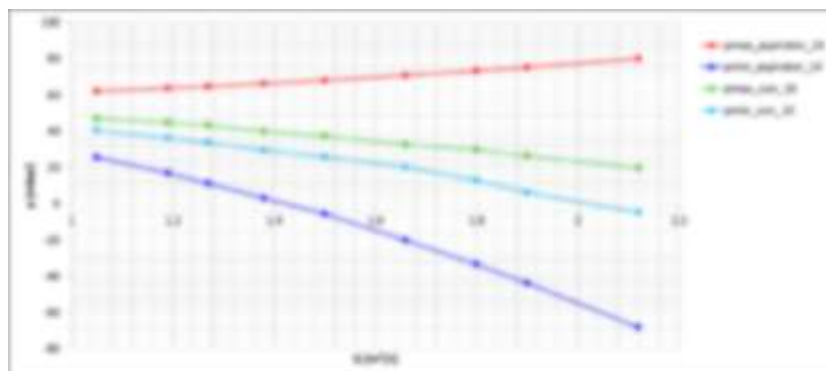


Fig. 1.2. Domeniul de variație a presiunii la funcționarea simultană cu un grup Kaplan

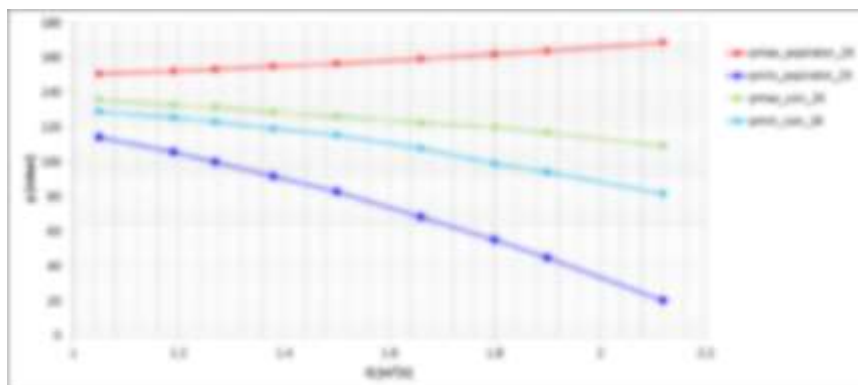


Fig. 1.2. Domeniul de variație a presiunii la funcționarea simultană cu două grupuri Kaplan

Prin analizarea tuturor rezultatelor obținute în urma simulărilor numerice, s-a identificat zona în care apare presiunea minimă, și nivelul de depresiune. După ordonarea punctelor de funcționare alese în ordinea crescătoare a debitelor (fig 1.2, 1.3), s-a stabilit că în zona recomandată este în tronsonul de aspirator din imediata vecinătate a rotorului.

2. Elaborarea unei proceduri de măsură pentru determinarea experimentală a transferului de OD în apa în curgere, pe instalația de laborator

Prezenta activitate face referire la cercetările experimentale efectuate în etapa a II-a a proiectului, pe standul pentru studiul curgerilor bifazice, rotaționale cu gradient advers de presiune, pe care au fost încercate patru dispozitive de aerare dispersa. Elaborarea procedurii de masura pentru aceste determinari a fost repatizată și decontată în acesta etapă, ca urmare a repartizării fondurilor proiectului până în 2017.

2.1.Descrierea instalației experimentale de laborator și a aeratorului

Pentru o buna intelegere a procedurii de masura pentru determinarea experimentală a transferului de OD în instalatia de laborator se prezinta pe scurt instalatia experimentală pentru studiul curgerii rotaționale, bifazice, cu gradient advers de presiune, **Eroare! Fără sursă de referință..** Aceasta este o instalatie în circuit închis (fig. 2.1), ce consta dintr-un bazin de alimentare/linistire din care, se pompeaza apă într-o conducta cu diametrul Φ 50 mm. Pentru a simula gradientul advers de presiune, standul este continuat cu o zona de studiu, de forma conică, cu un unghi de evazare $\gamma = 7^\circ$, ce corespunde unghiului de evazare al aspiratorului turbinelor evazare ($\gamma = 0 - 30^\circ$). în amonte de zona conica este amplasat un stator cu rol de a imprima curgerea rotatională. Odată cu creșterea vitezei de curgere a apei, curgerea rotațională imprimată de stator (fig. 2.2) dezvoltă un vortex cavitațional **Eroare! Fără sursă de referință..**



Fig. 2.1. Instalatia experimentală pentru studiul curgerii rotaționale, bifazice, cu gradient advers de presiune



Fig. 2.2. Curgerea rotațională imprimată de stator și stadiile de dezvoltare a vortexului

În avalul statorului este situat un dispozitiv de injecție a aerului sub formă dispersă, numit aerator. Acesta, este prevăzut cu plăcuțe perforate interschimbabile (MP), cu orificii de diferite dimensiuni astfel încât aerul injectat în sistemul hidraulic să fie sub formă dispersă, pentru a permite varierea ariei de contact aer-apa din sistem. Aeratorul este montat neinvaziv pe peretele conductei astfel încât să nu influențeze curgerea din circuitul hidraulic.

2.2. Modul de lucru pentru determinarea experimentală a concentrației transferului OD în timp

- Se umple instalația experimentală cu un volum de 508 l de apă, astfel încât să nu mai existe bule de aer pe tronsoanele standului.
- Se notează temperatura aerului și presiunea atmosferică
- Se introduce în apă o cantitate suficientă de sulfat de sodiu, astfel încât concentrația oxigenului dizolvat să scadă până la cel puțin 0.2 mg/l.
- Dacă nivelul de OD ajunge la 0 mg/l, timpul de staționare la acest prag depinde de surplusul de Na_2SO_3 . Pentru a reduce timpul de staționare se poate adăuga un catalizator (clorură de cobalt $\text{CoCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$) în concentrație de $0,1 \div 0,5$ mg/l.
- În timpul procesului de deaerare, apa din instalație trebuie recirculată prin pornirea repetată a pompei de apă, pentru omogenizarea amestecului în întreg volumul de apă.
- Se urmărește indicația concentrației de OD, până când aceasta scade la minim 0.3 mg/l (maxim 0 mg/l), traversează timpul de staționare și începe ușor să crească.
- Se fixează debitul de apă la care se dorește să se efectueze măsurătoarea
- Când concentrația OD începe să crească de porneste aeratorul și se fixează debitul de aer la care se dorește să se efectueze măsurătoarea
- Se înregistrează, cu o rată de esantionare de 2s, următorii parametri: concentrația OD (mg/l), nivelul de saturatie al apei (%), temperatura apei ($^{\circ}\text{C}$), timpul (s).
- Se oprește înregistrarea atunci când nivelul de saturatie al apei ajunge la minim 85% conform **Eroare! Fără sursă de referință..**
- Se oprește alimentarea cu aer, apoi cea cu apă.

2.3. Încercarea MP din punct de vedere al performanțelor de aerare

Pentru determinarea eficienței de aerare, este necesar ca în prealabil să se determine experimental (fig. 2.3) pierderile de presiune pe plăcile metalice perforate (MP), ale aeratorului. În figura 2.4 sunt prezentate pierderile de sarcină în funcție de debitul de aer injectat prin 4 MP încercate (MP01, MP02, MP03, MP05 – plăci metalice perforate cu orificii de $0,1 \div 0,5$ mm). Se observă cum pierderea de sarcină scade odată cu creșterea diametrului orificiilor. Se observă de asemenea că dimensiunea orificiilor nu influențează semnificativ pierderea de presiune pe plăcile metalice încercate.

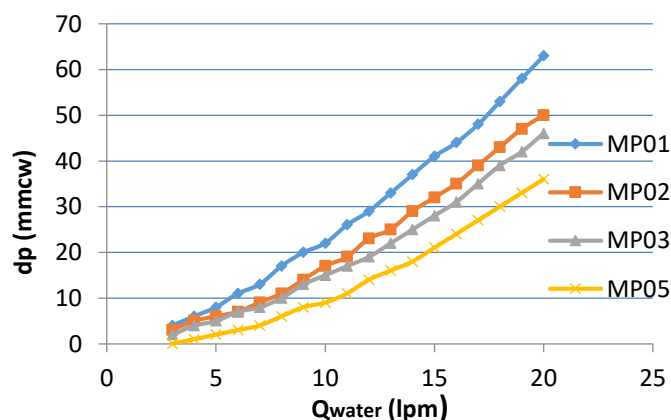


Fig. 2.4. Căderea de presiune în funcție de debitul de aer, pe MP testate

În vederea determinării performanțelor transferului de masă se testează plăcile metalice perforate în condiții prestabile de curgere a unui debit de apă prin instalația experimentală și de injecție a unui debit de aer prin aeratorul supus testării, în circuitul hidraulic. În funcție de fracțiile de goluri la care se dorește să se efectueze testările se stabilește un șablon cu punctele de măsură $f(Q_{apă}, Q_{aer})$.

Tabel 2.2. Sablonul cu punctele de măsură și fracțiile de goluri (%) corespunzătoare fiecărui punct de lucru

Q_{apa} (lpm)	MP 01				MP 02				MP 03				MP 05				Obs.
	Q_{aer} (lpm)				Q_{aer} (lpm)				Q_{aer} (lpm)				Q_{aer} (lpm)				
	5	8	10	12	5	8	10	12	5	8	10	12	5	8	10	12	
330	1.51				1.51				1.51				1.51				Fără vortex
882	0.57				0.57				0.57				0.57				Vortex incipient
1044	0.48				0.48				0.48				0.48				Vortex dezvoltat
1110	0.45	0.72	0.9	1.1	0.45	0.72	0.9	1.1	0.45	0.72	0.9	1.1	0.45	0.72	0.9	1.1	Vortex dezvoltat

În tabelul 2.2 sunt prezentate fracțiile de goluri pentru toate debitele de apă și debitele de aer la care sunt efectuate experimentele. S-a umarit ca fracția de goluri $\phi \leq 1.5\%$ în conformitate cu relația (1).

$$\phi = \frac{Q_{aer}}{Q_{apa}} < 1,5\% \quad (1)$$

Determinarea concentrației de oxigen dizolvat se face prin prelevarea unei probe de apă din capatul aval al instalației experimentale, cu ajutorul pompei peristaltice, și introducerea acesteia în celula de măsură a oximetrului (fig. 2.1). Apa testată este apoi returnată în rezervorul de alimentare, folosind aceeași pompă peristaltică.

În funcție de timpul până la care s-a obținut minim 90% din concentrația de saturatie, s-au prelevat între 140÷760 de probe pentru fiecare punct de masura. După fiecare dintre punctele de măsură, procedura de masura conform standardului **Eroare! Fără sursă de referință.** se reia de la eliminarea OD din apă până la reoxigenarea până la minim 90% din valoarea concentrației de saturație.

S-au efectuat masuratori $C = f(t)$ pentru 28 de puncte de măsură, în conformitate cu tabelul 2.1, câte 7 pentru fiecare MP, variind pe rand debitul de aer injectat în circuitul hidraulic, și debit de apă vehiculat prin acesta.

În lucrarea Bunea F., Nedelcu A, Ciocan D.G. “Prediction of water aeration efficiency in High turbulent flow”, trimisa spre publicare la *Desalination and Water Treatment, Manuscript under review TDWt-2016-1188, Impact Factor 1.272* se prezintă un exemplu de prelucrare a acestor date obținute experimental pe instalația de laborator specific.

3. Determinarea performanțelor energetice și mecanice ale turbinei din CHE fără dispozitiv

3.1. Realizarea măsurărilor

Un obiectiv important privind încercările mașinilor și instalațiilor hidraulice îl constituie încercările turbinelor hidraulice în centralele hidroelectrice în care acestea sunt amplasate. Aceste încercări au ca scop determinarea parametrilor de funcționare ai turbinelor și sunt reglementate de normele Comisiei Electrotehnice Internaționale [IEC-41, 1991] International Standard – *Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump – Turbines*.

Obiectivul principal al activității este determinarea performanțelor reale de funcționare a hidroagregatului echipat cu turbina Francis la diverse regimuri de funcționare, fără dispozitivul de aerare a apei instalat.

Determinarea performanțelor de funcționare ai hidroagregatului a necesitat măsurarea mai multor parametri (electrici, mecanici și hidraulici). Aceste măsurări s-au realizat atât cu

instrumentele și aparatura UPB-CCEPM cât și cu cele aflate în dotarea CHE Mihăilești. Cota disponibilă în lacul de acumulare la care s-au făcut determinările a fost $Z_{lac} = 83,89$ mdM.

Mărimile măsurate au fost:

- **nivelul în lacul de acumulare Z_{lac} și nivelul în canalul aval Z_{av}** – s-a măsurat cu sistemul de monitorizarea a parametrilor din hidrocentrală
- **puterea electrică la bornele generatorului P_G** – măsurarea parametrilor electrici ai generatorului s-a realizat un analizor trifazat de putere destinat circuitului de forță al mașinii testate, cu 3 intrări tensiune 100Vrms/600Vrms, și 3 intrări curent 5Arms/10Arms, toate având separare galvanică individuală 2500 Vrms. Analizorul are precizia de $\pm 0,1\%$.
- **debitul turbinat Q** – s-a măsurat cu ajutorul unui debitmetru ultrasonic, amplasat pe conducta forțată. Caracteristicile tehnice principale ale debitmetrului sunt: precizia de măsură $\pm 1\%$; ieșire analogică: 4-20 mA; temperatura de funcționare: $-20^\circ\text{C} \dots +50^\circ\text{C}$.
- **presiunea în amonte de turbină p_1** – s-a măsurat cu un traductor de presiune relativă montat pe conducta forțată, în amonte de vana turbinei. Traductorul are următoarele caracteristici tehnice: domeniu de măsură: 0 ... 5 bar, precizie de măsură: $\pm 0,50\%$.

Amplasarea debitmetrului ultrasonic și a traductorului de presiune este prezentată schematic în figura 3.1.

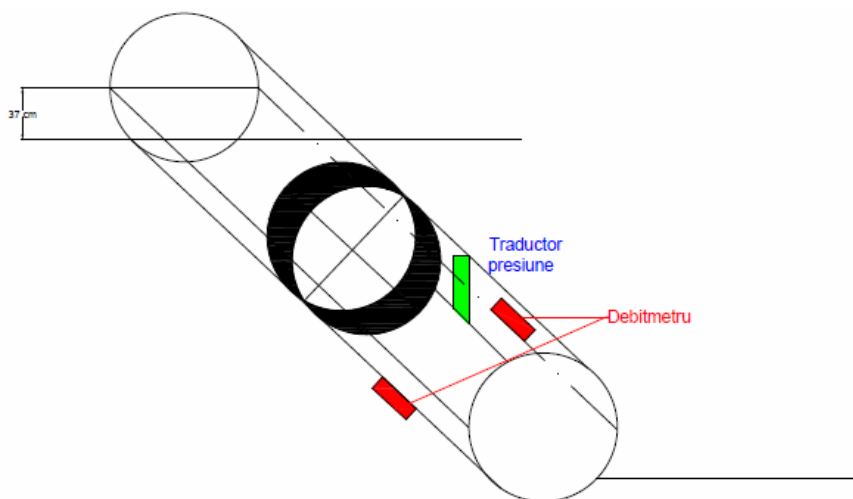


Fig. 3.1. Amplasarea debitmetrului și a traductorului de presiune pe conducta forțată

- **Turația agregatului, n** – s-a măsurat cu un traductor laser, 60 000 rpm, 2 m distanță sesizare.
- **Vibrațiile în lagărul radial-axial și al generatorului** au fost măsurate cu traductoare de vibrații proximitoare. Poziția traductoarelor de vibrații este prezentată în figurile 3.2 și 3.3.

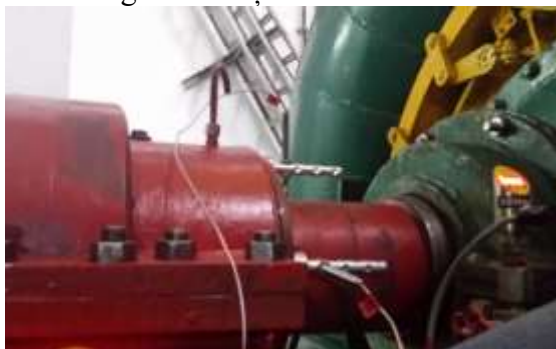


Fig. 3.2. Amplasarea traductoarelor de vibrații pe lagărul radial-axial



Fig. 3.3. Amplasarea traductoarelor de vibrații pe lagărul generatorului



Fig.3.4. Sistem de monitorizare a mărimilor electrice, mecanice și hidraulice

Semnalele de la parametrii electrice, debitmetru, traductorul de presiune precum și semnalele de la proximitoare au fost înregistrate cu un sistem de monitorizare specializat prezentat în figura 3.4. Achizițiile s-au realizat cu o frecvență de achiziție de 25 kHz.

3.2. Determinarea performanțelor energetice

În vederea evaluării performanțelor energetice ale turbinei, s-au determinat următorii parametri, pe baza mărimilor măsurate enumerate anterior, conform [SR EN 60041] :

- căderea netă a turbinei

$$H_n = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - Z_{av} \quad (2)$$

unde p_1 este presiunea în amonte de turbină, V_1 – viteza în amonte de turbină, Z_1 – cota centrului secțiunii transversale a conductei în amonte de turbină și Z_{av} – nivelul aval.

- puterea hidraulică a turbinei

$$P_h = \rho g Q H_n \quad (3)$$

unde Q este debitul turbinat și H_n este căderea netă a turbinei.

- randamentul agregatului

$$\eta_{T+G} = \frac{P_G}{P_h} \quad (4)$$

unde P_h este puterea hidraulică consumată de turbină și P_G este puterea electrică produsă la bornele generatorului.

Datele înregistrate au fost utilizate la determinarea performanțelor energetice și mecanice de funcționare ai agregatului turbină – generator (randamentul agregatului, curba de consum și vibrațiile).

Utilizând metodele de măsurare recomandate în SR EN 60041, pentru fiecare regim de funcționare din domeniul $P_{min} - P_{max}$, obținut la cota din lac disponibilă se determină performanțele turbinei.

În cazul în care în timpul măsurărilor căderea netă H_n a variat, rezultatele au fost transpuse pentru o valoare constantă a căderii de calcul, H_{nc} . Rezultatele obținute sunt prezentate grafic în figura 3.5 sub forma randamentului agregatului turbina-generator și în figura 3.6, curba de consum.

În condițiile respectării procedeeleor și aparatelor de măsurare recomandate, la determinarea parametrilor de funcționare ai hidroagregatului apar erori de care trebuie să se țină seama la compararea valorilor rezultate cu cele de calcul. Experiența obținută prin numeroase măsurări la diferite instalații arată că erorile care intervin la determinarea căderii, puterii, debitului și turației se compensează în cea mai mare parte din cazuri. Există însă posibilitatea

ca aceste erori să se cumuleze. În general se poate estima la determinarea randamentului agregatului, η_{T+G} , o eroare medie globală de $\pm(1,...,2)\%$.

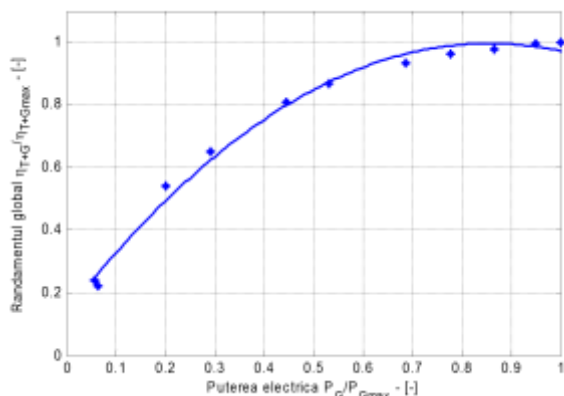


Fig.3.5, Curba de randament relativ a hidroagregatului

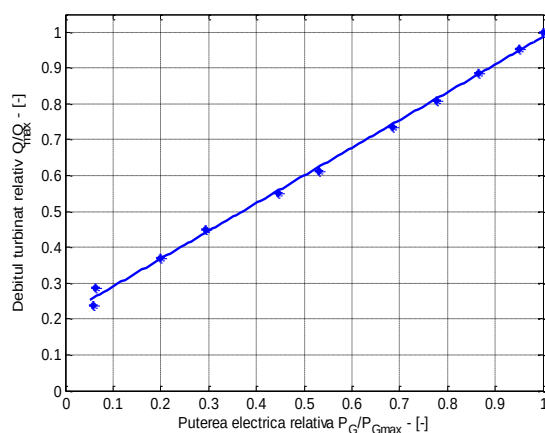


Fig. 3.6, Curba de consum relativ a hidroagregatului

Eroarea de măsurare făcută la determinarea căderii turbinei, ε_H , se poate determina pornind de la erorile individuale făcute la determinarea debitului, ε_Q și presiunilor, ε_p . În condițiile date de dispozitivile de măsurare utilizate, eroarea care afectează căderea netă este de 0,5%. Măsurarea puterii hidroagregatului s-a făcut cu sistemul de achiziție prezentat în figura 3.4, cu o precizie de 0,1%.

$$\varepsilon_{\eta} = \pm \sqrt{\varepsilon_Q^2 + \varepsilon_H^2 + \varepsilon_P^2} = \pm 1,12\% \quad (5)$$

Eroarea de măsurare a randamentului ε_{η} , este obținută prin combinarea erorilor parțiale ale parametrilor care îl compun și se calculează pe baza erorilor de măsurare individuale de la determinarea debitului, a căderii și a puterii, cu relația (5).

3.3. Determinarea performanțelor mecanice

Zgomotul și vibrațiile produse de mașinile în funcțiune pot fi considerate ca parametri semnificativi în definirea stării de funcțiune. Analiza și mai ales stabilirea unor diagnostice prin vibrații și zgomote implică utilizarea unor metode și recomandări specifice cu caracter probabilistic. Măsurarea vibrațiilor s-a realizat la nivelul lagărului radial axial și lagărul generatorului cu proximitoarele și sistemul de achiziție prezentate în figurile 3.2, 3.3 și 3.4.

În tabelul 3.1 se prezintă situațiile analizate în cadrul investigațiilor experimentale și care corespund regimurilor de funcțiune din analiza performanțelor energetice. Caracteristicile vibrațiilor obținute în urma analizei în domeniul timpului se pot prezenta sub mai multe forme. Cea mai utilizată formă constă în reprezentarea orbitei (figurile 1- 22 din Anexa2).

Tabel 3.1 – Regimurile de funcțiune a turbinei pentru determinarea vibrațiilor la lagărele turbinei Francis

Nr. crt.	P_G/P_{Gmax}	Q/Q_{max}	Lagăr radial-axial (Anexa 2)	Lagăr Generator (Anexa 2)
	%	%		
1	6,30	24,60	Fig. 1	Fig. 12
2	21,69	37,94	Fig. 2	Fig.13
3	47,48	56,27	Fig. 3	Fig. 14
4	71,47	74,44	Fig.4	Fig. 15

5	88,08	88,99	Fig. 5	Fig. 16
6	100,00	100,00	Fig. 6	Fig. 17
7	95,52	95,42	Fig. 7	Fig. 18
8	79,89	81,67	Fig.8	Fig. 19
9	56,06	62,22	Fig. 9	Fig. 20
10	31,41	45,98	Fig. 10	Fig. 21
11	6,90	29,58	Fig. 11	Fig. 22

Forma orbitei evidențiază în general încărcările arborelui. Neregularitățile din forma orbitelor înregistrate la nivelul acestui lagăr se datorează unor imperfecțiuni ale suprafeței exterioare a arborelui, care au fost preluate de senzorii proximitori.

Jocul în lagărul generatorului variază de la $\pm 0,02$ mm la încărcări mici ale grupului (fig. 12 - 22 -Anexa 2) la $\pm 0,06$ mm la încărcări mari (fig. 14 - 20 - Anexa 2), față de valorile înregistrate la lagărul radial-axial de $\pm(0,020 - 0,025)$ mm la toate încărcările.

4. Construcția și implementarea dispozitivului de aerare pe turbina hidraulică din CHE. Determinări preliminare privind performanțele energetice / mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat

4.1. Construcția dispozitivului de aerare

Construcția modelului demonstrator “*Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*” a constat în trei etape:

- Construcția plăcilor perforate pentru injectia dispesă a aerului
- Construcția ansamblului tronson de aerare
- Construcția conexiunilor pneumatice pentru alimentarea cu aer comprimat a modelului demonstrator

4.1.1. Construcția plăcilor perforate pentru injectia dispesă a aerului

Construcția plăcilor perforate a fost efectuată de către INCĐIE ICPE-CA, conform proiectului tehnic ATA 00, (ANEXA 1) și a desenului de execuție ATA-00.05. S-au executat 13 plăci perforate strapunse cu câte 3362 gauri $\phi 0.8$. Numarul total de orificii executate este 43706. Pentru a respecta experimentele efectuate în etapele 1 și 2 ale proiectului, pe instalația de laborator pentru studiul în laborator al curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune, s-a păstrat aceeași dispunere a orificiilor pe plăcile perforate.

Calculul și dimensionarea orificiilor pe placă

Pentru a respecta relația (6) [March et al, 1992] impusă constructorii de turbine hidraulice cu autoventilare **Eroare! Fără sursă de referință.**, [Sullivan et al, 2006], cu scopul de a evita impactul negativ asupra eficienței turbinei

$$\phi = Q_{aer} / Q_{apa} \in 1 \div 3 \% , \quad (6)$$

și ținând cont că debitul maxim de apă ce trece prin turbină este 2,12 mc/s, s-a determinat debitul de aer injectat în turbină (tabel 4.1) pentru a acoperi diferite fracții de goluri de ϕ .

$$Q_{aer} = \sum_{i=1}^n (Q_{orif}), \text{ unde } n \text{ este numărul de orificii.}$$

Tabel 4.1. Dimensioanarea numarului de orificii si a debitul de aer pentru a acoperii fracțiile de goluri permise in CHE, la funcționarea turbinei cu $Q_{apa} = 2,12 \text{ mc/s}$

ϕ	Q_{aer} (mc/s)	S_{emisie} (m ²)	$N_{orif MP1}$	$N_{orif MP08}$	$N_{orif MP05}$	$N_{orif MP03}$	$N_{orif MP02}$	$N_{orif MP01}$
1%	0.021	0.005	6972	10894	27889	77469	174306	697225
2%	0.042	0.011	13945	21788	55778	154939	348613	1394450
3%	0.064	0.016	20917	32682	83667	232408	522919	2091675
4%	0.085	0.022	27889	43577	111556	309878	697225	2788900
5%	0.106	0.027	34861	54471	139445	387347	871531	3486125

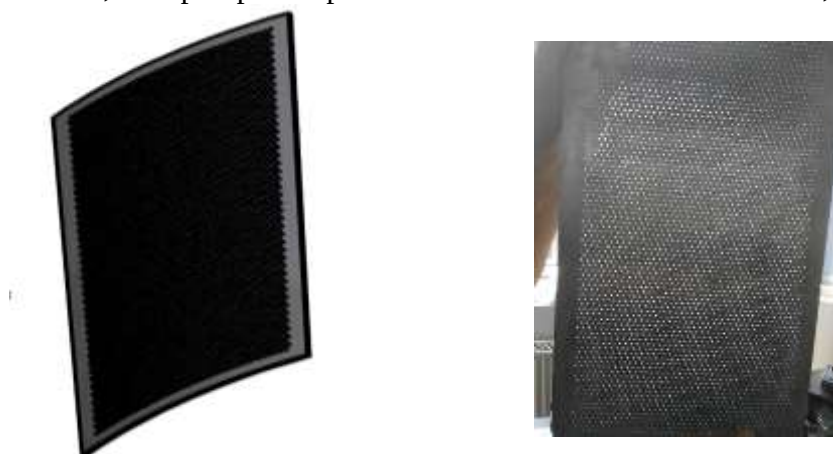
Viteza medie de intrare a aerului în aspirator (7) se consideră egală cu viteza medie a apei debitantă în secțiunea de intrare în aspirator

$$v_{aer} = v_{apa_debitata} = \frac{Q_{apa}}{S_{asp}} \quad (7)$$

Suprafața totală de emisie a aerului se calculează după relația (8), iar numărul total de orificii necesare (N_{orif}) este dat de raportul dintre S_{emisie} și suprafața unui orificiu

$$S_{emisie} = \frac{Q_{aer}}{v_{aer}} \quad (8)$$

Astfel se deduce numărul total de orificii necesar pentru a acoperi diferite fracții volumice, atunci când turbina funcționează la parametrii nominali. Având în vedere rezultatele obținute pe instalația de laborator privind performanțele de aerare disperse, la injectia aerului prin diferite diametre de orificii, s-a optat pentru perforarea cu orificii cu diametrul de 0,8 mm (MP08).



a) Placă perforată proiectată (vedere 3D) b) Placă perforată realizată

Fig. 4.1 Placă metalică perforată pentru injectia dispersă a aerului

Orificiile sunt dispuse între ele (fig. 4.1.b), în colturile unui triunghi echilateral de latura egală cu 5 diametre (d) de orificiu $5d = 5 \cdot 0,8 = 4 \text{ mm}$. Suprafața tuturor orificiilor este astfel $0,246 \text{ m}^2$. În figura 4.1 sunt prezentate placile perforate proiectate și realizate, în vederea integrării în ansamblul tronsonului de aerare

Placile au formă trapezoidală ($l \times L \times h = 184 \times 193 \times 300$) grosimea de 2,5 mm (fig. 4.1.c). Prelucrările s-au executat pe mașina CNC în 3 axe tip TOPPER TMV-400. S-a executat un dispozitiv de prindere și aliniere, din textolit. S-au pregătit semifabricatele, făcându-se prelucrarea pe contur conform desenului de execuție. Materialul din care sunt executate placile este un inox 316L, ceea ce presupune achiziționarea unor burghie de carbura A3162-0.8 – Walter Titex. Durata medie de viață a unui burghiu a fost de 850 gauri. Pentru această operație s-au conceput două programe, un program de bază și un subprogram – apelat pentru fiecare linie de gauri de programul principal. Structura acestor programe, cu comentarii explicative, este prezentată în Anexa 3.

4.1.2. Conctructia ansamblului tronson de aerare

În vederea transpunerii dispozitivului de aerare studiat pe turbina Francis din situ (fig. 4.2) s-au determinat, prin simulare numerică, zonele cu depresiune maximă, unde se va poziționa zona de injectie a aerului. Placa cu orificii 0,8 mm este dimensionată pentru a se mula pe geometria conului aspirator al turbinei respectiv prin înlocuirea primului tronson de sub rotor (fig. 4.3) cu unul nou, prevăzut cu dispozitiv de aerare (fig. 4.6.).

Construcția a fost efectuată de către SC Tehnomontaj SRL, conform proiectului tehnic ATA 00, (ANEXA 1) și implică a desenelor de execuție aferente ATA 00-01 ÷ ATA 00-12.

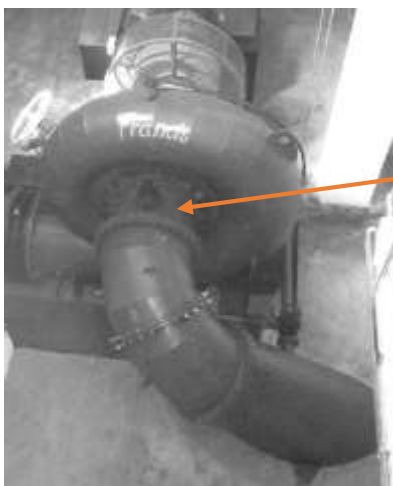


Fig. 4.2. Turbina Francis cu con aspirator aparent



Fig. 4.3. Primul tronson al conului aspirator, pe care se va monta dispozitivul

Detalii privind concepția și execuția modelului demonstrator *Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate* sunt prezentate în raportul tehnic în extenso. Pentru modelul demonstrator studiat în acest proiect, se va elabora în etapa a patra a proiectului o cerere de brevetare la OSIM.

4.1.3. Conctructia conexiunilor pneumatice pentru alimentarea cu aer comprimat a modelului demonstrator

Schema de conexiuni pneumatice pentru alimentarea cu aer comprimat a ansamblului tronson de aerare este prezentată în raportul în extenso. De asemenea în figurile 4.8 și 4.9 din raportul în extenso sunt prezentate conexiunile realizate în centrala hidroelectrică pentru a alimenta tronsonul de aer în raportul în extenso rare cu aer comprimat de la stația de compresoare formată din două compresoare identice de câte 500 l ce furnizează o presiune în intervalul 4-7 bar și un debit de 1,5 m³/min. De la stația de compresoare, aerul trece printr-un sistem de conducte la un distribuitor de aer, de unde aerul este injectat controlat

4.2. Implementarea dispozitivului de aerare pe turbina hidrolică din CHE

Modelul demonstrator ansamblul tronson de aerare a fost implementat pe turbina hidrolică F0 230/720 (Francis orizontală, turația specifică 230 rot/min, diametrul nominal al rotorului 720mm) aflată în dotarea CHE Mihăilești.

Implementarea modelului demonstrator (fig. 4.4) s-a desfășurat în 7 etape :

- Oprirea turbinei Francis și a alimentării cu apă a grupului – respectând procedura Hidroelectrică SA,
- Demontarea unui tronson din turbine,
- Montarea modelului demonstrator,
- Punerea în funcțiune a modelului demonstrator și măsurători preliminare,

- Demontarea modelului demonstrator,
- Montarea turbine,
- Punerea în funcțiune a turbinei și intrarea în sistem.



a) Finisare tronson aerare



b) Vedere de sus a turbinei cu modelul demonstrator montat



c) Zona de deversare în rau, la funcționarea fara injectie de aer



d) Zona de deversare în rau, la funcționarea cu injectie de aer

Fig. 4.4. Implementarea dispozitivului de aerare pe turbina hidroelectrică din CHE

4.3.Determinari preliminare privind performantele energetice / mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat

Respectand procedura de masura a experimentelor de laborator, s-a variat debitul de apă turbinat, iar pentru fiecare debit de apă s-a variat debitul de aer injectat prin modelul demonstrator - tronson de aerare, astfel încât să se acopere fracțiunile de goluri conform relatiei (6). În tabel 4.3 sunt marcate cu “x” regimurile de funcționare în care s-au efectuat probe. Cu linie rosie este marcata zona peste care constructorii de turbine hidroelectrice nu recomanda funcționarea turbinei. Debitul de apă relativ este dat de relatia (9).

Tabel 4.3. Regimurile de funcționare a turbinei la care s-au efectuat testele

Qapă relativ (%)	ϕ (%)								
	1	2	3	4	5	7	8	9	
57,1	x	x	x	x	x	-	x	-	
51,9	x	x	x	x	x	x	-	-	
44,8	x	x	x	x	x	x	-	-	
33,5	-	x	x	x	x	-	-	x	
21,7	-	-	x	-	x	x	-	-	

$$Q_{ap\grave{a} relativ} = \frac{Q_{lucru}}{Q_{nominal}} (\%) \quad (9)$$

Au fost masurati urmatoarii parametrii:

- Debitul de apa turbinat,
- Debitul de aer injectat,
- Presiunea apei in amonte de turbina și pe peretele modelului demonstrator,
- Presiunea aerului la sistemul de alimentare cu aer și în camera de aer a modelului demonstrator,
- Nivel apă amonte și aval de turbină,
- Turatia turbinei,
- Puterea electrica,
- Nivelul de vibrații pe : arbore, camera spirală și modelul experimental.

S-au efectuat deasemenea vizualizări ale curgerii din interiorul turbinei, în zona de injectie a aerului prin modelul demonstrator prezentate in raportul in extenso. Pentru aceasta s-au utilizat :

- un boroscop optic cu lentile HOPKINS 90° x 8 mm x 440 mm (largime camp 67°),
- o sursa de lumina "Techno LED Nova 150", 100 - 240 VAC, 50/60 Hz,
- cablu optic cu fibre optice ; 2,5m lungime, 6,5mm diametru extern (3,4 diametru activ),
- o camera video TELECAM 1CCD cu inel integrat pentru focalizare și ZOOM optic cu $f = 25 - 50\text{mm}$ (1-2X).

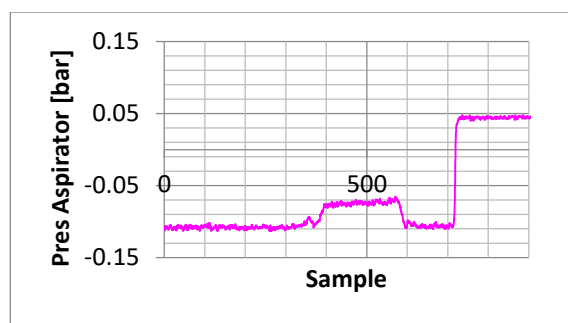


Fig. 4.5. Variatia presiunii pe peretele aspiratorului turbinei la functionarea cu injectie de aer și la admisia aerului la presiunea atmosferică (Functionare cu $\phi = 7\%$, $Q_{ap\grave{a} relativ} = 52\%$)

In figurile 4.5 se observa presiunii pe peretele aspiratorului turbinei atunci cand se injecteaza controlat aer ($\approx 5\text{kW}$) cu o fractie de goluri $\phi = 7\%$ la $Q_{ap\grave{a} relativ} = 52\%$ și aceeasi variatie atunci cand aerul este introdus liber, la presiunea atmosferica ($\approx 20\text{kW}$), prin deschiderea capacului de admisie naturală a aerului la presiunea atmosferică.

5. Perspective pentru etapa a IV-a a proiectului

In etapa a IV-a se vor determina performanțele energetice și mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat și se vor efectua toate masuratorile prezentate în tabelul 4.3. Avand în vedere rezultatele din aceasta etapă, respectiv testele preliminare privind performantele turbinei cu dispozitivul montat, rezultatele privind performantele turbinei fara dispozitivul montat, și cele din etapa a IV-a cu testarea dispozitivului la toate regimurile de funcționare propuse în tabelul 4.3, se va putea trage o concluzie privind influenta modelului demonstrator *Ansamblu tronson de aerare* asupra performantelor energetice și mecanice ale turbinei. Pentru performantele de aerare avem deasemenea la dispozitie rezultatele de laborator privind testarea a patru dispozitive de aerare pe o instalatie special conceputa pentru studiul curgerilor bifazice, rotationale, cu agradient advers de presiune, ce respecta parametrii cirgerii dintr-o turbna reală. În ceea ce priveste performantele de aerare de la CHE Mihailesti trebuie precizat că apa uzinata

în aceasta centrala este saturată în OD, ea prezentând în timpul campaniei de măsuratori, din octombrie 2016, un nivel de saturare de 98%.

Deasemenea se va studia o soluție de integrare a dispozitivului de aerare într-un sistem automatizat de aerare a apei, având în vedere configurația centralei hidroelectrice de la Mihailești.

Proiectul se va finaliza cu organizarea unui workshop în tematica proiectului, la care se vor invita constructori de turbine hidraulice și furnizori de energie electrică, dar și personalități din domeniul ingineriei hidraulice, în vederea implementării dispozitivului studiat în acest proiect.

6. Diseminarea rezultatelor cercetării

Rezultate prevăzute pentru etapa 3 : Model demonstrator al dispozitivului de aerare a apei turbinate în situ și un articol publicat în jurnal BDI

Rezultate realizate în etapa 3 :

Un model demonstrator “*Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*”

Modelul demonstrator a fost conceput pe baza experimentărilor de laborator efectuate în etapa a II-a dar și a simulărilor numerice pentru determinarea zonelor de joasă presiune din aspiratorul turbinei. Acesta a fost proiectat ținând cont de o serie de parametrii dimensionali astfel încât să poată funcționa neinvaziv și să respecte geometria turbinei, dar în special să maximizeze cantitatea de oxigen dizolvat din apă prin introducerea cât mai dispersă a aerului. A fost deasemenea prevăzută admisia aerului la presiunea atmosferică, fără consum energetic al stației de compresoare

Construcția modelului demonstrator “*Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*” a constat în trei etape: construcția plăcilor perforate pentru injectia dispoșă a aerului, construcția ansamblului tronson de aerare și construcția conexiunilor pneumatice pentru alimentarea cu aer comprimat a modelului demonstrator.

Implementarea modelului a presupus deasemenea o serie de măsuri privind respectarea procedurilor interne ale Hidroelectrica SA, de la retragere din exploatare a grupului și crearea condițiilor de funcționare în probă (izolarea circuitului, menținerea condițiilor pe durata probelor), până la demontarea aspiratorului turbinei, montarea modelului demonstrator și testările preliminare.

2 articole trimise spre publicare în jurnale cotate ISI

- Bunea F., Nedelcu A, “Prediction of water aeration efficiency in High turbulent flow”, *Desalination and Water Treatment*, Manuscript under review TDWt-2016-1188, ISSN 1944-3994, Impact Factor 1.272
- Murgan I, Bunea F.*, Ciocan G.D., Experimental PIV and LIF characterization of a bubble column flow, *Flow measurement and instrumentation*, Manuscript FLOWMEASINST-D-16-00207, submitted în 22.iul 2016, Revision Required Oct 28, 2016, impact factor 1.152, ISSN: 0955-5986

1 articol publicat în jurnal cotaț BDI

- Livia Ioana Pitorac, Diana Maria Bucur, Georgiana Dunca, Michel J. Cervantes, Modeling Transient Multiphase Flow in Pipeline, *Scientific UPB Bulletin, Series D*, vol. 78, Iss. 2, 2016

6 articole prezentate în conferințe internaționale cotate ISI,

- Digulescu A., Ioana C., Bunea F., Nedelcu A., Candel I., Vasile G., Serbanescu A., *Cavitation characterization using wide band signals in an acoustic active sensing system*, OCEANS’16 MTS/IEEE Monterey, California, USA, 19 - 22 Sep 2016, <http://program.oceans16mtsieeemonterey.org/searchprogram.cfm?sessionID=57>

- Digulescu A., Murgan I., Bunea F., Bucur D., Dunca G., Candel I., Ioana C., *Cavitating vortex characterization based on acoustic signal detection*, 28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IAHR Grenoble, paper 260, July 4-8th, 2016, request of reviewer #iahr2016_R/59, **acceptat pentru publicare în IOP Conference Series - Earth and Environmental Science**
- Murgan I., Candel I., Ioana C., Digulescu A., Bunea F., Ciocan G. D., Anghel A., *Flow velocity profiling using acoustic time of flight flow metering based on wide band signals and beamforming techniques*, 28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IAHR Grenoble, July 4-8th, 2016, reference number iaahr2016/149, **acceptat pentru publicare în IOP Conference Series - Earth and Environmental Science**
- Georgiana Dunca, Joel Sundström, Helene Dahl, Michel J. Cervantes, *Investigation of the pressure-time method using design of experiments*, IGHEM 2016 (11th International conference on hydraulic efficiency measurement) Linz, 2016, neindexat
- Diana Maria Bucur, Costin Ioan Cosoiu, Raluca Iovanel, Nicolae Alina Alexandrina, Sanda-Carmen Georgescu, *Assessing the Operation of the Cooling Water System of a Hydro-Power Plant Using EPANET*, Sustainable Solutions for Energy and Environment, EENVIRO 2016, 26-28 October 2016, Bucharest, Romania
- Georgiana Dunca, Vlad-Florin Piraianu, Razvan Roman, Petre-Ovidiu Ciuc, Sanda-Carmen Georgescu, *Experimental versus EPANET Simulation of Variable Speed Driven Pumps Operation*, Sustainable Solutions for Energy and Environment, EENVIRO 2016, 26-28 October 2016, Bucharest, Romania,

1 articol prezentat la coferință națională, selectionat pentru publicare în revista Energetica

- **Bunea F.**, Bucur D. M., Codescu S., Dunca G., Cirnar R., *Sistem inovativ de aerare a apei turbinate în vederea menținerii condițiilor necesare vieții acvatice*, Conferința Hidroenergeticienilor din România – Dorin Pavel, Editia a IX-a, 10 iunie 2016.

7. Concluzii

Faptul că nu există o soluție ușor de implementat, fără să prejudicieze performanțele energetice și eficientă din punct de vedere al aerării, face dificil de respectat legislația în vigoare, în cazul în care apa din CHE este săracă în oxigen. Acest lucru poate duce la adevărate dezastre ecologice.

În această etapă a proiectului *Transpunerea dispozitivului de aerare de pe model, pe un demonstrator montat în situ* s-a proiectat, realizat, montat și pus în funcțiune un model demonstrator “Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate”, ce are ca obiectiv să maximizeze cantitatea de oxigen dizolvat din apă, cu un consum minim de energie

L-a proiectarea acestuia s-a pus accent pe calitatea procesului de aerare și nu doar pe cantitatea de aer vehiculat, respectiv pe: creșterea ariei interfazice aer-apă, timpul de retenție a acestora, căderea de presiune pe dispozitivele de aerare, geometria și dimensionarea acestora, etc. “Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate” înlocuiește un tronson din aspiratorul turbinei iar introducerea aerului în circuitul hidraulic se face neinvaziv.

Rezultatele obținute în laborator permit caracterizarea plăcii cu cea mai mare eficiență energetică pentru aerare, oferind beneficiarului posibilitatea de a folosi sistemul de aerare cel mai convenabil pentru domeniului de presiune/depresiune existent în zona dorită. Plăcile perforate sunt recomandate datorită pierderii de presiune mici.

În vederea transpunerii dispozitivului de aerare studiat, pe o turbină Francis din situ, s-au determinat, prin simulare numerică, zonele cu depresiune maximă, unde s-a poziționat zona de injecție a aerului, respectiv dispozitivul de aerare dispersă. S-a studiat curgerea apei în aspiratorul turbinei FO 230/720, în condițiile în care turbina funcționează simultan cu una sau

doua turbine Kaplan, existente în amenajare. S-a observat de asemenea că, în porțiunea din conul aspirator studiată vectorii vitează nu prezintă vârtejuri și desprinderi de la perete, ceea ce sugerează că nu există instabilități în curgere care ar putea duce la apariția vibrațiilor

În vederea determinării influenței aerării s-au determinat în prealabil performanțele energetice și mecanice ale turbinei din CHE fără dispozitiv de aerare montat. S-au măsurat: puterea electrică a generatorului, debitul turbinei, debitul de aer injectat, nivel apă amonte și aval, presiunea amonte de turbină, turatia, vibrații pe arbore și generator, cadere netă, puterea hidraulică a turbinei, randament.

Construcția modelului demonstrator “*Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*” a constat în trei etape: construcția plăcilor perforate pentru injectia dispesă a aerului, construcția ansamblului tronson de aerare și construcția conexiunilor pneumatice pentru alimentarea cu aer comprimat a modelului demonstrator.

Implementarea modelului a presupus deasemenea o serie de măsuri privind respectarea procedurilor interne ale Hidroelectrica SA, de la retragere din exploatare a grupului și crearea condițiilor de funcționare în proba (izolarea circuitului, menținerea condițiilor pe durata probelor), până la demontarea aspiratorului turbinei, montarea modelului demonstrator și testările preliminare. În timpul testelor s-au efectuat și înregistrat vizualizări ale curgerii utilizând un endoscop HOPKINS 90° x 8 mm x 440 mm (largime câmp 67°)

Apreciem că turbinele hidraulice care vor fi dotate cu dispozitivul propus vor deveni “turbine prietenoase cu mediul” deoarece se poate dovedi că apa uzinată prin ele va corespunde în permanență cerințelor de calitate ecologică impuse de normelor europene în vigoare.

Dimensionarea optimă a sistemelor de aerare (diametrul orificiilor, distanța dintre ele corelate cu geometria și condițiile de funcționare ale turbinei, cât și locul de amplasare a acestora) îmbunătățesc semnificativ calitatea aerării (asa cum s-a demonstrat pe instalația de laborator –etapa 2) și sunt parametrii ce trebuie luați în considerare la proiectarea dispozitivelor de aerare și implementarea acestora pe turbinele ce uzinează apa cu conținut redus de ozigen dizolvat.

8. Bibliografie

- ASCE standard no. 2-91/1993, *Measurement of oxygen transfer in clean water* - 2nd Edition, American Society of Civil Engineers, ISBN 087262885X, 45 p.,
- Bannister R., Donato V., 1971, *Signature analysis of turbomachinery, S/V, Sound and Vibration*
- Bunea F., Bucur D.M., Dumitran G.E., Ciocan G.D., 2012, Book title: *Ecological Water Quality – Water treatment and Reuse*, Chapter Title *Water quality in hydroelectric sites*, Ed. Intech, Croația, p. 391-408, ISBN 978-953-51-0508-4, DOI 10.5772/32078,
- Bunea F., Ciocan G.D., 2015, *Stand pentru studiul curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune*, Cerere de brevet, OSIM nr. A/00704/29.09.2015,
- Bunea F., Ciocan G.D., Oprina G., Băran G., Băbuțanu C.A., 2010, *Hydropower impact on water quality*, Environmental Engineering and Management Journal, Vol. 9, No. 11, 459-464, ISSN 1582-9596,
- Bunea F., Nedelcu A., “Prediction of water aeration efficiency in High turbulent flow”, *Desalination and Water Treatment, Manuscript under review TDWt-2016-1188*,
- Bunea F., Ciocan G.D., Nedelcu A., Bucur D.M., Dunca G., Chihaia R., *Oxygen deficiency decrease from the turbined water*, 7th International Conference on Energy and Environment CIEM 2015, 22-23. Oct., Conference Proceedings, ID S5_07, Under Review at Environmental Engineering and Management Journal,
- Buzdugan G., Mihailescu E., Rades M., 1986, *Vibration measurements*, Ed. Academiei,
- Digulescu A., Murgan I., Bunea F., Bucur D.M., Dunca G., Candel I., Ioana C., 2016, *Vortex characterization based on acoustic signal detection*, 28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IAHR Grenoble, paper 260, July 4-8th,
- Dunca G., Ciocan G.D., 2005, *Sondaje de presiune totală nestationară într-un model de turbină – pompa*, Revista Energetica, vol. 53 no 1, pp. 9-11,
- Eisenmann R. C. jr. and Eisenmann, R. C. sr., 1997, *Machinery malfunction diagnosis and correction*, Prentice Hall PTR, New Jersey,

- Fisher R. K., March P. A., Mathur D., Franke G. F., 1998, *Innovative Environmental Technologies Brighten Hydro's Future*, (http://epw.senate.gov/105th/fis_10-8.htm).
- Harshbarger E.D., Herrold B., Robbins G., Carter J., 1999, *Turbine Venting for Dissolved Oxygen Improvements at Bull Shoals, Norfolk and Table Rock Dams*, Waterpower '99 - Hydro's Future: Technology, Markets, and Policy, CD-ROM,
- Harshbarger, E.D., Mobley, M.H., Brock, W.G., 1995, *Aeration of hydroturbine discharges at Tims Ford Dam, San Francisco*"; ASCE, 9 pp., Waterpower '95 - Proc. of the Conf. on Hydropower, San Francisco, 1, 11-19,
- IEC-41, 1991, *Field Acceptance Tests to Determinate the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines*, Storage Pumps and Pump – Turbines, Geneva,
- Isbășoiu E. C., Bucur D.M., Dunca G., ș.a. *Încercarea mașinilor hidraulice*, Editura Politehnica Press, 2009,
- Isbășoiu E.C., Bucur D.M., 2011, *Tratat de Mecanica Fluidelor*, Editura Academiei Române, București,
- March P.A., Brice T.A., Mobley M.H., Cybularz J.M., 1992, *Turbines for solving the DO dilemma*, Hydro Review, 11(1), U.S., 30-36, ISSN 0884-0385,
- Papillon B., Sabourin M., Couston M., Deschenes C., 2002, *Methods for air admission in hydroturbines*, XXIst IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, sept. 9-12,
- Rohland K., Foust J., Lewis G. & Sigmon J., 2010, *Aeration Turbines for Duke Energy's New Bridgewater Powerhouse*, Hydro-Review, pp. 58-63, ISSN 0884-0385,
- SR EN 60041, 2003, *Încercări de recepție efectuate pe mașina reală, pentru determinarea performanțelor hidraulice ale turbinelor hidraulice, pompelor de acumulare și turbinelor-pompe*,
- Sullivan A., Bennet K., 2006, *Retrofit Aeration System (RAS) for Francis Turbine*, Final Report, Ameren UE and MEC Water Resources Inc., contract FC36-02ID14408, US,
- Winkler Titration, 2007, *Standard Operating Procedure for Dissolved Oxygen Micro Method*, http://www.epa.gov/greatlakes/monitoring/sop/chapter_5/LG501.pdf.

Anexa 1. Proiect de executie a modelului demonstrator - *Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*

Anexa 2. Regimurile de funcționare a turbinei pentru determinarea vibrațiilor la lagărele turbinei Francis

Anexa 3. Program gaurire CNC în 3 axe tip TOPPER TMV-400

Anexa 4. Procese verbale

- Proces-verbal de constituire, instalare și punere în funcțiune “*Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*”
- Proces-verbal de custodie

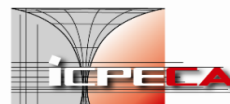


INSTITUTUL NAȚIONAL DE CERCETARE - DEZVOLTARE
PENTRU INGINERIE ELECTRICĂ INC DIE ICPE-CA

Nr. Registrul Comerțului
J40/3800/2001
Cod Fiscal RO 13827850
Capital Social: 381.108 Lei
Trezorerie M.B.:
RO24TREZ7005069XX002740

Cont - ROL
RO52RNCB0076029424690001
BCR SMB
Splaiul Unirii nr. 313, sector 3
București, 030138, România

Email: office@icpe-ca.ro
www.icpe-ca.ro
Tel: +4021.346.7231
+4021.346.8297
Fax: +4021.346.8299



AUTORITATE CONTRACTANTĂ - UEFISCDI

PN II, COMPETITIEI PCCA 2013, PROGRAM 4 – PARTENERIATE ÎN DOMENIILE PRIORITARE

DIRECTIA DE CERCETARE: D3 MEDIU

CTR. NR. 88/2014

RAPORT ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC

SISTEM INOVATIV DE AERARE A APEI TURBINATE ÎN VEDEREA MENȚINERII CONDIȚIILOR NECESARE VIEȚII ACVATICE

- ECOTURB -

ETAPA 4 2017

Integrarea sistemului de aerare intr-un sistem automatizat

ORGANIZAȚIILE PARTENERE ÎN PROIECT

Denumirea organizației participante în proiect	Acronim organizație	Tip organizație	Rolul organizației în proiect	Director/ Responsabil proiect
Institutului Național pentru Cercetare și Dezvoltare în Inginerie Electrică ICPE-CA București	INCDIE ICPE-CA	INCD	Coordonator (CO)	dr. ing. Florentina BUNEA
Universitatea POLITEHNICA din București - Centrul de Cercetări Energetice și Protecția Mediului	UPB – CCEPM	UNI	Partener (P1)	dr. ing. Diana Maria Bucur
TehnoINSTRUMENT Impex SRL	TEHNOINSTRUMENT	SRL	Partener (P2)	ing. Sebastian Codescu

Cuprins

Rezumat.....	3
1. Elaborarea unei baze de date cu turbinele Francis din Romania	4
2. Determinarea performanțelor energetice și mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat (debit apă, căderea turbinei, vibrații, etc.).....	5
2.1. Determinarea performanțelor energetice.....	6
2.2. Determinarea performanțelor mecanice	9
2.3. Vizualizarea curgerii în aspiratorul turbinei în timpul injectiei cu aer	11
3. Integrarea dispozitivului de aerare într-un sistem automatizat de aerare a apei.....	11
4. Diseminarea rezultatelor cercetării. Organizare workshop în tematica proiectului	15
4.1. Diseminarea rezultatelor cercetării	15
4.2. Organizare workshop în tematica proiectului.....	16
4. Concluzii	18
5. Bibliografie	19
Anexa 2a – Măsurătorile de vibrații de la nivelul lagărului generatorului, Punctele de funcționare a turbinei pentru analiza în domeniul timp.....	19
Anexa 2b – Măsurătorile de vibrații de la nivelul lagărului generatorului, Punctele de funcționare a turbinei pentru analiza în domeniul frecvenței	19

Observatie

Deoarece rezultatele cercetării nu au fost încă publicate integral în literatură de specialitate, unele dintre figuri sunt prezentate cu contrast redus.

Rezumat

Proiectul de cercetare, dezvoltare, inovare PT-PCCA-2013-4-0814, intitulat "Sistem inovativ de aerare a apei turbinate în vederea menținerii condițiilor necesare vieții acvatice" a fost demarat în anul 2014 și are ca **obiectiv principal** realizarea unui sistem de aerare cu ajutorul căruia apa turbinate va răspunde cerințelor de calitate a apei impuse de regulamentele europene/mondiale.

Pe **plan internațional** principalii furnizori de energie și constructori de echipamente hidro din Europa (Voith, Alstom, Andritz) și SUA (Tennessee Valley Authority), răspund preocupărilor legate de mediu privind exploatarea CHE încă din anii 1950 și inițiază cercetări ce au ca scop reducerea impactului asupra mediului. Mai multe metode de modernizare a turbinelor hidraulice au fost implementate în acest sens, prezentate pe larg în prima etapă a proiectului. Eficiența acestor metode de aerare din punct de vedere al transferului de oxigen din aer în apă, este analizată și comparată în literatură, evidențiindu-se principalii parametri ai aerării : geometria turbinei, cantitatea de aer, locul admisiei cu aer [Rohland et al, 2010], [Harshharger et al, 1999] etc.) Deși în unele studii privind sistemele de aerare la turbine, efectuate la diferite CHE, rezultatele obținute nu au fost pe măsura așteptărilor, cercetările continuă datorită importanței semnificative pe care o are aerarea asupra ecosistemelor. Ca o consecință a acestor aspecte, operatorii hidro încearcă să optimizeze raportul măsurilor de ameliorare a calitatii apei și randamentului producerii de energie.

Scopul prezentului proiect constă în studierea, conceperea, proiectarea și punerea în funcțiune a unui nou sistem de aerare la turbine care să maximizeze cantitatea de oxigen dizolvat din apă, cu un consum minim de energie. Optimizarea procesului de aerare a apei turbinate studiată în acest proiect pune accent pe calitatea procesului de aerare și nu doar pe cantitatea de aer vehiculat, respectiv pe : creșterea ariei interfazice aer-apă, timpul de retenție a acestora, căderea de presiune pe dispozitivele de aerare, geometria și dimensionarea acestora, etc. S-a ținut seama de condiția impusă de constructorii și utilizatorii de turbine hidraulice și anume ca fracția de goluri injectată în circuitul hidraulic să nu depășească 5%.

În primele trei etape ale proiectului au fost efectuate experimentări de laborator privind performanțele de aerare a patru dispozitive de aerare, cu geometrii diferite. Pentru aceasta a fost pusă în funcțiune o instalație experimentală pentru studiul în laborator al curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune [OSIM, 2015]. Standul este dimensionat astfel încât să respecte parametrii curgerii dintr-o turbina hidraulică reală, de tip Francis și este dimensionat astfel încât să respecte timpul minim de contact pe care o particulă îl parcurge de la intrarea la ieșirea din aspiratorul unei turbine hidraulice de tip Francis. Odată cu creșterea vitezei de curgere a apei, curgerea rotațională imprimată de stator formează un vortex cavitațional. Prin introducerea aerului sub formă dispersă în zona de studiu, s-a studiat fenomenul de aerare dispersă a apei în curgeri rotaționale, turbulente utilizând un dispozitiv neinvaziv, de aerare dispersă, situat pe peretele conductei astfel încât să nu influențeze curgerea din circuitul hidraulic.

În vederea selectării dispozitivului de aerare potrivit pentru proiectarea aeratorului din situ s-au analizat mai multe aspecte: performanțele de aerare și eficiența standard a aerării pentru fiecare placă testată, posibilitatea implementării pe aspiratorul unei turbine hidraulice din punct de vedere al prelucrării mecanice (s-a luat în considerare grosimea peretelui aspiratorului dimensiunea și forma acestuia) și condițiile de funcționare a turbinei în situ.

Deasemenea, în vederea transpunerii dispozitivului de aerare studiat în situ s-au determinat, prin simulare numerică, zonele cu depresiune maximă, unde s-a poziționat ulterior zona de injecție a aerului. S-a studiat curgerea apei în aspiratorul turbinei FO 230/720 de la CHE Mihailești, în condițiile în care turbina funcționează singură în amenajare și în condițiile funcționării simultane cu celelalte turbine din centrală.

Transpunerea dispozitivului de aerare de pe model pe un demonstrator montat în situ, s-a efectuat în etapa a III-a a constat în :

- Determinarea performanțelor energetice și mecanice ale turbinei din CHE fără dispozitiv a necesitat măsurarea mai multor parametri electrici, mecanici și hidraulici: puterea electrică a generatorului, debitul turbinei, debitul de aer injectat, nivel apă amonte și aval, presiunea amonte de turbină, turatia, vibrații pe arbore și generator, cadere netă, puterea hidraulică a turbinei, randament.
- Concepția, proiectarea, construcția și implementarea dispozitivului de aerare pe turbina hidraulică din CHE. Teste preliminare privind performanțele energetice / mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat.

In etapa a patra s-au determinat performanțele energetice și mecanice ale turbinei cu dispozitivul de aerare montat. Pentru aceasta s-au reluat măsurătorile efectuate fără injectie de aer, iar la acestea s-au adăugat: debitul de aer injectat, presiunea pe pereții modelului demonstrator, presiunea în camera de aer, presiunea de injectie a aerului. Toate acestea s-au efectuat pentru 6 regimuri de funcționare ale turbinei hidraulice, la fiecare regim injectând un debit de aer astfel încât fracția de goluri să fie cuprinsă între 1 – 8 %. În plus s-au efectuat vizualizări ale curgerii din interiorul turbinei, în zona de injectie a aerului prin modelul demonstrator “*Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate*”, utilizând un endoscop cu sistem de iluminare și înregistrare a datelor, personalizat pentru această aplicație.

Determinările au fost făcute cu injectie controlată a aerului (*aerare forțată*), utilizând stația de aer comprimat din centrală, dar și utilizând opțiunea de *aerare naturală* cu care dispozitivul este dotat, în scopul injectiei de aer fără consum energetic asociat ci doar beneficiind de gradientul de presiune negativ între presiunea din aspirator și cea atmosferică.

Analiza datelor rezultate din măsurătorile experimentale validează funcționarea dispozitivului de aerare dezvoltat în cadrul proiectului, iar influența funcționării asupra performanțelor hidraulice ale turbinei este admisibilă din punct de vedere economic. Prin campania de măsurători pe modelul demonstrator s-a arătat că evoluția caracteristicilor energetice ale turbinei după implementarea dispozitivului este în toleranța de măsură când dispozitivul este în funcțiune. Când dispozitivul nu este în funcțiune, implementarea acestuia nu are nici un efect asupra caracteristicilor energetice ale turbinei. Măsurătorile de vibrații au arătat de asemenea că folosirea dispozitivului nu are nici un efect sau unul ușor favorabil pentru funcționarea turbinei.

După analiza comportamentului dispozitivului de aerare cu cele două opțiuni de aerare s-a elaborat un sistem automatizat de control al dispozitivului de aerare, astfel încât acesta să funcționeze cu un consum minim de energie și să atingă nivelul de oxigen dizolvat impus de utilizator. Dispozitivul va funcționa doar atunci când există un deficit de oxigen în apă și va asigura în permanență respectarea normelor de calitate a apei referitoare la conținutul de oxigen dizolvat din apă din râurile din avalul hidrocentralelor.

O altă activitate a constat în elaborarea unei baze de date cu centralele hidroelectrice din România dotate cu turbine Francis. Dintre acestea s-au identificat 14 centrale care îndeplinesc condițiile ce pot provoca deteriorarea calității apei respectiv a cantității de oxigen dizolvat din apă atunci când sunt asociate cu temperaturi ridicate.

Proiectul s-a finalizat cu organizarea unui Workshop în care s-au prezentat rezultatele proiectului și s-au discutat perspectivele de dezvoltare și implementare în mediul economic a *Ansamblului dispozitiv de aerare a apei turbinate*. La eveniment au participat atât reprezentanți din mediul științific de specialitate cât și din mediul economic interesat.

1. Elaborarea unei baze de date cu turbinele Francis din România

În România sunt instalate aproximativ 300 de grupuri hidro de producere a energiei electrice, cu puteri instalate de la câțiva kW la sute de kW. Echiparea hidroagregatelor este realizată atât cu turbine de joasă cădere și debite mari (bulb, Kaplan, EOS) precum și cu turbine de cădere medie și

mare și debite reduse (Francis, Pelton). Dintre acestea, *circa 60 de hidroagregate au rotorul turbinei de tipul Francis*.

De asemenea, cele mai multe dintre amenajările hidroenergetice din România sunt prevăzute cu lacuri de acumulare, în care se stochează volume mari de apă și se fac regularizări lunare și anuale ale debitelor.

Având în vedere impactul produs de amenajările hidroenergetice asupra mediului, următoarele condiții au fost identificate ca fiind periculoase pentru flora și fauna acvatică (un nivel scăzut de oxigen dizolvat în apa turbinată):

- lacul de acumulare are o adâncime mai mare de $H > 15$ m;
- volumul lacului de acumulare este mai mare de $V > 60 \cdot 10^6$ m³;
- centrala hidroelectrică are o putere instalată mai mare de $P > 10$ MW.

În tabelul 1 din raportul extins sunt prezentate cele 30 de amenajări hidroenergetice din România care sunt echipate cu una sau mai multe turbine Francis. Acestea au fost selectate dintr-un total de 130 de centrale hidroelectrice. S-au identificat și marcat prin îngroșare acele amenajări care îndeplinesc condițiile periculoase menționate anterior.

Din totalul de 30 de amenajări selectate, doar 14 îndeplinesc toate cele 3 condiții periculoase, 7 îndeplinesc 2 condiții, iar restul de 9 câte 1 condiție.

2. Determinarea performanțelor energetice și mecanice ale turbinei cu dispozitivul montat (debit apă, căderea turbinei, vibrații, etc.)

Obiectivul acestei activități este determinarea performanțelor reale de funcționare a hidroagregatului echipat cu turbina Francis în diverse regimuri de funcționare, cu dispozitivul de aerare în funcțiune.

Încercările pentru determinarea performanțelor mașinilor hidraulice în amplasament sunt reglementate de normele Comisiei Electrotehnice Internaționale [IEC-41]. Determinarea performanțelor de funcționare ai hidroagregatului a necesitat măsurarea mai multor parametri (electrici, mecanici și hidraulici). Cota disponibilă în lacul de acumulare la care s-au făcut determinările a fost $Z_{lac} = 83,89$ mdM.

Mărimile măsurate au fost:

- nivelul în lacul de acumulare Z_{lac} și nivelul în canalul de fugă al centralei, Z_{av}
- puterea electrică la bornele generatorului P_G
- debitul de apă turbinat Q
- debitul de aer injectat q ;
- presiunea la intrarea în turbină p_{asp}
- presiunea pe peretele dispozitivului de aerare,
- presiunea aerului injectat și în camera de aer a dispozitivului de aerare
- turația, n ;
- deschiderea aparatului director, s ;
- vibrațiile la nivelul lagărului radial – axial al turbinei și la nivelul lagărului generatorului;
- vibrațiile pe carcasa lagărului radial-axial (pe direcție radială și axială), la nivelul capacului turbinei și la nivelul conului aspirator al turbinei;
- presiunea în conul aspirator al turbinei.

Amplasarea proximitoarelor, accelerometrelor și a traductorului de presiune absolută împreună cu marcarea zonei de injectare a aerului în traseul hidraulic al turbinei sunt prezentate schematic în figura 1.

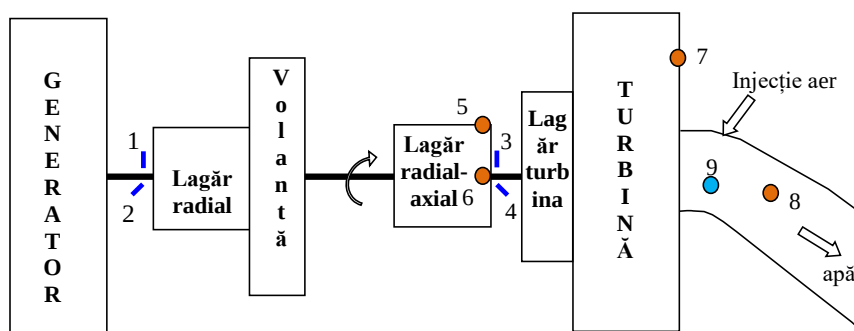


Fig. 1. Schema agregatului turbină -generator, amplasarea lagărelor și a senzorilor (1-4 proximitoare, 5-8 accelerometre piezoelectrice, 9 traductor de presiune absolută).

Semnalele de la parametrii electrici, debitmetru și traductoarele de presiune, precum și semnalele de la proximitoare și accelerometre au fost înregistrate cu un sistem de monitorizare specializat, iar achizițiile s-au realizat cu o frecvență de achiziție de 25 kHz.

În plus s-au efectuat vizualizări ale curgerii din interiorul turbinei, în zona de injecție a aerului prin dispozitivul de aerare. Pentru aceasta s-a utilizat:

- un boroscop optic cu lentile HOPKINS 90° x 8 mm x 440 mm (largime câmp 67°)
- sursa de lumina "Techno LED Nova 150", 100 - 240 VAC, 50/60 Hz
- cablu optic cu fibre optice ; 2,5m lungime, 3,4 diametru activ
- camera video TELECAM 1CCD cu inel integrat pentru focalizare și ZOOM optic cu $f = 25 - 50\text{mm}$

2.1. Determinarea performanțelor energetice

În vederea evaluării performanțelor energetice ale turbinei, pe baza mărimilor măsurate enumerate anterior s-au determinat următorii parametri, conform SR EN 60041:

– *căderea netă*

$$H = \frac{p_{am}}{\rho g} + (Z_{m,am} - Z_{av}) + \frac{v_1^2}{2g}, \quad (1)$$

unde p_{am} este presiunea la intrarea în turbină, $Z_{m,am}$ – cota de amplasare a traductorului de presiune amonte, Z_{av} – nivelul aval și v_1 – viteza la intrarea în camera spirală.

– *puterea hidraulică (consumată) a turbinei*

$$P_h = \rho g Q H_n, \quad (2)$$

unde Q este debitul turbinat și H_n este căderea netă a turbinei.

– *randamentul agregatului*

$$\eta_{T+G} = \frac{P_G}{P_h}, \quad (3)$$

cu P_h - puterea hidraulică consumată de turbină și P_G - puterea electrică la bornele generatorului.

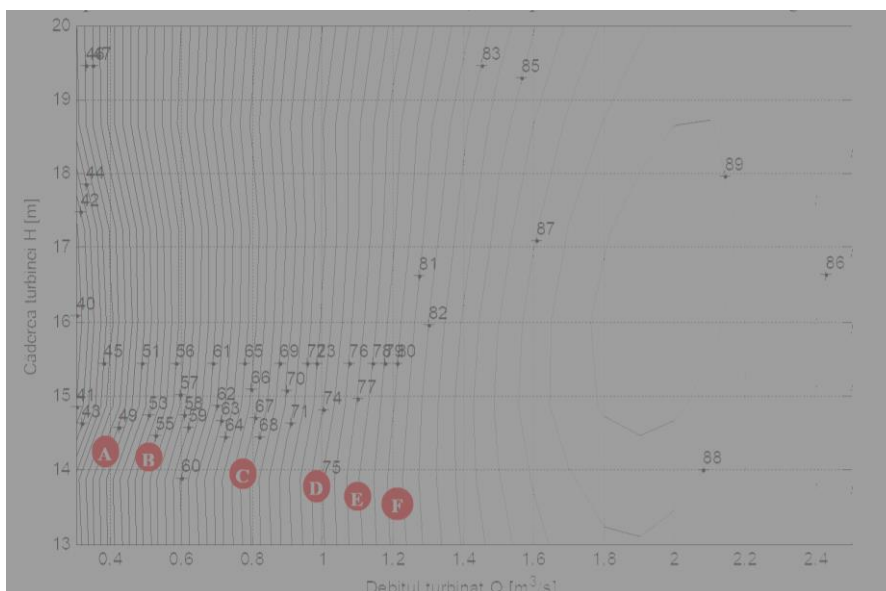


Fig. 2, Punctele de funcționare ale turbinei la care s-au realizat măsurătorile

Utilizând metodele de măsurare recomandate în [SR EN 60041], se determină performanțele turbinei pentru regimurile de funcționare prezentate în figura 2. Pentru a testa funcționarea dispozitivului de aerare, pentru fiecare punct de funcționare s-au injectat mai multe debite de aer, cuprinse între 0 și 8 % din debitul de apă turbinat. În tabelele 2-7 din raportul extins sunt prezentate valorile măsurate (debitul de aer injectat prin dispozitiv, Q_{aer} , presiunea în amonte de turbină, p_{asp} , turația agregatului, n , debitul turbinat, Q , puterea electrică, P_G), valorile calculate (căderea netă a turbinei, H_n , puterea hidraulică a turbinei, P_h și randamentul global al agregatului turbină – generator, η_{T+G}), pentru diferite deschideri ale vanei de admisie a apei în turbină (s).

Pentru evidențierea modului în care injecția de aer influențează performanțele turbinei hidraulice s-au reprezentat schematic variațiile randamentului și presiunii în aspiratorul turbinei pentru diferite fracții de goluri injectate și fără injecție de aer (figurile 3, 4 și tabel 1). Deoarece rezultatele cercetării nu au fost încă publicate în literatură de specialitate, figurile sunt prezentate cu contrast redus.

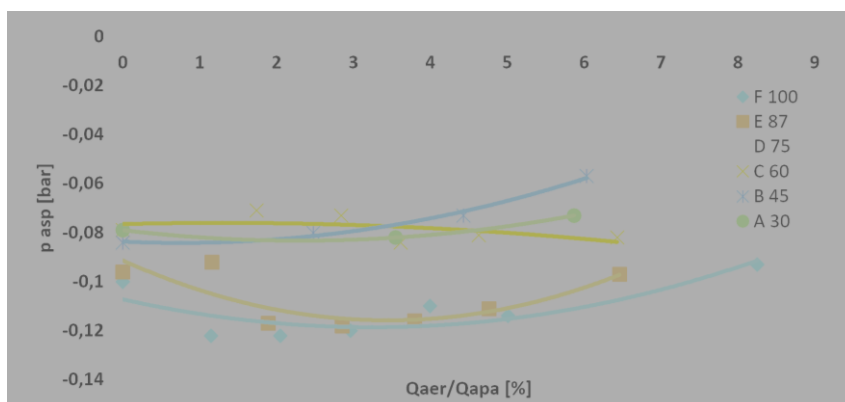


Fig.3, Variația presiunii în aspiratorul turbinei pentru cele 6 puncte de funcționare analizate, cu și fără injecție de aer

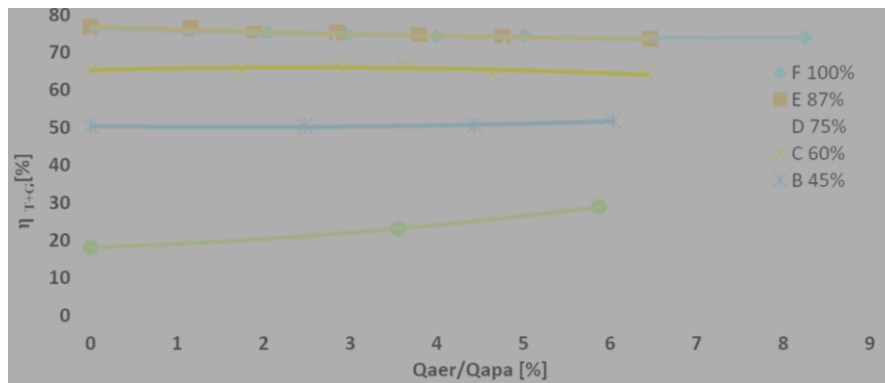


Fig.4. Variația randamentului agregatului pentru cele 6 puncte de funcționare analizate, cu și fără injecție de aer

Tabel 1, Regimurile de funcționare a turbinei la care s-a testat dispozitivul de aerare

Regim funcționare	Qapă relativ (%)	φ (%)								
		1	2	3	4	5	7	8	9	
F	57,1	x	x	x	x	x	-	x	-	
E	51,9	x	x	x	x	x	x	-	-	
D	44,8	x	x	x	x	x	x	-	-	
C	33,5	-	x	x	x	x	-	-	x	
B	21,7	-	-	x	-	x	x	-	-	
A	14,3					x	x			

Din analiza datelor experimentale s-a constatat o scădere a randamentului agregatului cu maxim 2,8% în condițiile funcționării dispozitivului de aerare cu o fracție de goluri de 5%.

Structura curentului apei în zona din aval are o influență majoră asupra funcționării turbinelor. Astfel, pentru a avea imaginea completă asupra funcționării agregatului, s-a realizat și o analiză în domeniul frecvență a semnalului de presiune înregistrat la nivelul conului aspirator.

Spectrele de frecvență pentru toate cazurile de funcționare analizate sunt prezentate în figurile 56-61 din Anexa 3, unde se observă că un număr redus de armonici sugerând o curgere liniștită la ieșirea din rotorul turbinei.

Se remarcă prezența unei componente la o frecvență de 50 Hz, datorată rețelei electrice. De asemenea componenta corespunzătoare frecvenței de sincronism de 6,25 Hz este prezentă, dar cu amplitudini relativ reduse.

Din punctul de vedere al influenței injectării aerului în traseul de curgere al turbinei, nu se remarcă nici un efect semnificativ, suplimentar față de observațiile din analiza performanțelor energetice ale agregatului.

Analiza datelor rezultate din măsurătorile experimentale validează funcționarea dispozitivului de aerare dezvoltat în cadrul proiectului, iar influența funcționării asupra performanțelor hidraulice ale turbinei este admisibilă din punct de vedere economic. Prin campania de măsurători pe modelul demonstrator s-a arătat că evoluția caracteristicilor energetice ale turbinei după implementarea dispozitivului este în toleranța de măsură când dispozitivul este în funcțiune. Când dispozitivul nu este în funcțiune, implementarea acestuia nu are nici un efect asupra caracteristicilor energetice ale turbinei.

2.2. Determinarea performanțelor mecanice

Zgomotul și vibrațiile produse de mașinile în funcțiune pot fi considerate ca parametri semnificativi în definirea stării de funcțiune. Analiza și mai ales stabilirea unor diagnostice prin vibrații și zgomote implică utilizarea unor metode și recomandări specifice cu caracter probabilistic.

Măsurarea vibrațiilor s-a realizat la nivelul lagărului radial axial, la nivelul lagărului generatorului, pe carcasa lagărului radial axial, pe carcasa turbinei și pe conul aspirator al turbinei cu proximitoarele, accelerometrele și sistemul de achiziție pozitionate ca în figura 1.

În cadrul analizării stării de funcțiune a agregatului se folosesc două metode de abordare: o analiză în domeniul timpului și o analiză în domeniul frecvențelor.

Analiza în domeniul timpului se va realiza pe baza înregistrărilor de *vibrații cu proximitoare*. În Anexa2 se prezintă situațiile analizate în cadrul investigațiilor experimentale și care corespund regimurilor de funcțiune din analiza performanțelor energetice. Caracteristicile vibrațiilor obținute în urma analizei în domeniul timpului se pot prezenta sub mai multe forme. Cea mai utilizată formă constă în reprezentarea orbitei.

Forma orbitei evidențiază în general încărcările arborelui. În cazul **lagărului turbinei** orbitele au evidențiat o posibilă rezemare a arborelui în lagăr prin înregistrarea unor valori de ordinul micronilor a deplasării în lagărul radial-axial. Acest lucru este posibil să se întâmple dacă jocul între arbore și lagărul radial-axial este prea mare, neasigurând arborelui o rigidizare suficientă.

Măsurătorile de vibrații de la nivelul **lagărului generatorului** (Anexa 2a) au evidențiat o funcțiune normală a acestuia, orbitele obținute fiind aproximativ circulare. Neregularitățile din forma orbitelor înregistrate la nivelul acestui lagăr se datorează unor imperfecțiuni ale suprafeței exterioare a arborelui, care au fost preluate de senzorii proximitari.

Jocul în lagărul generatorului variază de la $\pm 0,02$ mm la încărcări mici ale grupului (fig. 19 - Anexa 2a) la $\pm 0,06$ mm la încărcări mari (fig. 14, 15 - Anexa 2a), față de valorile înregistrate la lagărul radial-axial de $\pm (0,020-0,025)$ mm la toate încărcările. Se observă că valoarea deplasării pe direcția orizontală, respectiv verticală este sub 0,15 mm, pentru toate palierele de putere la care s-au făcut înregistrări. Acest lucru înseamnă că nivelul vibrațiilor nu depășește în nici un caz analizat limita acceptabilă corespunzătoare unei turații a grupului mai mică de 500 rot/min, conform literaturii de specialitate (Buzdugan et al 1986) și STAS 6910-87.

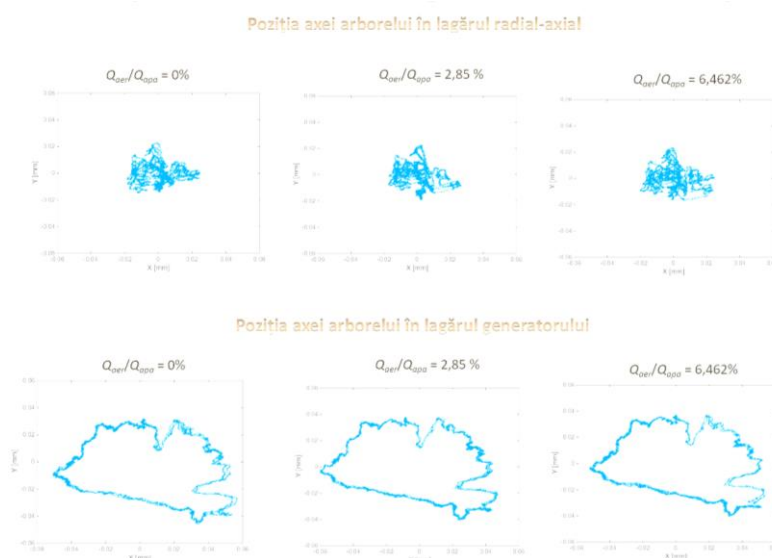


Fig. 5, Variația poziției axei arborelui în lagărele turbinei la funcțiunea **fara/cu** dispozitiv de aerare

În figura 5 se prezintă sintetic variația parametrilor de funcționare ai turbinei fara/cu dispozitiv de aerare în funcțiune, pentru cazul în care turbina funcționează în punctul nominal. Se poate observa că poziția axei arborelui nu variază în lagarul radial axial în momentul injectării aerului în turbina. De asemenea poziția axei arborelui nu variază în lagarul generatorului în momentul injectării aerului în turbina

O a doua abordare în analiza vibrațiilor constă în analiza în domeniul frecvențelor (fig. 6). Aceasta se realizează cu ajutorul unei tehnici de analiză bazată pe transformata Fourier aplicată semnalelor înregistrate cu *proximitoarele și accelerometrele* prezentate.

Spectrul de frecvență al semnalelor complexe generate de mașina hidraulică în funcțiune este caracteristic pentru fiecare mașină în parte. Analiza în domeniul frecvențelor s-a realizat pe un eșantion de 16384 de date. Perioada de eșantionare a fost de 0,04 ms, ceea ce a rezultat într-o “frecvență de tăiere” de **12,5 kHz** (frecvența Niquist).

Pentru a putea identifica sursele vibrațiilor, amplitudinile semnificative din spectrele de frecvență vor fi corelate cu mașina în funcțiune. Acest lucru necesită cunoașterea parametrilor geometrici și de funcționare, cum ar fi turația, numărul palelor rotorice etc. Sunt luate în considerare și componentele spectrului de frecvență generate de dezechilibre, excentricitatea arborilor în mișcare de rotație și nealinierea arborelui.

Frecvența corespunzătoare turației de sincronism a grupului de 375 rot/min este

$$f_s = \frac{375}{60} = 6,25 \text{ Hz}$$

Frecvența fundamentală este de 87,5 Hz frecvență care corespunde turației de sincronism multiplicată cu numărul de pale ale rotorului turbinei (14 pale)

$$f = \frac{n}{60} \cdot N = \frac{375}{60} \cdot 14 = 87,5 \text{ Hz}$$

În Anexa 2 se prezintă situațiile analizate în cadrul investigațiilor experimentale corespunzătoare regimurilor de funcționare.

Analizând spectrele de frecvență corespunzătoare semnalelor ***înregistrate cu proximitoarele la nivelul lagărului generatorului*** (figurile 20 – 25, Anexa 2b) se observă că există o componentă dominantă a semnalelor în jurul valorii de 6,25 Hz, corespunzătoare turației de sincronism a grupului. Acest lucru se poate datora unui dezechilibru în mișcarea de rotație. De asemenea, se observă existența armonicii de ordin 3, ceea ce indică posibilitatea unei ușoare nealinerii sau încovoieri a arborelui. Totuși, amplitudinea acestei armonici este neglijabilă în raport cu amplitudinile componente corespunzătoare turației de sincronism.

Din spectrele de frecvență corespunzătoare semnalelor ***înregistrate cu proximitoarele la nivelul lagărului turbinei*** (figurile 26 – 31, Anexa 2b) se observă de asemenea o componentă dominantă a semnalelor în jurul valorii de 6,25 Hz, corespunzătoare turației de sincronism a grupului. Se observă însă că spectrele de frecvență sunt mult mai bogate în armonici de ordinul 3, 4, 9 și 12, și subarmonici. Acest lucru sugerează o funcționare defectuoasă a lagărului datorată unei nealinerii sau încovoieri a arborelui și o slăbire a lagărului turbinei, confirmând concluziile în urma analizării orbitelor. Faptul că frecvența fundamentală de 87,5 Hz nu este evidentă în spectrele de frecvență confirmă faptul că arborele nu este supus unor încărcări hidrodinamice suplimentare, așa cum a reieșit și în urma analizei orbitei.

Spectrele de frecvență corespunzătoare semnalelor ***înregistrate cu accelerometrul la nivelul capacului turbinei*** indică prezența unei componente dominante la o frecvență de aproximativ 30 Hz (fig. 32 – 37 din Anexa 2b). Cum amplitudinea acesteia nu variază semnificativ în timpul funcționării agregatului, indiferent de încărcarea acestuia, se poate considera că sursa acesteia este o neuniformitate din traseul hidraulic.

Din analizarea spectrelor de frecvență corespunzătoare semnalelor *înregistrate cu accelerometrul la nivelul conului aspirator al turbinei* (figurile 38 – 43, Anexa 2b), se observă că în situația funcționării agregatului la încărcări mari, spectrele de frecvență sunt mai bogate în armonici decât la funcționarea la încărcări mai mici. Acest lucru sugerează o creștere a instabilităților în curgere o dată cu creșterea debitului turbinat.

Din analizarea spectrelor de frecvență corespunzătoare semnalelor *înregistrate cu accelerometrul pe lagărul radial-axial pe direcție radială* (figurile 44 – 49, Anexa 2b) se observă prezența unei componente semnificative la 50 Hz (corespunzătoare frecvenței rețelei electrice) și armonica de ordin 2 a acesteia. Pentru cazurile de funcționare la încărcări mari (figurile 44-47, Anexa 2b) este prezentă și o componentă la frecvența fundamentală a turbinei de 87,5 Hz. Acest lucru sugerează o încărcare suplimentară a lagărului pe direcție radială datorită rotirii rotorului turbinei.

Din analizarea spectrelor de frecvență corespunzătoare semnalelor *înregistrate cu accelerometrul pe lagărul radial-axial pe direcție axială* (figurile 50 – 55, Anexa 2b) se observă prezența armonicii de ordin 3 a frecvenței corespunzătoare turației de sincronism a grupului. Acest lucru confirmă concluziile referitoare la funcționarea defectuoasă a lagărului datorată unei nealinieri sau încovoieri a arborelui.

Din analiza datelor măsurate se observă că injectarea aerului nu are o influență semnificativă asupra comportării dinamice a agregatului. Pentru anumite puncte de funcționare se remarcă o ușoară ameliorare a comportamentului.

2.3. Vizualizarea curgerii în aspiratorul turbinei în timpul injectiei cu aer

Pentru o mai bună înțelegere a comportării dispozitivului de aerare s-au efectuat vizualizări ale curgerii din interiorul turbinei, în zona de injecție a aerului prin modelul demonstrator. Pentru aceasta s-au utilizat :

- un boroscop optic cu lentile HOPKINS 90° x 8 mm x 440 mm (67°),
- sursa de lumină "Techno LED Nova 150", 100 - 240 VAC, 50/60 Hz,
- cablu optic cu fibre optice ; 2,5m lungime, 3,4 diametru activ,
- camera video TELECAM cu $f = 25 - 50\text{mm}$.

Aceste vizualizări au permis validarea distribuției aerului injectat în interiorul secțiunii de curgere. Aerul injectat nu rămâne în stratul limită de la perete ci este distribuit pe aproximativ o treime (exterioară) din secțiunea aspiratorului.

3. Integrarea dispozitivului de aerare într-un sistem automatizat de aerare a apei

Necesitatea automatizării a rezultat în urma testării dispozitivului de aerare prin deschiderea capacului de admisie naturală a aerului în timpul funcționării turbinei la regimul de funcționare F. Astfel s-a observat o scădere a puterii turbinei de până la 20 kW (aproximativ 18 %), fata de o scădere a puterii turbinei de 5 kW (aproximativ 2,8 %) în timpul injectării controlate a aerului cu o fracție de goluri de 8%.

Pentru integrarea dispozitivului de aerare într-un sistem automatizat de aerare a apei, s-a procedat la dezvoltarea unui program în limbajul LabView, cu scopul de a simula comportamentul dispozitivului în diferite situații de funcționare. S-au avut în vedere echipamentele de măsură și control achiziționate în acest sens și rezultatele măsurărilor experimentale in situ.

Automatizarea va functiona doar in situatia in care nivelul de oxigen dizolvat masurat din apa turbinata este mai mic cu nivelul de oxigen dizolvat impus de utilizator ($OD_m \geq OD_i$). Atunci exista un deficit de oxigen dizolvat, iar dispozitivul de aerare va functiona utilizand unul dintre cele doua tipuri de aerare:

- Aerarea naturala AN - cu diferite deschideri ale electrovalvei (fig. 6) sau
- Aerarea fortata AF- cu ajutorul sistemului pneumatic de injectie a aerului comprimat.

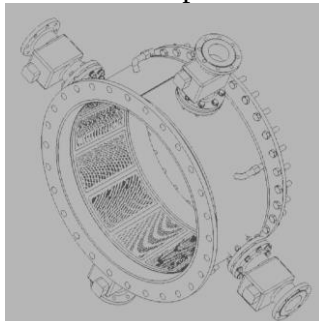


Fig. 6, Dispozitivul de aerare cu electrovalvele montate

Algoritmul de reglare automata a procesului de oxigenare se face in functie de nivelul de presiune din aspiratorul turbinei. Astfel sunt urmati pasii de mai jos :

- Calculeaza viteza admisie a aerului dupa relatia
- Calculeaza Q_{aer} pentru diferite grade de deschidere a electrovalvei
- Calculeaza: $Q_{aer\ min} = Q_{apa} \phi_{min}$

$$Q_{aer\ max} = Q_{apa} \phi_{max}$$

$$Q_{aer\ h\phi} = Q_{apa} h_{\phi}$$

- Daca unul din debitele de aer calculate se afla in intervalul

$$Q_{aer\ min} + Q_{aer\ h\phi} \leq Q_{aer} \leq Q_{aer\ max} - Q_{aer\ h\phi},$$

atunci comuta pe aerare naturala AN (implicit sistemul funcționează pe aerare forțată) si relatia se transforma in $Q_{aer\ min} - Q_{aer\ h\phi} \leq Q_{aer} \leq Q_{aer\ max} + Q_{aer\ h\phi}$. Atunci cand Q_{aer} iese din acest interval se comuta inapoi pe AF

- Daca exista doua sau mai multe debite de aer care verifica conditia de mai sus, atunci se alege debitul de aer cel mai mare
- Daca nu se verifica condiția de mai sus atunci se ramane pe aerare fortata AF.

Schema logica a algoritmului de reglare automata a procesului de aerare este prezentata in fig.11.

Variabile de intrare:

- OD_m [mg/l] – Oxigenul dizolvat masurat din apa din avalul turbinei
- p_{asp} [bar] – Presiunea relativa măsurată pe peretele conului aspirator al turbinei
- Q_{apa} [m³/h] – Debitul de apa turbinat
- Q_{aer} [m³/h] – Debitul de aer calculat pentru a fi injectat prin dispozitivul de aerare

Variabile de iesire:

- $S[ur]$ – grad de deschidere a electrovalvei
- Q_{aer_fcor} – factor de corectie a debitului de aer pentru atingerea nivelului de oxigen dizolvat impus de operator

Parametrii de proces ai aerarii:

- OD_i [mg/l] – Nivel de oxigen dizolvat impus a fi realizat in avalul CHE

Adicional s-a construit un program test pentru verificarea punctelor de functionare testate in situ, cu diferite fractii de goluri injectate, in cazul utilizarii optiunii de aerare fortata AF. Astfel s-au observat doua puncte de functionare in care ar fi fost posibila optiunea de aerare naturala pentru o deschidere a electrovalvei de 10% respectiv 20%.

Pentru verificarea stabilitatii algoritmului s-a elaborat un program test in care variabilele de intrare sunt generate automat in vederea verificarii limitelor impuse parametrilor de iesire. In figura 9 se observa variatia diferentei de presiune ($dp = p_{asp} - p_{atm}$) precum si raspunsul dat de alboritm : gradul de deschidere al electrovalvei (s) si factorul de corectie a debitului de aer pentru atingerea nivelului de oxigen dizolvat impus de operator (Q_{aer_fcor})

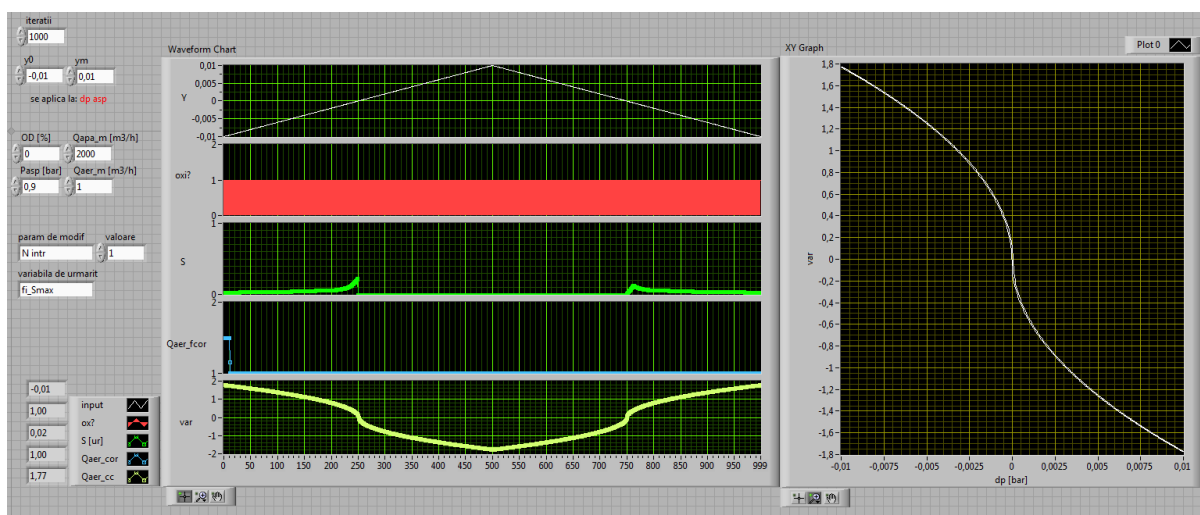


Fig 9, Verificarea stabilitatii algoritmului

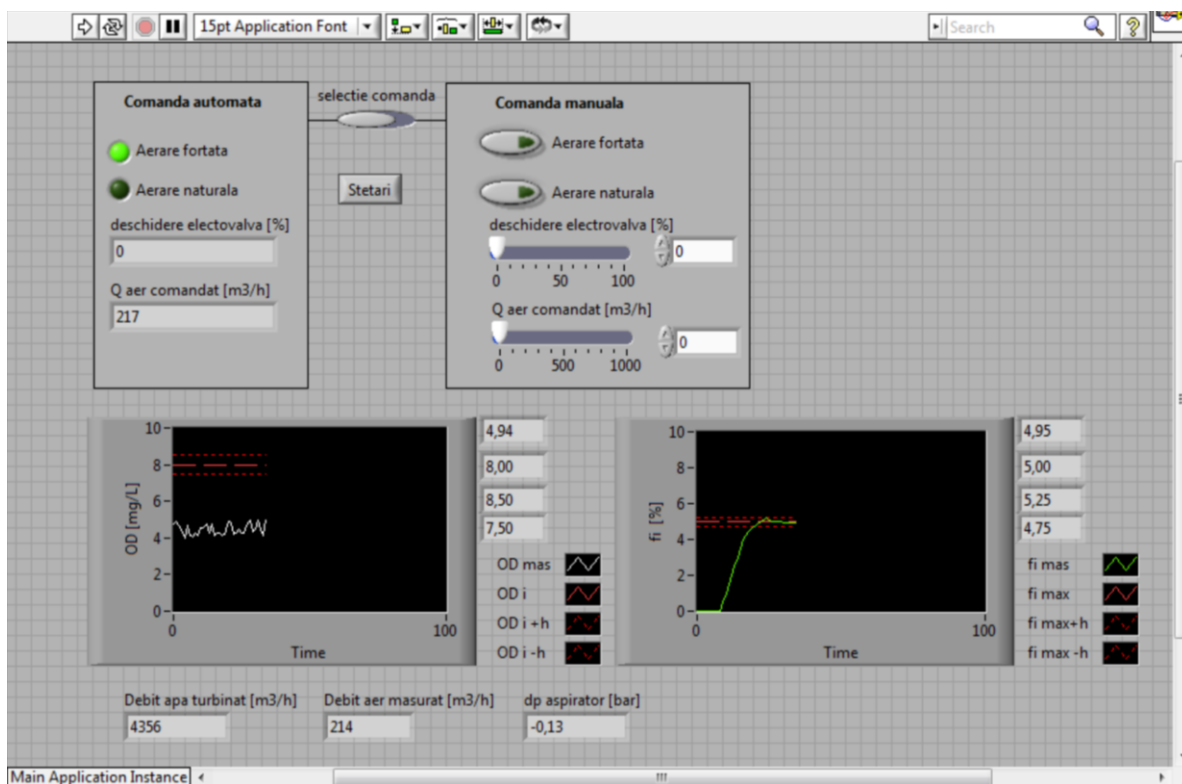


Fig 10, Interfata grafica a sistemului automatizat de aerare a apei

In figura 10 se prezinta interfata grafica a sistemului automatizat de aerare a apei, care permite utilizatorului monitorizarea functionarii algoritmului de reglare automata, configurarea parametrilor, conexiunea cu interfata de comunicatie a datelor, evoluția procesului de aerare si controlul automat sau manual al sistemului.

4. Diseminarea rezultatelor cercetării. Organizare workshop în tematica proiectului

4.1. Diseminarea rezultatelor cercetării

Articole ISI

1. Bucur D.M., Dunca G., Bunea F., Calinoiu C., Aeration process influence over the operation of a small hydro turbine - generator unit, 10th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE), 23-25.03.2017, IEEE, 746-751, WOS:000403399400145, DOI: [10.1109/ATEE.2017.7905045](https://doi.org/10.1109/ATEE.2017.7905045), Electronic ISBN: 978-1-5090-5160-1,
2. Bunea F., Nedelcu A*, Ciocan G.D., Prediction of water aeration efficiency in High turbulent flow, Desalination and Water Treatment, Manuscript in press TDWt-2016-1188, submitted 05-Oct-2016, ISSN 1944-3994, **IF 1,272**,
3. Bunea F., Ciocan G.D.*, Nedelcu A., Bucur D.M., Dunca G., Chihaia R., Experimental setup for the study of new aeration devices in hydraulic turbines, May 2017, Environmental Engineering and Management Journal, (16), No. 5, p1033-1040, ISSN:1582-9596, **IF 1,065**,
4. Dunca G., Bucur D.M., Crevantes M.J., Sensitivity analysis on flow rate evaluation using design of experiments: Application to the pressure-time method, 2017, 10TH International Symposium On Advanced Topics In Electrical Engineering (ATEE), pp. 533-538 DOI: [10.1109/ATEE.2017.7905035](https://doi.org/10.1109/ATEE.2017.7905035), WOS:000403399400104,
5. Murgan I., Bunea F. *, Ciocan G.D., Experimental PIV and LIF characterization of a bubble column flow, Flow Measurement and Instrumentation, 2017, 54 224–235, <http://dx.doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2017.02.004>, WOS:000401377500024, **IF 1,203**.
6. Chihaia R. A., Bunea F., Oprina G., El-Leathay L. A., Power Prediction Method Applicable to Horizontal Axis Hydrokinetic Turbines, 8th International Conference on Energy and Environmental CIEM 2017 – Energy saved today is asset for future, 19-20.10.2017

Articole BDI

1. Bucur D.M., Roman R., Iovanel R.G., 85 Years of Continuous Operation of a HPP. Part 2 – Unsteady Operation Regimes, UPB Sci. Bull., Series D, vol. 79, iss.3, 2017 pp 153-160, ISSN 1454-2358.
2. Dunca G., Iovanel R.G., Roman R., 85 Years of Continuous Operation of a HPP. Part 1 – Steady Operation Regimes, UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, vol. 79, iss.1, 2017, pp. 229-236, ISSN 1454-2358.

Brevete

Bunea F., Ciocan G.D., Nedelcu A, Bucur D.M., Dunca G., Codescu S., Sistem de aerare a apei pentru turbine hidraulice, cerere de brevet OSIM nr. A/00688 din 20.09.2017.

Rezultatele au fost promovate si in **presa**, dintre care amintim:

1. Interviu Radio Romania Cultural, emisiunea „Știința în cuvinte potrivite”, Realizatori: Corina Negrea si Dan Manolache, 27.06.2017, ora 13.30
2. Interviu, 29 Mai 2017 16:55, GOODAGENCY, „Noi medalii de aur și argint pentru cercetătorii de la ICPE CA” <http://www.goodagency.ro/economic/13553-noi-medalii-de-aur-i-argint-pentru-cercetatorii-de-la-icpe-ca.html>
3. Dispozitiv pentru calitatea apei creat de ICPE-CA, septembrie 20 2017 10:21, <http://www.economistul.ro/stiri-si-analize-business/dispozitiv-pentru-calitatea-apei-creat-de-icpe-ca-si-hidroelectrica-3682/>
4. Interviu Libertate TV 19.09.2017, si ziarul Libertatea din 23.09.2107, <https://www.libertatea.ro/stiri/cercetatoarea-din-romania-care-vrea-sa-salveze-pestii-planetei-1975549>.
5. Dispozitiv pentru calitatea apei creat de ICPE-CA, 19 septembrie 2017, ziarul Economistul, sectiunea Stiti, <http://www.economistul.ro/stiri-si-analize-business/dispozitiv-pentru-calitatea-apei-creat-de-icpe-ca-si-hidroelectrica-3682/>.

4.2. Organizare workshop în tematica proiectului

În data de 14 septembrie 2014 a avut loc Wokshopul ECOTURB, cu ocazia caruia responsabilul de proiect al fiecărei institutii partenere (ICPE-CA, UPB si Tehnoinstrument) au prezentat rezultatele obtinute în cadrul proiectului. O alta prezentarea a fost a dl-lui prof Ciocan Gabriel, persoana cheie în cadrul acestui proiect, privind perspectivele de dezvoltare si de implementare a sistemului de aerare a apei pentru turbinele hidraulice. Evenimentul s-a finalizat cu o sesiune de discutii în tematica proiectului. La eveniment au participat reprezentanti atat din mediul stiintific cat si economic interesat după cum urmeaza: ICPE-CA, UPB, Academia de Stiinte Tehnice din Romania, Academia Romana -filiala Timisoara, Institutul National de Hidrologie si Gospodarire a Apelor, Tehnoinstrument, Hidroelectrica SA, GE Renewable Energy, Administratia Nationala Apele Romane. O lista cu participantii este prezentata în Anexa 1, iar în figurile 11 si 12 se prezinta imagini din timpul workshopului cât si materialele auxiliare (invitatie si mapa).



Fig. 11, Invitatie la Workshop, si mapa pesonalizata a evenimentului ECOTURB



Figura12, Imagini din timpul workshopului ECOTURB

4. Concluzii

Obiectivul principal al lucrării constă în determinarea performanțelor reale de funcționare a hidroagregatului echipat cu turbina Francis în diverse regimuri de funcționare, cu dispozitivul de aerare montat și în funcțiune.

S-au măsurat următorii parametri:

A. Pentru determinarea performanțelor energetice ale hidroagregatului:

- nivelul în lacul de acumulare Z_{lac} și nivelul în canalul de fugă al centralei, Z_{av} ;
- puterea electrică la bornele generatorului P_G
- debitul turbinat Q ;
- presiunea la intrarea în turbină p_{asp}
- deschiderea aparatului director, s ;
- presiunea în conul aspirator al turbinei.

B. Pentru determinarea performanțelor mecanice ale hidroagregatului:

- vibrațiile la nivelul lagărului radial – axial al turbinei și la nivelul lagărului generatorului;
- vibrațiile pe carcasa lagărului radial-axial (pe direcție radială și axială), la nivelul capacului turbinei și la nivelul conului aspirator al turbinei;

Pentru fiecare punct funcționare energetic a turbinei s-au injectat la nivelul conului aspirator al turbinei mai multe debite de aer, cuprinse între 0 și 8 % din debitul de apă turbinat.

Din punctul de vedere al performanțelor energetice, s-a observat că injecția aerului în traseul hidraulic are ca efect o ușoară scădere a randamentului global al agregatului (maxim 2 - 3%), exceptând cazurile în care agregatul funcționează la încărcări reduse. În aceste situații, injecția de aer influențează structura de curgere din zona de injectare (aval de rotorul turbinei) îmbunătățind structura curgerii. Evoluția performanțelor energetice ale turbinei cu folosirea dispozitivului de aerare pentru fracții de goluri mai mici de 5% ramine în ordinul de mărime al preciziei măsurătorii de randament. Pentru debite foarte mici se remarcă o ameliorare a performanțelor energetice. Aceste rezultate validează faptul că implementarea și utilizarea dispozitivului de aerare este fiabilă din punct de vedere economic.

Din punctul de vedere al performanțelor mecanice ale agregatului s-a concluzionat că injecția de aer nu are o influență semnificativă asupra comportării agregatului.

Implementarea modelului demonstrator *Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate* a permis demonstrarea funcționalității dispozitivului, arătând fiabilitatea industrială a soluției dezvoltate în cadrul proiectului. Influența dispozitivului asupra caracteristicilor energetice și mecanice ale turbinei a fost determinată experimental confirmând efectul minor în cazul implementării acestuia și demonstrând de asemenea fezabilitatea lui economică.

Concluziile generale ale proiectului

Faptul că nu există o soluție ușor de implementat, fără să prejudicieze performanțele energetice și eficiența din punct de vedere al aerării, face dificil de respectat legislația în vigoare, în cazul în care apa din CHE este săracă în oxigen. Acest lucru poate duce la adevărate dezastre ecologice.

S-a proiectat, realizat, montat și pus în funcțiune un model demonstrator “Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate”, ce are ca obiectiv maximizarea transferului de OD din apă, cu un consum minim de energie. La proiectarea acestuia s-a pus accent pe calitatea procesului de aerare și nu doar pe cantitatea de aer vehiculat, respectiv pe: creșterea ariei interfațice aer-apă, timpul de retenție a acestora, căderea de presiune pe dispozitivele de aerare, geometria și

dimensionarea acestora, etc. “Ansamblu dispozitiv de aerare a apei turbinate” înlocuiește un tronson din aspiratorul turbinei iar introducerea aerului în circuitul hidraulic se face neinvaziv.

Rezultatele privind performanțele turbinei au aratat ca dispozitivul de aerare afectează nesemnificativ existând chiar creșteri usoare de randament la anumite puncte de funcționare

Apreciem ca turbinele hidraulice care vor fi dotate cu dispozitivul propus vor deveni **turbine prietenoase cu mediul** deoarece se poate dovedi că apa uzinată prin ele va corespunde în permanență cerințelor de calitate ecologică impuse de normelor în vigoare.

5. Bibliografie

- Bunea F., Ciocan G.D., 2015, *Stand pentru studiul curgerilor bifazice, rotaționale, cu gradient advers de presiune*, Cerere de brevet, OSIM nr. A/00704/29.09.2015,
- Bannister, R., Donato, V., 1971, Signature analysis of turbomachinery, S/V, Sound and Vibration
- Buzdugan, G., Mihailescu, E., and Rades, M., 1986, Vibration measurements , Ed. Academiei.
- Dunca G., Ciocan G.D., 2005, Sondaje de presiune totală nestationară într-un model de turbina – pompa, Revista Energetica, vol. 53 no 1, pp. 9-11
- Eisenmann, R. C. jr. and Eisenmann, R. C. sr., 1997, *Machinery malfunction diagnosis and correction*, Prentice Hall PTR, New Jersey.
- Harshbarger, E.D., Herrold, B., Robbins, G., Carter, J., 1999, *Turbine Venting for Dissolved Oxygen Improvements at Bull Shoals, Norfolk and Table Rock Dams*, Waterpower '99 - Hydro's Future: Technology, Markets, and Policy, CD-ROM
- Isbășoiu E.C., Bucur D.M., 2011, *Tratat de Mecanica Fluidelor*, Editura Academiei Române, București
- Isbășoiu E. C., Bucur D.M., Dunca G., ș.a. Încercarea mașinilor hidraulice, Editura POLITEHNICA PRESS, 2009;
- Read J.S., Hamilton DP, Jones ID, Muraoka K, Winslow LA, Kroiss R, Wu CH, Gaiser E, 2011, *Derivation of lake mixing and stratification indices from high-resolution lake buoy data*, Environmental Modelling & Software, doi:10.1016/j.envsoft.2011.05.006
- Rohland K., Foust J., Lewis G. & Sigmon J., 2010, *Aeration Turbines for Duke Energy's New Bridgewater Powerhouse*, Hydro-Review, pp. 58-63, ISSN 0884-0385,
- IEC-41, International Standard – Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump – Turbines, Geneva, 1991
- SR EN 60041 – Încercări de recepție efectuate pe mașina reală, pentru determinarea performanțelor hidraulice ale turbinelor hidraulice, pompelor de acumulare și turbinelor-pompe, 2003.
- STAS 6910-87 – Agregate energetice. Vibrații admisibile. Prescripții

Anexe la raportul extins

Anexa 1 – Lista cu participantii la Workshopul ECOTURB

Anexa 2a – Măsurătorile de vibrații de la nivelul lagărului generatorului, Punctele de funcționare a turbinei pentru analiza în domeniul timp

Anexa 2b – Măsurătorile de vibrații de la nivelul lagărului generatorului, Punctele de funcționare a turbinei pentru analiza în domeniul frecvenței

Anexa 3 – Spectrele de frecvență ale presiunii pentru toate cazurile de funcționare analizate