

UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

Cu titlu de manuscris
CZU: 620.9: (043.3)

CIOBANU OLEG

**CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETAREA ORGANULUI DE
LUCRU AL MICROHIDROCENTRALELOR DE FLUX**

242.01 – TEORIA MAȘINILOR, MECATRONICĂ

Autoreferatul tezei de doctor în științe tehnice

CHIȘINĂU, 2014

Teza a fost elaborată la Departamentul „Bazele Proiectării Mașinilor”, Universitatea Tehnică a Moldovei.

Conducător științific:

BOSTAN Viorel, conf. univ., doctor habilitat în științe tehnice, specialitatea 242.01-Teoria Mașinilor, Mecatronică

Referenți oficiali:

VIȘA Ion, prof. univ., dr. ing., Universitatea Transilvania din Brașov, România

JALIU Codruță, prof. univ., dr. ing., Universitatea Transilvania din Brașov, România

Componenta Consiliului Științific Specializat:

1. **DULGHERU Valeriu**, prof. univ., dr. hab., UTM – *președinte al CȘS*
2. **TRIFAN Nicolae**, dr., UTM – *secretar științific al CȘS*
3. **BOSTAN Ion**, prof. univ., dr. hab., academician al AȘM, UTM – *membru al CȘS*
4. **CIUPAN Cornel**, prof. univ., dr. ing., Universitatea Tehnică din Cluj Napoca, România – *membru al CȘS*
5. **CĂNĂNĂU Sorin**, prof. univ., dr. ing., Universitatea Politehnica, București, România – *membru al CȘS*
6. **TOPALĂ Pavel**, prof. univ., dr. hab., US „A. Russo” din Bălți – *membru al CȘS*

Susținerea va avea loc la 22.01.2015, orele 14⁰⁰ în ședința Consiliului Științific Specializat D 31. 242.01-09 „Teoria Mașinilor, Mecatronică” din cadrul Universității Tehnice a Moldovei, MD 2045, Republica Moldova, Chișinău, str. Studenților 9, blocul 6, aud. 6-415.

Teza de doctor, lucrările științifice, în baza cărora se susține teza, și autoreferatul pot fi consultate la Biblioteca Științifică a Universității Tehnice a Moldovei, precum și pe site-ul CNAA (www.cnaa.md).

Autoreferatul a fost expediat la 19.12.2014.

Secretar științific al
Consiliului Științific Specializat,
dr. _____

TRIFAN Nicolae

Conducător științific:
conf. univ., dr. hab. _____

BOSTAN Viorel

Autor: _____

CIOBANU Oleg

REPERE CONCEPTUALE ALE CERCETĂRII

Actualitatea și gradul de studiere a temei investigate. Valorificarea Surselor Regenerabile de Energie (SRE) reprezintă o prioritate de nivel mondial, condiționată și argumentată de securitatea energetică, de schimbările climatice și protecția mediului ambiant de dezvoltarea industrială și economică.

Liderul absolut în domeniul valorificării SRE, la nivel mondial, este Uniunea Europeană (UE), care susține o politică stabilă de susținere și utilizare a SRE. Conform directivelor UE, angajamentul Comunității Europene față de dezvoltarea la scară comunitară a energiei din surse regenerabile constă într-o pondere de 20% din întregul consum de energie la nivel comunitar până în anul 2020. Fiecare stat-membru își asumă obligația ca ponderea SRE să întrecă obiectivele naționale asumate.

Autoritățile locale și regionale europene au înaintat propuneri privind un program de sprijin pentru energia regenerabilă, susținând că aceste obiective pot fi atinse numai prin aprobarea unei abordări coordonate la nivelul UE. Comitetul Regiunilor (CoR) a susținut Comisia Europeană în demersurile sale pentru lansarea dezbaterilor și analizarea planurilor pentru perioada de după 2020. CoR propune ca UE să examineze posibilitatea ca până în 2050 să se bazeze pe SRE în proporție de 100%.

Din anul 2009, Republica Moldova este membru al Tratatului Comunității Energetice și trebuie să-și respecte angajamentele privind armonizarea cadrului legislativ-normativ în domeniul energiei cu acquisul comunitar. Obiectivele generale și cele sectoriale sunt legate reciproc cu țintele naționale stabilite de Strategia Națională de Dezvoltare „Moldova 2020”.

Obiectivul global pentru consumul energiei regenerabile către anul 2020 a fost determinat prin legislația în vigoare a Republicii Moldova, cu următoarele obiective indicative sectoriale: contribuție globală de 20% a SRE din consumul final brut de energie; de 10% a electricității produse din SRE; de 10% pondere a biocarburanților în volumul total de carburanți; de 27% pondere a energiei termice produse din SRE.

Tendința dezvoltării puterii electrice produse din SRE conform Planului Național de Acțiuni privind Energia Regenerabilă (PNAER), presupune că circa 90%, sau 360 MW, vor fi de natură eoliană, iar 40 MW vor fi produse din energie hidroelectrică, fotovoltaică și din biomasă. Atingerea acestor scopuri, este posibilă, deoarece în Republica Moldova există potențial eolian, solar și hidroelectric.

Potențialul hidroenergetic cinetic al Republicii Moldova se formează din potențialele hidroenergetice explorabile ale celor trei râuri cu debit însemnat: Nistru, Prut și Răut. Măsurările vitezei apei doar pe râul Prut deja denotă faptul că Republica Moldova posedă un potențial

hidroenergetic relativ bun, explorabil, spre exemplu, prin utilizarea microhidrocentralelor de flux (MHCF), din următoarele puncte de vedere:

- necesită suprafețe minime (practic numai pentru construirea fundației pe malul râului, de care se ancorează);
- nu necesită construirea barajelor (fapt ce conduce la dezechilibrul acvatic);
- necesită cheltuieli minime la fabricare și deservire.

Valorificarea potențialului hidroenergetic al Republicii Moldova disponibil 24 ore pe zi poate fi exploatat eficient prin implementarea MHCF, care se încadrează pe deplin în deciziile CoR al UE și ale Guvernului Republicii Moldova privind alimentarea parțială a consumatorilor individuali dispersați (în special din zonele rurală și riverană râurilor Nistru, Prut și Răut) cu energie electrică, mecanică (la irigarea terenurilor), termică (pentru încălzirea spațiilor locative în perioada rece a anului). Aceasta va asigura reducerea parțială a importului combustibililor fosili utilizați pentru producerea energiei electrice, și, deci a emisiei gazelor poluante.

Având construcție și deservire simple microhidrocentralele vor permite producerea energiei electrice cu cost redus. Deoarece producerea energiei electrice în Republica Moldova depinde la cca 95% de sursele importate de combustibili fosili aceasta va asigura o reducere a cheltuielilor pentru importarea combustibililor și reducerea emisiei de gaze.

Scopul lucrării: elaborarea MHCF cu caracteristici de putere și performanțe hidrodinamice sporite în baza modelării matematice a proceselor de interacțiune „fluid – pală” cu profil hidrodinamic.

Obiectivele de bază ale lucrării. O condiție necesară de atingere a scopului formulat este soluționarea următoarelor probleme:

- Fundamentarea proceselor hidrodinamice la interacțiunea „fluid – pală” cu profil hidrodinamic în rotorul MHCF.
- Elaborarea conceptului constructiv-funcțional al rotorului cu ax vertical cu pale cu profil hidrodinamic.
- Elaborarea mecanismului de orientare individuală și variabilă a paletelor în raport cu direcția de curgere a fluidului.
- Simularea CFD a interacțiunii „pală - fluid”, aprecierea caracteristicilor și factorului de performanță hidrodinamică a rotorului MHCF, a gradului de influență a poziționării paletelor, a efectelor de turbulență, a regimului de curgere a fluidului în stratul limită asupra eficienței conversiei.
- Elaborarea conceptelor constructive ale paletelor cu profil hidrodinamic curate și cu ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului de-a lungul cordului.

- Cercetarea stării tensionale și de deformare a învelișului palelor la interacțiunea lor cu fluidul.
- Elaborarea tehnologiei de fabricare a palelor din aliaj de aluminiu și din materiale compozite.
- Fabricarea prototipului industrial al MHCF, identificarea caracteristicilor de putere în condiții reale și implementarea lor în sectoarele public și privat, destinate consumatorilor individuali.
- Formularea recomandărilor științifico-tehnologice pentru proiectarea și producerea în serie a MHCF pentru conversia energiei cinetice direct în energie electrică sau mecanică.

Noutatea și originalitatea științifică a rezultatelor obținute constau în elaborarea conceptelor originale de rotoare hidrodinamice pentru MHCF cu factori înalți de performanță hidrodinamică; în baza simulărilor CFD a curgerii turbulente a fluidului, pentru prima dată au fost propuse soluții tehnice pentru controlul stratului limită, care au ca scop sporirea eficienței conversiei energiei hidraulice; au fost elaborate soluții tehnice noi protejate cu 11 brevete de invenție.

Noutatea și originalitatea elaborărilor expuse în teză au fost apreciate de către Juriile Internaționale cu 35 medalii de aur, 2 de argint și 1 de bronz în cadrul a peste 40 Saloane Expoziționale Internaționale „Inovații, Cercetare și Transfer Tehnologic”.

Valoarea practică a lucrării. Rezultatele cercetării rezumate în concluzii, recomandări și soluții tehnice au fost utilizate la proiectarea și fabricarea rotoarelor hidrodinamice bazate pe concepte noi constructiv-funcționale pentru trei tipodimensiuni de MHCF protejate cu 11 brevete de invenție.

Rezultatele științifice principale înaintate spre susținere. A fost elaborată și aprobată metodologia simulărilor CFD a proceselor de curgere turbulentă a fluidului prin palele rotorului hidrodinamic, în baza căreia: a fost formulată baza de date pentru proiectarea rotoarelor hidrodinamice a MHCF; au fost identificate soluții tehnice cu impact pozitiv asupra sporirii eficienței conversiei; a fost stabilit gradul de influență a formei geometrice a palelor hidrodinamice și a parametrilor constructivi-cinematici asupra caracteristicilor de putere și factorului de performanță a rotoarelor hidrodinamice.

În baza cercetărilor experimentale în condiții reale MHCF fabricate la nivel de prototipuri industriale, au fost modernizate conceptele rotoarelor hidrodinamice, în vederea îmbunătățirii factorilor de performanță hidrodinamică și a caracteristicilor de putere. În Centrul pentru Elaborarea Sistemelor de Conversie a Energiilor Regenerabile (CESCER) al departamentului „Bazele Proiectării Mașinilor” a fost creată baza tehnologică de proiectare și de fabricare a palelor pentru MHCF din materiale compozite.

Obținerea rezultatelor lucrării. Lucrarea a fost efectuată în corespundere cu planurile:

- ✓ în cadrul contractelor de cercetări științifice în Programe de Stat:
- 1. „Minihidrocentrală pentru conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor” (contract de finanțare nr. 5/1-21 din “01”_aprilie 2005);
- 2. „Elaborarea și fabricarea prototipurilor industriale ale minihidrocentralelor pentru conversia energiei cinetice a apei râurilor” (Contract nr. 02/P din 02 ianuarie 2008);
- 3. „Elaborarea, fabricarea și cercetarea experimentală a turbinelor orizontale cu profile aerodinamice NACA pentru sistemele de conversiune a energiei hidraulice” (Contract nr. 003/P din 26 ianuarie 2008);
- 4. „Elaborarea și fabricarea prototipului industrial al microhidrocentralei cu ax orizontal și profil hidrodinamic al palelor pentru conversia energiei cinetice a apei râurilor” (Contract nr. 03/P din 02 ianuarie 2009);
- 5. „Cercetarea proceselor aero-hidrodinamice în turbinele eoliene și hidraulice și elaborarea palelor cu eficiența sporită a conversiei energiei” (Contract nr. 20/P din 02 ianuarie 2012).
- ✓ în cadrul proiectelor pentru tineri cercetători „Elaborarea tehnologiei de fabricare din materiale compozite a palelor cu profil aero/hidrodinamic” (Contract nr. 01/ind din 20 decembrie 2012-2013);
- ✓ în cadrul Grantului Internațional SCOPES IB 7320-110902/1 „Conversion of renewable kinetic energy of water: synthesis, theoretical modeling and experimental evaluation” (2005-2008);
- ✓ în cadrul programului Internațional SEE, în proiectul „SEEHYDROPOWER, targeted to improve water resource management for a growing renewable energy conversion” (2009-2011);
- ✓ în cadrul programului Internațional din bazinul Mării Negre BSEC HDF, în proiectul BSEC-HDF RES 2011-02 „Technological system based on the utilization of water kinetical energy for rural consumers” (TESUWKERC) (2011-2013).

Aprobarea lucrării. Rezultatele principale, expuse în teză, au fost prezentate și puse în discuție la seminarele științifice ale Facultății „Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi” a Universității Tehnice a Moldovei; la conferințe științifice și expoziții Naționale și Internaționale, după cum urmează: International Conference on Industrial Power Engineering EI 2014, The 9-th Edition. Bacău: Alma Mater, 2014; „Environmental Engineering and Management Journal”, „Sustainable energy” „Gh. Asachi” Technical University of Iasi, v. 10, nr. 8, 2011; „Acta Technica Napocensis Series: Applied Mathematics and Mechanics” 50, vol. II, Cluj-Napoca, 2007; Annals of the University of Craiova, nr. 35-2011; pe paginile revistelor „Meridian Ingineresc”, Chișinău: UTM nr. 4, 2003, nr.2, 2006, nr. 4, 2010, nr. 4, 2011 și Fizică și Tehnică: procese, modele, experimente. Bălți: Universitatea de Stat „Alec Russo”, 2011; la Seminarele Naționale de organe de mașini

„Ioan Drăghici”, SNOM 2008, Ediția a XXVIII-a. Baia Mare, 21-23 mai 2008; Ediția a XXVI-a. Ploiești: Ed. Universității „Petrol-Gaze”, 13-14 iulie 2006; Ediția a XXV-a. Brașov: Ed. Universității „Transilvania”, 9-10 iunie 2005; la Conferințele Internaționale Proceedings of the 8th International Conference on electromechanical and power systems SIELMEN 2011, Craiova – Iași: Romania, Chișinău: Republic of Moldova. 2011; CSE The 2nd Conference on Sustainable Energy. Brașov: Editura Transilvania, 2008; „Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare” publicate în Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul LII(LVI) Fasc. 5D. Secția Construcții de Mașini, Iași, 2006; la Conferința Internațională „Energetica Moldovei-2005”, Chișinău, 2005.

Proiectele MHCF elaborate în colectiv de autori în baza brevetelor de invenție au fost demonstrate, și prezentate la Expozițiile și Saloanele Internaționale de Inovații, Cercetare și Transfer Tehnologic: *EUREKA* 2006, 2007, 2009, 2011, 2013, Brussels Belgia; *GENEVE* 2004, 2006, 2010, 2013; *EUROINVENT* 2009-2014, Iași, România; *INVENTICA* 2006, 2008, 2010, 2012, 2013, România, Romexpo; *PROINVENT* 2009, 2011, 2013, 2014, România; Bacău 2014; *ARCHIMEDES* 2007, 2009, 2010, 2013, 2014, Moscova, Rusia; Novyi Chas 2006, 2007, 2009, 2012, 2013, Sevastopol, Ucraina; *IWIS* Varșovia, 2012, *INFOINVENT* 2005, 2007, 2009, 2011, 2013, Republica Moldova etc.

Pentru realizări în domeniu autorul a fost apreciat cu:

- Premiul Tineretului în Domeniul Științei și Tehnicii, EDIȚIA 2008, organizat de Ministerul Educației și Tineretului al Republicii Moldova;
- Premiul Municipal Pentru Tineret în Domeniul Științei și Tehnicii, EDIȚIA 2011, organizată de Direcția Generală Educație, Tineret și Sport a Primăriei mun. Chișinău.

Juriul Internațional al Saloanelor a apreciat elaborările prezentate cu distincțiile: 35 medalii de aur, 2 medalii de argint, 1 medalie de bronz, 6 Premii Speciale.

Publicații pe tema tezei. Conținutul principal al tezei este reflectat în 29 lucrări științifice, 6 dintre care sunt de singur autor. Prioritatea elaborărilor este protejată cu 11 brevete de invenție.

Structura și volumul tezei de doctorat. Lucrarea constă din introducere, patru capitole, concluzii generale, recomandări și conține 152 pagini, 12 tabele, 80 figuri, 7 anexe și 178 surse bibliografice utilizate.

Cuvinte-cheie: metode de simulare CFD; efecte hidrodinamice; conversia energiei; curgere turbulentă; stratul limită; pale hidrodinamice; rotor hidrodinamic, microhidrocentrale de flux.

CONȚINUTUL LUCRĂRII

În introducere este argumentată și prezentată actualitatea problemei de valorificare a Surselor Regenerabile de Energie (SRE) prin elaborarea și cercetarea organelor de lucru ale

microhidrocentralelor de flux (MCHF) cu eficiență sporită de conversie a energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor.

În primul capitol este efectuată analiza și descrierea evoluției roților și turbinelor hidraulice utilizate în construcția organelor de lucru ale microhidrocentralelor de flux. De asemenea, este prezentată actualitatea și evoluția valorificării SRE și tendințele dezvoltării conceptuale, constructiv-tehnologice și funcționale ale MCHF [1, 2, 18, 33-35].

În capitolul doi este elaborat conceptul rotorului hidrodinamic multipal al microhidrocentralei de flux, modelul matematic al rotorului și brevetate soluții tehnice performante de microhidrocentrale de flux [25-32] bazate pe efectul hidrodinamic, generat de profilul hidrodinamic al palelor, și orientarea palelor în poziții optime față de curenții de apă din punct de vedere al conversiei energiei în fiecare fază de rotire a rotorului turbinei (figura 1). Pentru aceasta a fost necesar de efectuat un volum mare de cercetări teoretice multicriteriale privind alegerea profilului hidrodinamic optim al palelor și elaborarea mecanismului de orientare a palelor față de curenții de apă.

Elaborarea conceptuală a construcțiilor microhidrocentralelor cu profil hidrodinamic al palelor a fost efectuată în baza a trei scheme conceptuale:

- microhidrocentrală cu ax vertical și pale amplasate pe osii verticale ancorată cu structură metalică;
- microhidrocentrală flotabilă cu ax vertical și pale amplasate pe osii verticale;
- microhidrocentrală flotabilă cu ax orizontal și palete amplasate pe osii orizontale.

În scopul majorării coeficientului de conversie a energiei cinetice a apei au fost elaborate și brevetate o serie de scheme structurale de microhidrocentrale plutitoare [4, 25-32], care includ un rotor cu ax vertical cu pale verticale și profil hidrodinamic în secțiune normală. Palele sunt legate între ele printr-un mecanism de orientare a lor față de direcția curenților de apă.

Mișcarea de rotație a rotorului cu ax vertical este multiplicată prin intermediul unui sistem de transmisii mecanice și transmisă unui generator electric sau unei pompe hidraulice. Nodurile enumerate sunt fixate pe o platformă instalată pe corpuri plutitoare. Platforma este legată de țărm prin intermediul unei ferme metalice articulate și a cablurilor de detensionare.

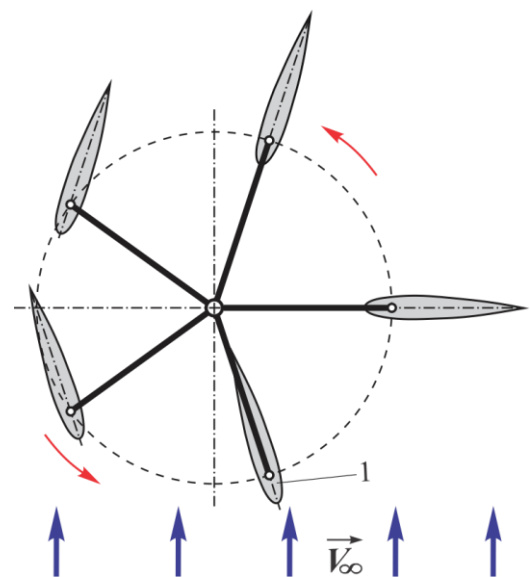


Fig. 1. Schema conceptuală a rotorului cu profil hidrodinamic al palelor reglabile față de curenții de apă.

Argumentarea teoretică a alegerii profilului hidrodinamic al palei în secțiune normală.

Se consideră profilul simetric al palei, aflat într-un curent de fluid care se mișcă uniform cu viteza \vec{V}_∞ (figura 2) [1-3, 11, 17, 19]. În punctul de fixare O' a palei simetrice cu brațul OO' considerăm două sisteme de coordonate, și anume: sistemul $O'xy$ cu axa $O'y$ orientată în direcția vectorului vitează \vec{V}_∞ , iar axa $O'x$ normală la aceasta direcție; sistemul $O'x'y'$ cu axa $O'y'$ orientată în direcția brațului $O'O$, iar axa $O'x'$ normală la această direcție. Punctul A corespunde bordului de fugă, iar punctul B - bordului de atac. Unghiul de atac α este unghiul dintre coarda AB a profilului și direcția vectorului vitează \vec{V}_∞ , iar unghiul de poziționare φ este unghiul dintre direcția vectorului vitează și brațul $O'O$.

Forța hidrodinamică \vec{F} are componentele în direcțiile $O'x$ și $O'y$, numite forța de portanță F_L și forța de rezistență F_D :

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho V_\infty^2 S_p, \quad (1)$$

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho V_\infty^2 S_p, \quad (2)$$

unde ρ este densitatea fluidului, \vec{V}_∞ este viteza curentului, $S_p = ch$ (c este lungimea corzii AB , h este înălțimea palei) reprezintă aria suprafeței laterale a palei, iar C_L și C_D sunt coeficienții hidrodinamici adimensionali, numiți

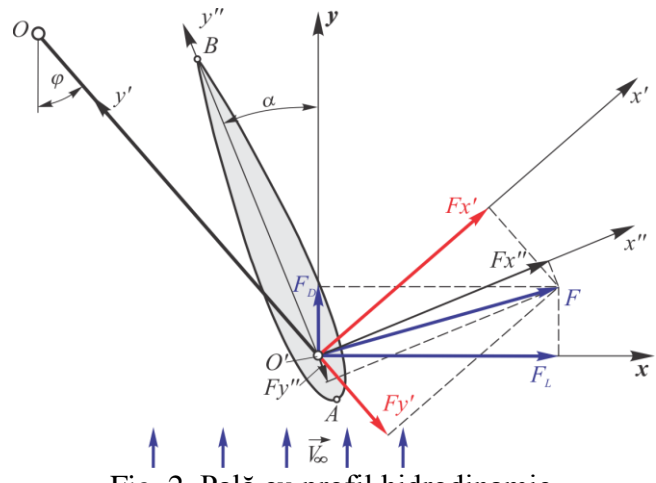


Fig. 2. Pală cu profil hidrodinamic.

coeficientul de portanță (lift) și coeficientul de rezistență (drag). Coeficienții hidrodinamici C_L și C_D sunt funcții de unghiul de atac α , numărul Reynolds Re și forma hidrodinamică a profilului palei. Componentele forței hidrodinamice în sistemul de coordonate $O'x'y'$ sunt:

$$\begin{aligned} F_{x'} &= -F_L \sin \varphi + F_D \cos \varphi, \\ F_{y'} &= F_L \cos \varphi + F_D \sin \varphi. \end{aligned} \quad (3)$$

Momentul de torsiune la arborele rotorului OO' dezvoltat de pala i este

$$T_{r,i} = F_{x'} \cdot |OO'|, \quad (4)$$

iar momentul de torsiune total dezvoltat de toate palele este

$$T_{r\Sigma} = \sum_{i=1}^{N_{pal}} T_{r,i}, \quad (5)$$

unde N_{pal} este numărul palelor rotorului.

În general, forța hidrodinamică nu are punctul de aplicație în originea sistemului de coordonate al palei O' , astfel că produce un moment rezultat. Momentul produs este determinat în raport cu un anumit punct de referință. Drept punct de referință vom considera punctul situat la

distanța de 1/4 de coardă de la bordul de atac B . Momentul, numit și momentul de tangaj, se calculează după formula:

$$M = \frac{1}{2} C_M \rho V_\infty^2 c S_p, \quad (6)$$

unde C_M reprezintă coeficientul de moment al profilului.

Profilul hidrodinamic va fi ales din familia profilurilor aerodinamice NACA. În cadrul acestei familii, profilurile sunt exprimate ca funcții de 3 variabile, și anume: curbura maximă C_{max} , abscisa curburii maxime $x_{C,max}$ și grosimea maximă G_{max} (figura 3).

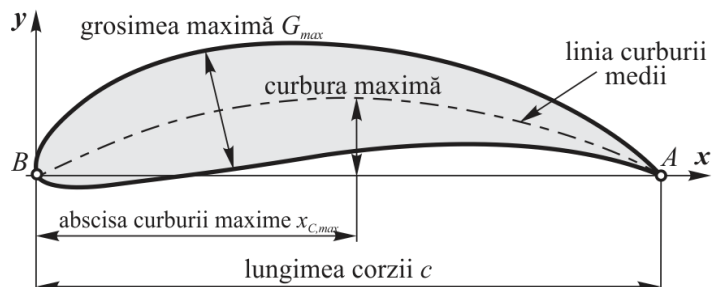


Fig. 3. Parametrii de formă ai profilului din familia NACA cu 4 cifre.

Coeficienții de portanță și de moment se calculează cu relațiile:

$$C_L = -F_x \sin \alpha + F_y \cos \alpha, \quad (7)$$

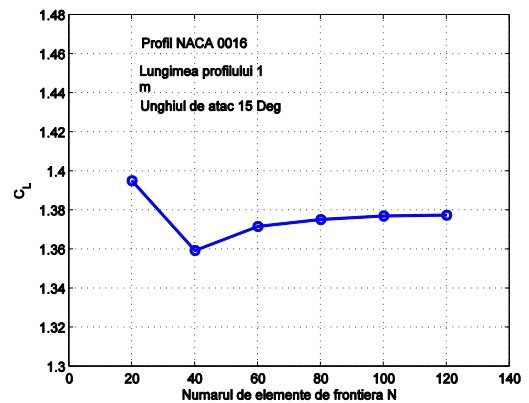
$$C_M = \sum_{j=1}^N c_{m,j}. \quad (8)$$

Pentru calculul coeficientului de rezistență C_D se utilizează formula Squire–Young:

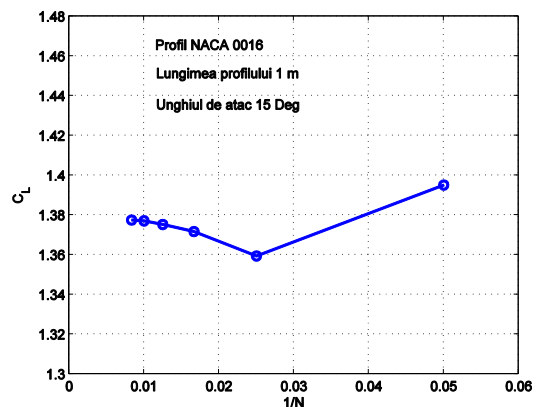
$$C_D = \left(2\theta_{TE} \cdot V_{TE}^\lambda\right)_{C_{sup}} + \left(2\theta_{TE} \cdot V_{TE}^\lambda\right)_{C_{inf}}. \quad (9)$$

Pentru a calcula coeficienții C_L , C_M și C_D a fost elaborat un program numeric scris în Matlab în baza metodicii de calcul elaborată și prezentată în acest capitol.

Cu scopul de a valida rezultatele numerice se efectuează o analiză a convergenței. Astfel, în figura 4 se prezintă coeficientul de portanță C_L calculat pentru profilul aerodinamic NACA 0016 (cu coarda de lungime 1 m) și unghiul de atac $\alpha=15^\circ$ în funcție de numărul de elemente de frontieră N (figura 5 (a)) și în funcție de $1/N$. Figura 5 prezintă coeficientul de moment C_M pentru același profil și unghi de atac în funcție de N (figura 5 (a)) și $1/N$ (figura 5 (b)).



a)



b)

Fig. 4. Coeficientul de portanță funcție de numărul de elemente de frontieră N (a) și $1/N$ (b).

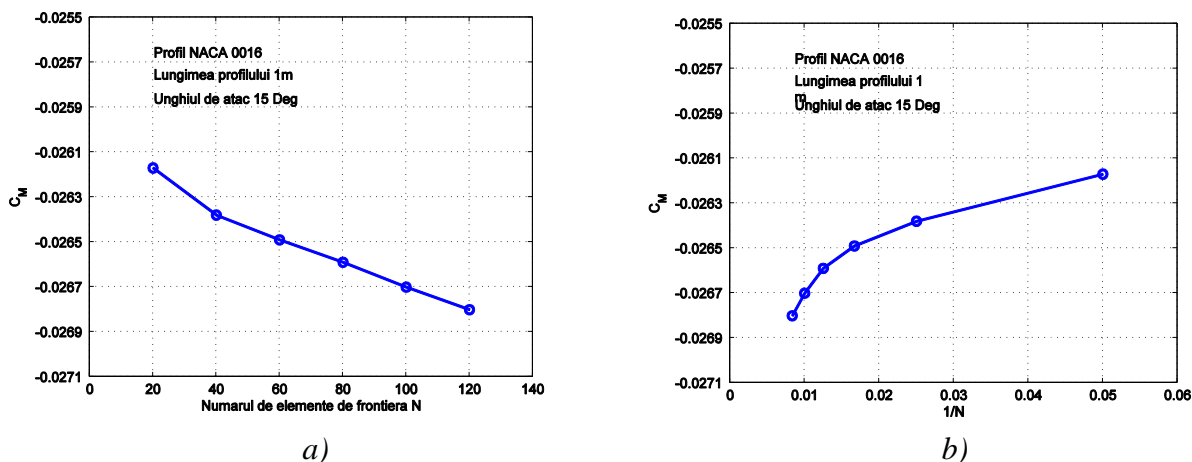


Fig. 5. Coeficientul de moment funcție de numărul de elemente de frontieră N (a) și $1/N$ (b).

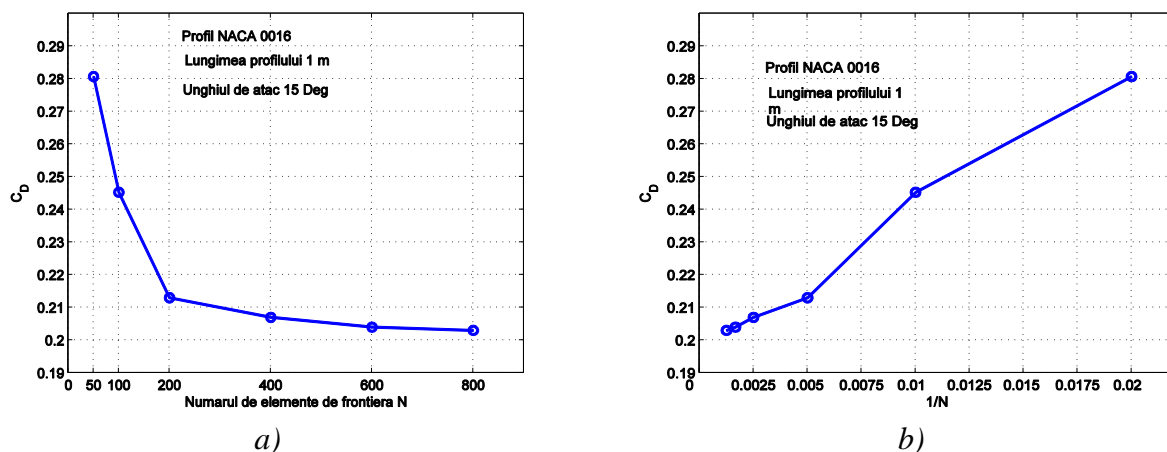


Fig. 6. Coeficientul de rezistență funcție de numărul de elemente de frontieră N (a) și $1/N$ (b).

Rezultatele prezentate în figura 4 și 5 atestă convergența metodei și indică faptul că 60–100 de elemente de frontieră sunt suficiente pentru a atinge un grad de precizie acceptabil, unde $\lambda=(H_{TE}+5)/2$.

În figura 6 se prezintă coeficientul de rezistență C_D calculat pentru profilul hidrodinamic NACA 0016 (cu coarda de lungime 1) și unghiul de atac $\alpha=15^\circ$ în funcție de numărul nodurilor de discretizare N (figura 6 (a)) și de $1/N$ (figura 6 (b)). Rezultatele prezentate în figura 6 atestă convergența metodei și indică faptul că 400–600 de noduri sunt suficiente pentru a atinge un grad de precizie acceptabil. În figura 7 este prezentată diagrama schemei de calcul a coeficienților hidrodinamici C_L , C_M și C_D , fiind dați parametrii geometrici ai profilului și unghiul de atac.

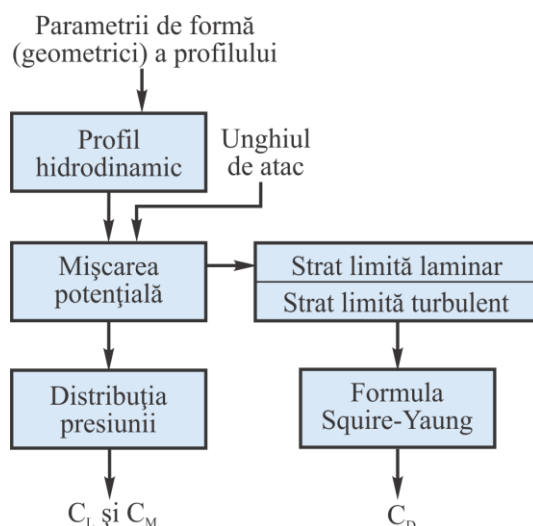


Fig. 7. Schema de calcul a coeficienților hidrodinamici.

Alegerea profilului hidrodinamic optimal al palelor. În scopul de a maximiza performanța turbinei cu pale hidrodinamice se caută profilul hidrodinamic optim al palei [1-3].

Aplicăm metodele de calcul numeric descrise anterior pentru a calcula coeficienții $C_{L,ref}$ și $C_{D,ref}$ pentru profilurile simetrice din librăria de profiluri aerodinamice NACA (0012, 0016, 63018 și 67015) cu coarda de lungime $c_{ref} = 1 m$.

Remarcăm că metoda de calcul converge pentru unghiuri de atac α , care nu depășesc $20^\circ - 25^\circ$ în dependență de profilul ales și numărul Reynolds corespunzător ($Re = 1300000$). Pentru unghiuri de atac mai mari decât

această valoare critică se iau valorile corespunzătoare unui profil plat. Coeficienții hidrocinamici de portanță $C_{L,ref}$ și rezistență $C_{D,ref}$, în funcție de unghiul de atac, sunt reprezentați în figura 8. Luând în considerație datele prezentate în figura 8, în calitate de profil de referință se alege profilul hidrocinamic NACA 0016. Ulterior, acest profil va fi optimizat cu scopul de a mări performanțele turbinei.

Momentul de torsiune și forțele aplicate asupra rotorului hidrocinamic multipal. Au fost calculați coeficienții hidrocinamici pentru profilul de referință NACA 0016 cu coarda de lungime, spre exemplu, $c = 1,3 m$. Se aplică metodele de calcul descrise anterior pentru a determina coeficienții corespunzători profilului NACA 0016 cu coarda de lungime $C_{ref} = 1 m$: $C_{L,ref}$, $C_{D,ref}$ și $C_{D,ref}$. Coeficienții corespunzători profilului cu coarda de lungime $1,3 m$ se calculează din relațiile:

$$\begin{aligned} C_L &= C_{L,ref} \cdot 1,3, \\ C_M &= C_{M,ref} \cdot (1,3)^2, \\ C_D &= C_{D,ref} \cdot 1,3. \end{aligned} \quad (10)$$

În figura 9 sunt reprezentate valorile coeficienților de portanță și rezistență în funcție de unghiul de atac α . Ținând cont de aceste valori, alegem în calitate de unghi de atac de lucru, unghiul $\alpha = 18^\circ$ (a se vedea, de asemenea, și figurile

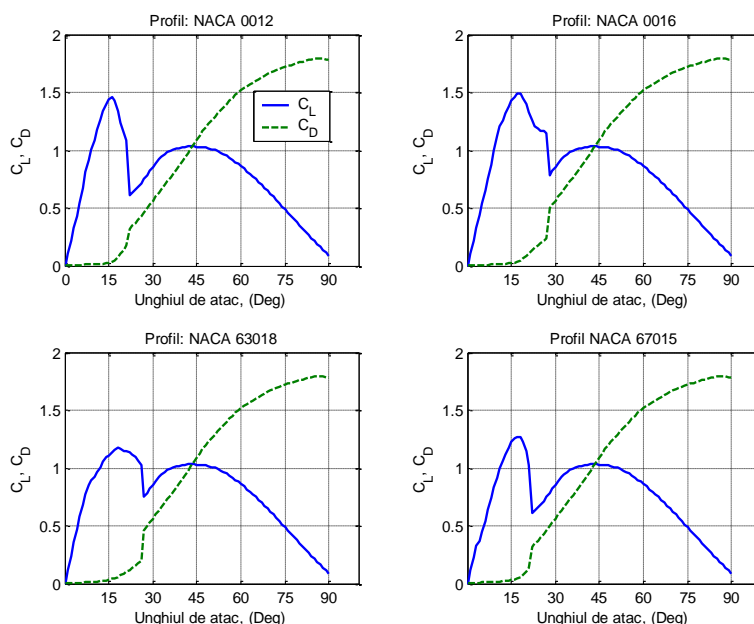


Fig. 8. Coeficienții hidrocinamici C_L și C_D în funcție de unghiul de atac pentru profilurile NACA 0012, 0016, 63018 și 67015.

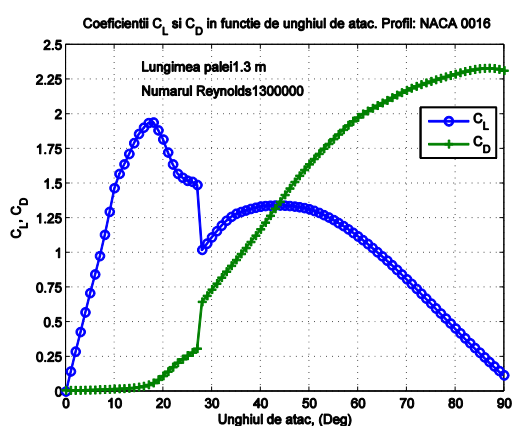


Fig. 9. Coeficienții hidrocinamici C_L și C_D în funcție de unghiul de atac pentru profilul hidrocinamic NACA 0016.

10–11). În timpul mișcării sale, pala își schimbă unghiul de atac în dependență de poziția sa (figura 10).

Astfel, în sectorul I, unghiul de atac (unghiul format de pală și curentul de apă) este de 18° ; în regiunea II, unghiul de atac se schimbă de la 18° până la -18° , însă pala nu contribuie la momentul total dezvoltat la arborele rotorului. În acest sector, extins până la aproximativ 60° pala este purtată liber de curentul de apă, iar re poziționarea ei sub unghiul de -18° are loc la sfârșitul sectorului III. În sectorul III, unghiul de atac este de -18° . În sectoarele IV–VI efectul hidrodinamic este minim, iar pala urmează a fi re poziționată de la unghiul -18° până la unghiul de 18° . În scopul utilizării energiei cinetice în sectoarele IV–VI, s-a propus re poziționarea palei în sectorul IV de la -18° până la 90° , în sectorul V pala rămâne sub unghiul 90° , iar în sectorul VI unghiul de atac revine la valoarea de 18° .

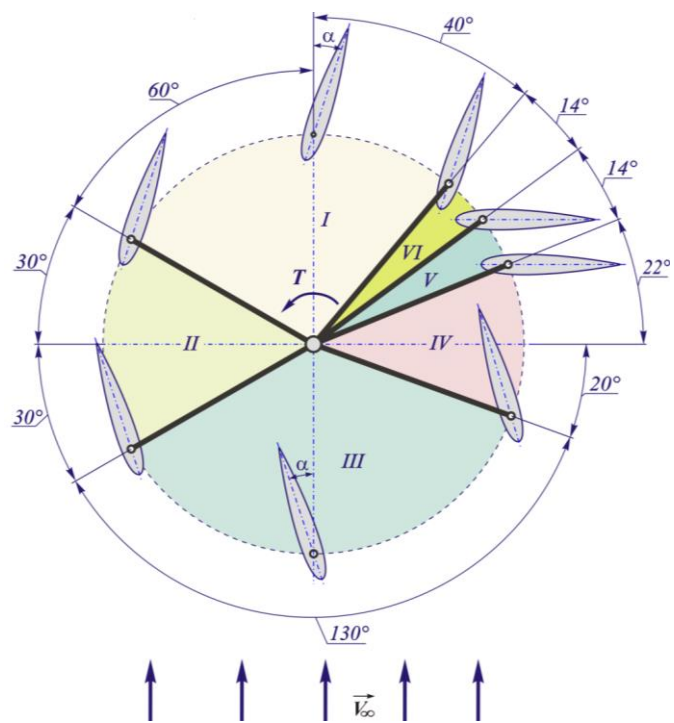


Fig. 10. Pozițiile palei și zonele de lucru.

Cunoscând valorile coeficienților hidrodinamici C_L și C_D , se calculează prin formulele (1) și (2) forțele de portanță F_L ,

respectiv și de rezistență F_D , iar formula (3) ne furnizează forța hidrodinamică, care acționează asupra palei (figura 2). Pentru a determina unghiul de atac de lucru optim, se calculează valoarea momentului dezvoltat de o pală și momentul total pentru câteva valori ale unghiului de atac, și anume: $\alpha=15^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 20^\circ$. (figura 11, figura 12). Astfel, unghiul de atac pentru pala cu profilul hidrodinamic NACA 0016 a fost ales $\alpha=18^\circ$.

Stabilitatea flotantă a microhidrocentralei.

Microhidrocentrala este amplasată în fluxul de apă a râului. Poziția palelor față de nivelul apei este asigurată de forțele Arhimede, care acționează asupra palelor flotante. Analiza traiectoriei mișcării punctelor de aplicare a forței Arhimede F_A (punctele $N_i, i=1, 2, 3$ din figura 13) a arătat că distanța de la aceste puncte până la axa rotorului O va varia în funcție de unghiul de poziționare φ . Astfel, aceste distanțe pentru palele amplasate în semiplanul superior definit de dreapta OO' diferă de distanțele respective pentru palele amplasate în semiplanul inferior.

Acest lucru duce la apariția unui moment de răsturnare în raport cu axa de simetrie longitudinală a corpurilor flotante:

$$M_r = M_{\Sigma,S} - M_{\Sigma,I}, \quad (11)$$

unde $M_{\Sigma,S}$ este momentul total dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra

palelor amplasate momentan în semiplanul superior, iar $M_{\Sigma,I}$ este momentul

total dezvoltat de forțele Arhimede, care acționează asupra palelor amplasate momentan în semiplanul inferior.

Momentele totale dezvoltate de forțele Arhimede, care acționează asupra paletelor aflate momentan în semiplanul superior și, respectiv, semiplanul inferior, se determină prin relațiile:

$$M_{\Sigma,S} = \sum F_{A,i} \cdot D_{A,i}, \quad (12)$$

unde: $F_{A,i}$ sunt forțele Arhimede, care acționează asupra palelor; $D_{A,i}$ sunt distanțele de la punctul de aplicare a forței Arhimede până la axa rotorului, iar sumarea se efectuează după toate palele amplasate în semiplanul superior. Similar,

$$M_{\Sigma,I} = \sum F_{A,i} \cdot D_{A,i}. \quad (13)$$

Pentru compensarea acestui moment de răsturnare M_r , se propune amplasarea axei rotorului în planul deplasat la distanța e față de planul de simetrie longitudinală a corpurilor. Distanța e se calculează cu relația:

$$e = c_A \cos \alpha. \quad (14)$$

Punctul de aplicare a forței Arhimede la fiecare pală este centrul de masă al profilului hidrodinamic utilizat, în cazul nostru profilul NACA 0016. Centrul de aplicare a sistemului de forțe Arhimede, care acționează asupra unui număr N_{pal} de pale submersate, va descrie o traiectorie de migrare generată de rotirea rotorului. Pentru a identifica soluția tehnică de asigurare a stabilității flotante a microhidrocentralei este necesar de a

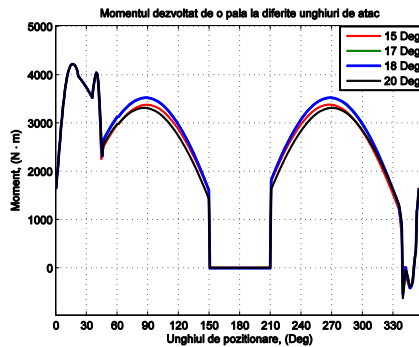


Fig. 11. Momentul dezvoltat de o pală $T_{r,i}$ în funcție de unghiul de poziționare la diferite valori ale unghiului de atac $\alpha=15^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 20^\circ$.

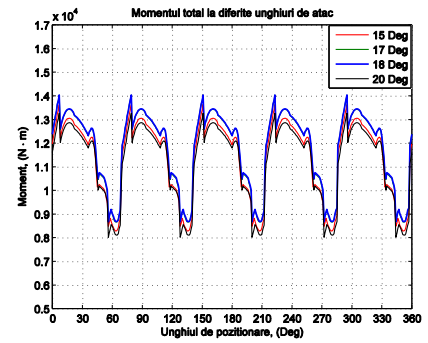


Fig. 12. Momentul total $T_{r\Sigma}$ în funcție de unghiul de poziționare la diferite valori ale unghiului de atac $\alpha=15^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 20^\circ$.

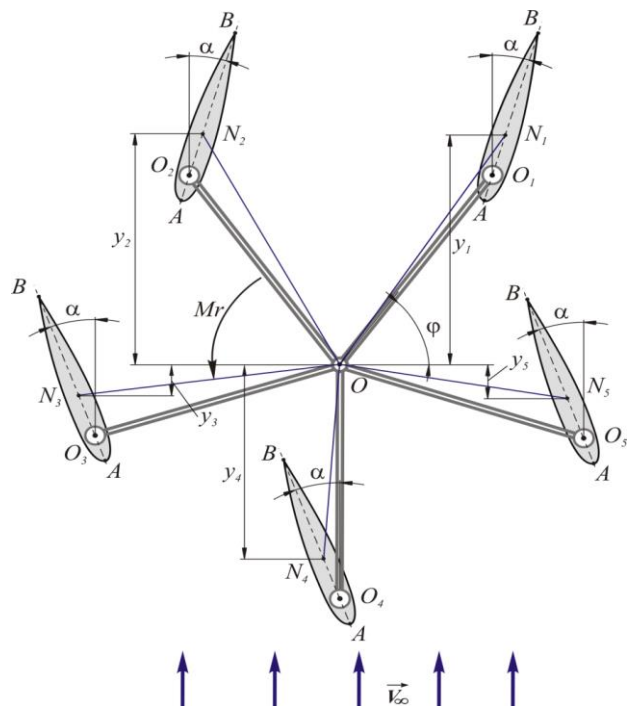


Fig. 13. Analiza stabilității flotante.

aprecia valorile distanței dintre centrul de aplicare a sistemului de forțe Arhimede și axa de simetrie longitudinală a corpurilor flotante.

În figura 14 (a, b) se prezintă distanța e ca funcție de unghiul de poziționare φ a rotorului cu

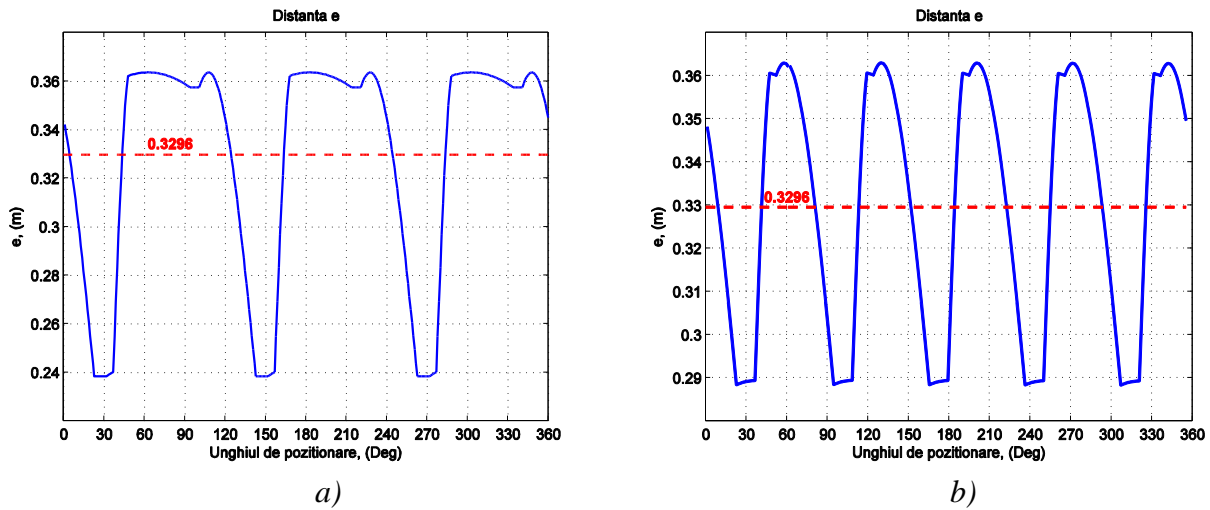


Fig. 14. Dependența deplasării e a centrului de aplicare a forțelor Arhimede de unghiul de poziționare φ a rotorului cu 3 pale (a) și a rotorului cu 5 pale (b).

3 pale (a), și respectiv cu 5 pale (b). S-a constatat că în cazul rotorului cu 3 pale distanța e ia valori cuprinse între $e_{min}=0,238\text{ m}$ și $e_{max}=0,363\text{ m}$, iar în cazul rotorului cu 5 pale: $e_{min}=0,289\text{ m}$ și $e_{max}=0,363\text{ m}$. Calculăm valoarea medie a distanței e ca funcție de unghiul de poziționare φ : pentru rotoarele cu 3 și 5 pale respectiv, obținem aceeași distanță medie $e_{med}=0,33\text{ m}$.

În capitolul trei este elaborat, fabricat și cercetat modelul experimental al rotorului multipal al microhidrocentralei.

Analiza stării de deformații și tensiuni în pală sub acțiunea forțelor hidrodinamice. Prin utilizarea simulărilor numerice din cadrul dinamicii fluidelor asistate de calculator (CFD) cu utilizarea suitei de produse software ANSYS 14.5 și platformei Workbench 2.0 de calcul cu elemente finite au fost studiate starea de deformație și de tensiune a învelișului palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu lungimea cozii $c=1,3\text{ m}$ și înălțimea $h=1,5\text{ m}$, submersată în curentul de apă și aflată sub acțiunea forțelor hidrodinamice și a presiunii hidrostatice la intercațiunea „fluid-pală hidrodinamică” [1-3, 9, 10, 19, 22].

Calcululele au fost efectuate pentru învelișuri metalice și din materiale compozite cu structură de rezistență în formă de plăci rigidizate. În calcul au fost luate presiunea hidrostatică și forța hidrodinamică rezultantă (corespunzătoare vitezei de curgere $\vec{V}_{\infty}=2\text{ m/s}$). Astfel valoarea maximă a forțelor, care acționează asupra palei, este de 11 kN .

Învelișul palei hidrodinamice este izotrop și fabricat din aliaj de aluminiu $H37$ cu modulul lui Young $E=1,97\cdot 10^{11}\text{ N/mm}^2$ și coeficientul lui Poisson $\nu=0,27$. Interiorul palei se consideră

cav. Învelișul lateral se propune cu grosimile $S=1\text{ mm}$ și $1,5\text{ mm}$. Au fost examinate trei variante ale structurii de rezistență a palei: cu 3, 4 și 5 (figura 15) rigidizări transversale.

În rezultatul analizei numerice a stării de deformație (figura 16 (a, b)) a învelișului palelor cu grosimea de 1 mm și $1,5\text{ mm}$ cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale s-a stabilit că deformația învelișului în zonele submersate maxim este de $7,8$, $5,1$ și $3,5\text{ mm}$. Aceste deplasări locale ale profilului pot influența negativ regimul de curgere a fluidului în zona imediat adiacentă profilului hidrodinamic și, implicit, asupra eficienței conversiei energiei cinetice a fluxului de apă în energie utilă. Din acest motiv, profilurile cu grosimea învelișului de 1 mm au fost abandonate. Totodată s-a constatat că deplasările învelișului cu grosimea de $1,5\text{ mm}$ la palele cu 3, 4 și 5 plăci transversale s-au redus de $2,1$, $2,4$ și, respectiv, $2,6$ ori și constituie $3,7$, $2,1$ și $1,3\text{ mm}$.

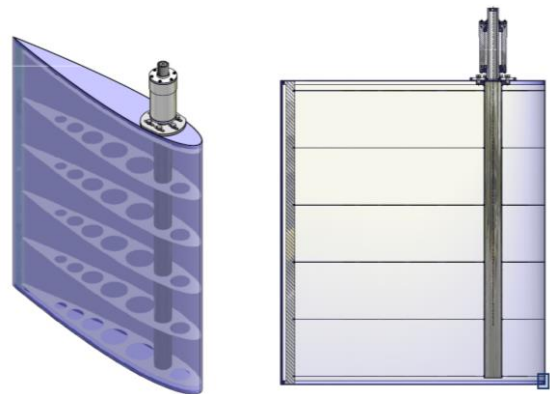


Fig. 15. Structura de rezistență a palei cu 5 rigidizări transversale.

Palele cu grosimea învelișului de $1,5\text{ mm}$ și 5 rigidizări transversale asigură o deformație maximă de $1,3\text{ mm}$, acceptabilă din punctul de vedere al minimizării impactului negativ asupra eficienței conversiei energiei cinetice a fluxului de apă în energie utilă.

Palele cu grosimea învelișului de $1,5\text{ mm}$ și 5 rigidizări transversale asigură o deformație maximă de $1,3\text{ mm}$, acceptabilă din punctul de vedere al minimizării impactului negativ asupra eficienței conversiei

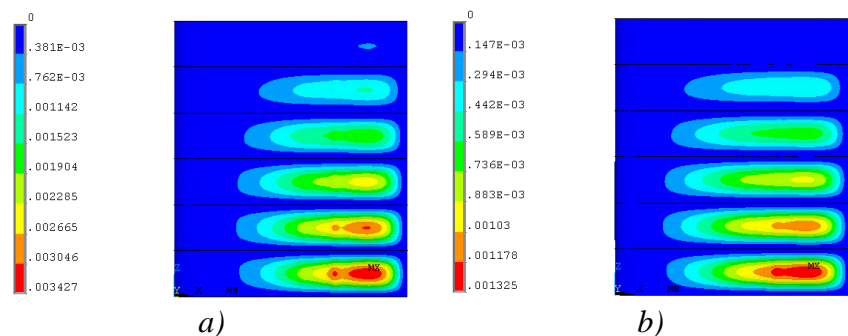


Fig. 16. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului $S=1\text{ mm}$ (a) și $S=1,5\text{ mm}$ (b).

energiei cinetice a fluxului de apă în energie utilă. Cercetările prezentate anterior au demonstrat că deplasările în învelișul palei din aliaj de aluminiu H37 cu grosimea de $S=1,5\text{ mm}$ și structura de rezistență cu 5 rigidizări transversale sunt în limita admisibilă (de $1,3\text{ mm}$, figura 16 (b)) din punct de vedere al impactului asupra eficienței conversiei. Totodată, microhidrocentralile funcționează în condiții cu riscuri de deteriorare a învelișului palei lovinduse cu obiecte plutitoare aleatorii. În aceste cazuri palele, fiind cave, se vor deformat și se vor umple cu apă, fapt ce va duce la

apariția momentelor de răsturnare și, implicit, la pierderea stabilității flotante a microhidrocentralei.

Pentru a evita asemenea situații, este recomandabil de a injecta în interiorul palelor hidrodinamice material expandat spre exemplu, poliuretan cu o anumită densitate. În figura 17 (a, b, c) sunt prezentate deplasările palei injectate cu material expandant, și înveliș metalic cu grosimea $S=1,5\text{ mm}$: u_x (a), u_y (b) și u_z (c), deplasarea maxima atestată fiind de $0,01\text{ mm}$. În figura 17 (d, e, f) sunt prezentate tensiunile principale: σ_1 (d), σ_2 (e) și σ_3 (f) (Pa). Valoarea maximă a tensiunilor principale este de aproximativ $0,64\text{ MPa}$.

În figura 18 (a, b, c) sunt prezentate deplasările fragmentului de pală injectată cu poliuretan și înveliș din material compozit cu grosimea $S=2,6\text{ mm}$: u_x (a), u_y (b) și u_z (c), deplasarea maximă atestată fiind de $0,01\text{ mm}$. În figura 18 (d, e, f) sunt prezentate tensiunile principale: σ_1 (d), σ_2 (e) și σ_3 (f) (Pa). Valoarea maxima a tensiunilor principale este de aproximativ $0,22\text{ MPa}$. Starea de deformație și tensiune are o distribuție similară cu pala injectată cu material expandant și înveliș metalic.

Elaborarea și proiectarea mecanismului de orientare a palei rotorului funcție de unghiul de poziționare φ . Majorarea eficienței conversiei energiei cinetice a fluxului de apă atât prin contribuția la formarea momentului de torsiune sumar a palelor aflate în zona de tranziție de la zona amonte în zona aval, cât și prin poziționarea palelor în funcție de viteza de curgere a fluxului de apă, conduce la sporirea forțelor hidrodinamice dezvoltate de fiecare pală și la diminuarea concomitentă a forțelor de rezistență hidraulică la rotirea palelor. În figura 19 (a) este

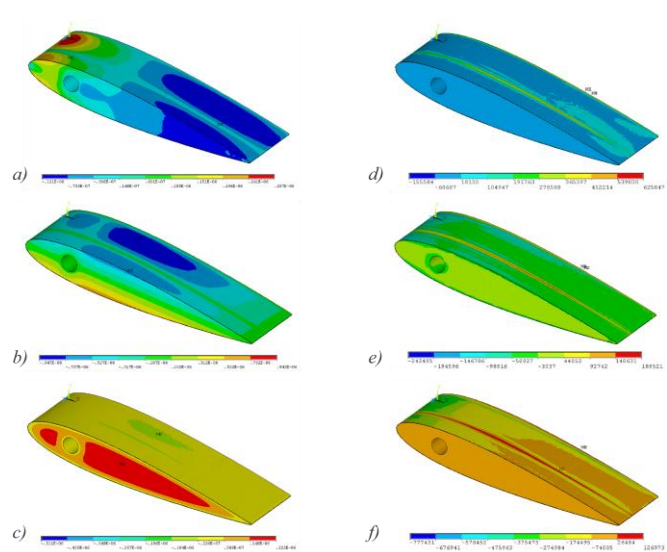


Fig. 17. Deplasările (m) u_x (a), u_y (b), u_z (c) și tensiunile principale (N/m^2), σ_1 (d), σ_2 (e), σ_3 (f) ale palei injectate cu poliuretan și înveliș metalic (H37) cu grosimea $S=1,5\text{ mm}$.

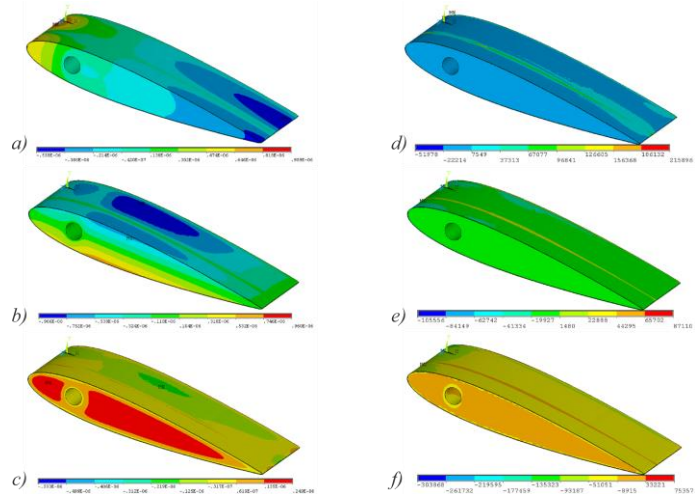


Fig. 18. Deplasările (m) u_x (a), u_y (b), u_z (c) și tensiunile principale (N/m^2), σ_1 (d), σ_2 (e), σ_3 (f) ale palei injectate cu poliuretan și înveliș din material compozit.

prezentată schema [25] principială a mecanismului de orientare continuă a paletelor cu profil hidrodinamic în raport cu direcția de curgere a fluidului.

Cât privește rotorul hidrodinamic, pentru a asigura o eficiență maximă de conversie a energiei cinetice a fiecărei pale în diferite faze de rotație, a fost elaborat un mecanism de orientare a paletelor față de curenții de apă cu două configurații:

1. Poziționarea paletelor rotorului funcție de unghiul de atac φ pentru viteza curenților de apă $V \leq 1,0 \text{ m/s}$ (figura 19 (a));

2. Poziționarea paletelor rotorului funcție de unghiul de atac φ pentru viteza curenților de apă $V \geq 1,0 \text{ m/s}$ (figura 19 (b)).

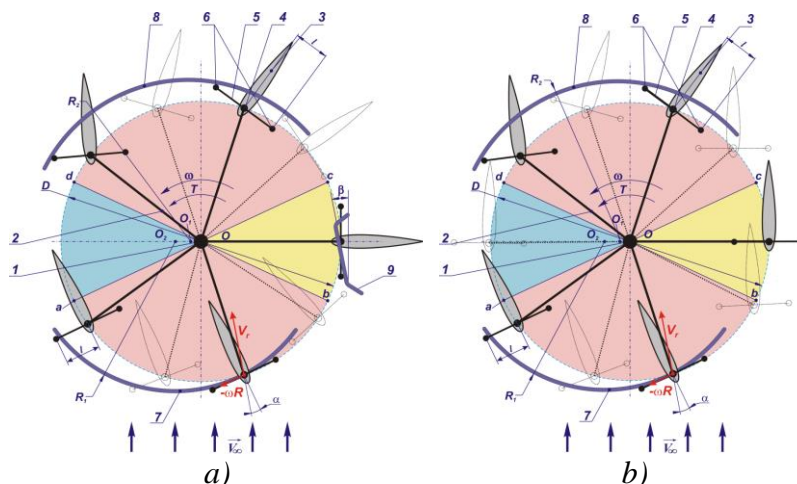


Fig. 19. Schema principială a mecanismului de orientare continuă a paletelor în raport cu direcția de curgere pentru viteza curenților de apă $V \leq 1,0 \text{ m/s}$ (a) și $V \geq 1,0 \text{ m/s}$ (b).

Diferența este poziționarea palei în zonă neutră la unghiul de atac $\varphi=90^\circ$ la viteza curenților de apă $V \leq 1,0 \text{ m/s}$ folosind directoarea 9, iar în al doilea caz are loc auto poziționarea palei în zona neutră la unghiul de atac $\varphi=0^\circ$ și este eliminat din construcția mecanismului de orientare directoarea 9. Un mecanism cheie este mecanismul de orientare. În urma studiului efectuat anterior au fost proiectate în mediul de proiectare Autodesk MotionInventor mecanismul de legătură cinematică a palei cu rotorul multipal și mecanismul de ghidare (figura 20 (a, b, c)), care au fost fabricate și au avut loc la uzinele INCOMAȘ S.A. și MOLDOVAHIDROMAȘ S.A. din or. Chișinău.

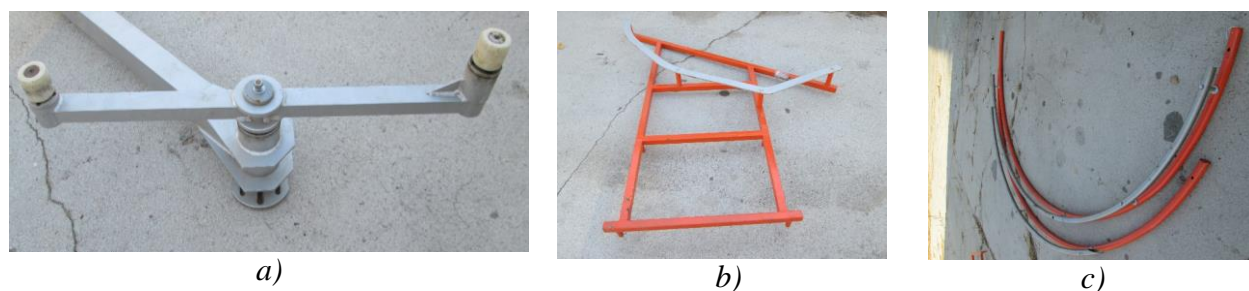


Fig. 20. Mecanismul de legătură cinematică a palei cu rotorul multipal (a), mecanismul de ghidare compus din ghidajul rectiliniu (b) și ghidajele curbilunii (c).

Elaborarea, proiectarea și fabricarea rotorului hidrodinamic multipal. Rotorul hidrodinamic a fost elaborat în mediul de proiectare Autodesk MotionInventor și este prezentat în figura 21 (a) – cu 5 pale și în figura 21 (b) – cu 3 pale. Varianta rotorului cu cinci pale asigură o uniformitate mai înaltă a mișcării de rotație a organului de lucru, însă este mai costisitoare. Rotorul hidrodinamic este organul de lucru principal al unei microhidrocentrale și este destinat

pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă și transmiterea acesteia prin lanțul cinematic către generatorul electric sau pompa hidraulică 1) (figura 21 (c)) [12, 13, 17, 20, 21].

Din punct de vedere al construcției, rotorul include arborele principal 1 (figura 21 (a, b)), carcasa cu bare radiale 2, la extremitățile cărora sunt montate palele 3 cu profil hidrodinamic prin

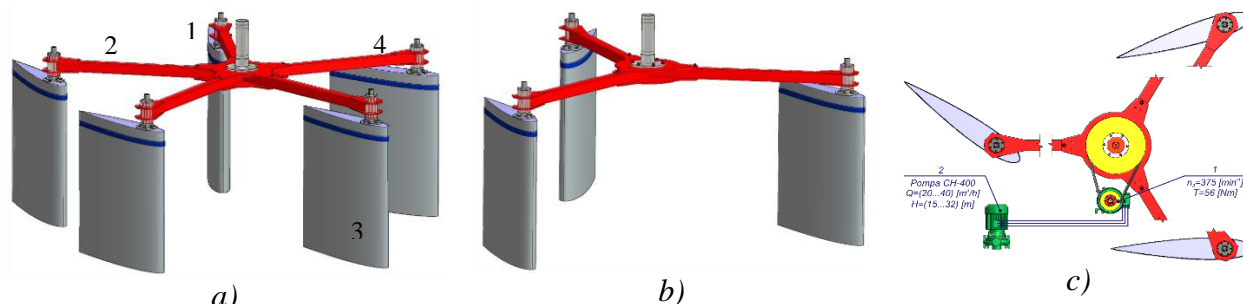


Fig. 21. Rotoarele hidrodinamice cu cinci pale (a), cu trei pale (b) și cuplat cinematic cu generatorul 1 (c).

intermediul nodului de asamblare 4. Arborele principal 1 și carcasa cu bare 2 sunt asamblate demontabil. Rotorul hidrodinamic reprezintă o structură spațială sollicitată complex cu momente de încovoiere și răsucire. Carcasa cu bare radiale este fabricată din profil de aliaj de aluminiu cu dimensiuni calculate să asigure poziționarea de proiect (calculată) a palelor cu abateri minime (săgeata de încovoiere a axelor palelor – până la 5 mm, unghiul de răsucire a barelor radiale $\pm 1^\circ$).

Carcasele rotorului hidrodinamic au fost fabricate la întreprinderea

„MOLDOVAHIDROMAȘ” S.A., Chișinău. În figura 22 sunt prezentate rotoarele asamblate cu 3 pale (a) și, respectiv, cu 5 pale (b), ambele cu diametrul de amplasare a palelor $D=4\text{ m}$. Palele cu înălțimea $h=1,5\text{ m}$ și lungimea $l=1,3\text{ m}$ sunt fabricate din materiale compozite.



Fig. 22. Rotoare cu trei (a) și cinci (b) pale cu profil hidrodinamic, fabricate în Laboratorul Centrului de Elaborare a Sistemelor de Conversie a Energiilor Regenerabile, UTM.

Elaborarea, proiectarea și fabricarea microhidrocentralelor de flux. La elaborarea microhidrocentralelor s-a utilizat experiența acumulată la stadiul ”cercetării - proiectării - fabricării” stației pilot expusă în [1-8, 14-16, 23]. Eficiența exploatării microhidrocentralelor de către consumatorii individuali pentru anumită destinație depinde atât de alegerea corectă a configurației constructive a microhidrocentralei, cât și de caracteristicile funcționale ale agregatelor componente.

Pentru satisfacerea cerințelor consumatorilor de microhidrocentrale și sporirea eficienței conversiei potențialului cinetic al apei curgătoare în zona de exploatare a acestora, au fost elaborate concepte constructive și funcționale bazate pe principii de asamblare modulară, printre care:

1. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică - pentru pomparea apei (MHCF D4x1,5 M/PSS);

2. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică (MHCF D4x1,5 E);

3. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie electrică și mecanică (MHCF D4x1,5 ME/CH);

4. MHCF cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului în energie mecanică la turații mici (MHCF D4x1,5 ME/PSS).

Microhidrocentralele menționate, elaborate modular, permit modificarea destinației și caracteristicilor funcționale prin înlocuirea unor agregate cu altele (generator, pompă, pale cu alt profil hidrodinamic, rotor cu 3 sau 5 pale). Pentru microhidrocentralele menționate au fost elaborate 2 tipuri de rotoare cu 3 și 5 pale. Puterea instalată a microhidrocentralelor cu diametrul $D=4\text{ m}$, înălțimea palelor submersată în apă $h=1,4\text{ m}$ și lungimea cordului palei $c=1,3\text{ m}$ la viteza de curgere a apei $V=1-2\text{ m/s}$ poate fi în limitele $P=2-19\text{ kW}$.

Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a apei râului direct în energie mecanică (MHCF D4x1,5 M/PSS) este prezentată în figura 23. Palele 1 sunt asamblate cu rotorul hidrodinamic 2 prin intermediul lagărelor de rostogolire (de alunecare), pentru a asigura orientarea acestora sub un oarecare unghi de atac variabil α . Rotorul hidrodinamic 2 cu palele 1, multiplicatorul 3, pompa centrifugă 5 și ghidajele 6 sunt montate pe carcasa spațială 7, instalată pe pontoanele 8. Apa curgătoare a râului cu potențialul energetic dependent de viteza de curgere acționează palele cu profil hidrodinamic 1, orientate continuu cu unghiul de atac α , rotindu-se în mișcarea lor relativă în raport cu rotorul prin intermediul lagărelor montate în corpul 5 (figura 24 (a)). Rotorul microhidrocentralei 2 include trei pale orientate cu unghiul de atac α , care este dependent de viteza de curgere a apei. În zonele de aflare a palelor 1,

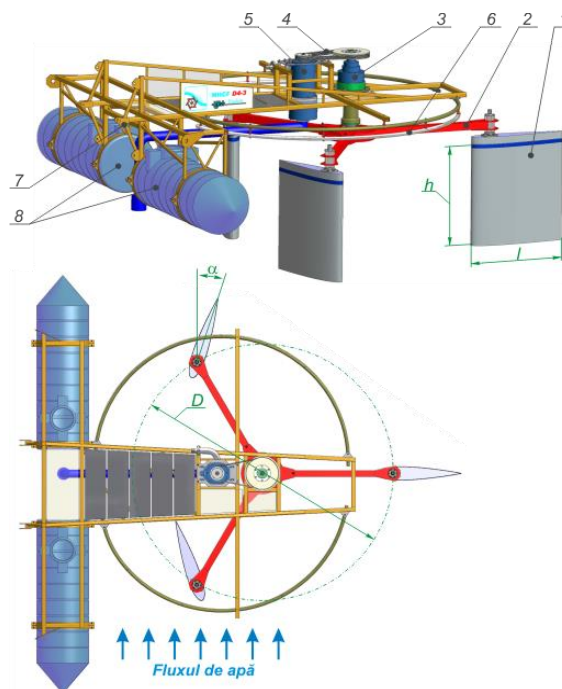


Fig. 23. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a fluxului de apă în energie mecanică pentru pomparea apei (debitul $Q=40\text{ m}^3/\text{h}$, înălțimea pomparei $H=10-15\text{ m}$) (MHCF D4-1,5M/PSS).

ineficiente din punct de vedere al conversiei energiei cinetice a apei, prin forțele hidrodinamice, palele 1 se repositionează la un unghi de 90° față de curenții de apă sau sunt purtate liber de apă la unghiul $\alpha=0^\circ$. Astfel, poziționarea respectivă a palelor permite majorarea cotei de energie cinetică a apei convertită în energie utilă. În rezultat curenții de apă transmit o parte din energia lor cinetică palelor 1, solicitându-le cu forțe hidrodinamice, astfel comunicând rotorului 2 mișcare de rotație cu viteza unghiulară ω_1 și momentul de torsiune T_1 . Momentul de torsiune sumat T_1 dezvoltat de forțele hidrodinamice și aplicat la arborele rotorului cu 3 pale la vitezele de curgere a apei de $1,3 \text{ m/s}$, $1,6 \text{ m/s}$ și $1,8 \text{ m/s}$ este prezentat în figura 24 (b). În baza simulărilor numerice CFD a rotorului hidrodinamic cu pale cu lungimea cordului $c=1300 \text{ mm}$ s-a constatat că la viteza $V=1,2-1,3 \text{ m/s}$ turbulența curgerii curenților de apă provocată de pala în amonte influențează pala vecină din zona avală. Analizând rezultatele simulărilor CFD pentru viteza curenților de apă $V>1,3 \text{ m/s}$ s-a elaborat profilul palei cu lungimea cordului $c=800 \text{ mm}$. În premieră s-a propus construcția palelor hidrodinamice dotate cu ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului de a lungul cordului.

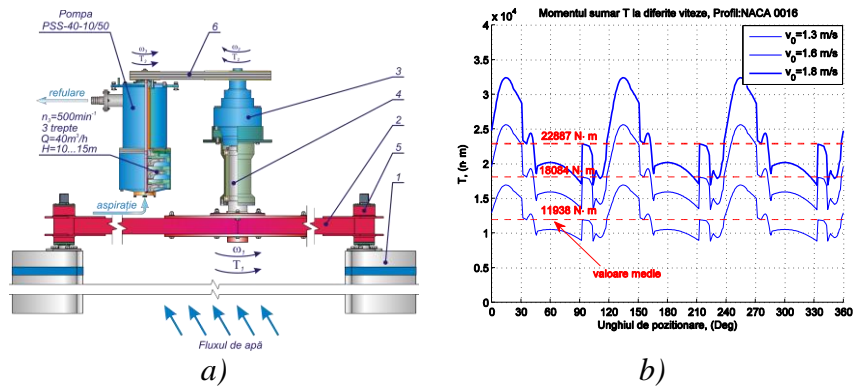


Fig. 24. Cinematica microhidrocentralei MHCF D4x1,5M/PSS (a) și momentul de torsiune T la arborele rotorului hidrodinamic cu pale cu profil NACA 0016 (b).

Momentul de torsiune sumat T_1 dezvoltat de forțele hidrodinamice și aplicat la arborele rotorului cu 3 pale la vitezele de curgere a apei de $1,3 \text{ m/s}$, $1,6 \text{ m/s}$ și $1,8 \text{ m/s}$ este prezentat în figura 24 (b). În baza simulărilor numerice CFD a rotorului hidrodinamic cu pale cu lungimea cordului $c=1300 \text{ mm}$ s-a constatat că la viteza $V=1,2-1,3 \text{ m/s}$ turbulența curgerii curenților de apă provocată de pala în amonte influențează pala vecină din zona avală. Analizând rezultatele simulărilor CFD pentru viteza curenților de apă $V>1,3 \text{ m/s}$ s-a elaborat profilul palei cu lungimea cordului $c=800 \text{ mm}$. În premieră s-a propus construcția palelor hidrodinamice dotate cu ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului de a lungul cordului.

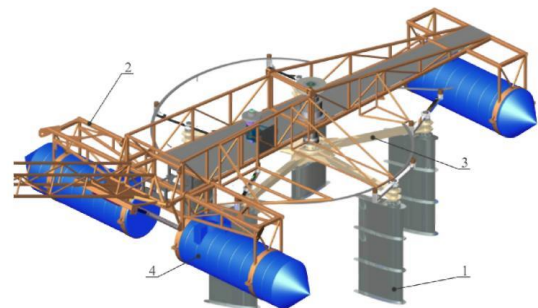


Fig. 25. Microhidrocentrala de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului $c=800 \text{ mm}$, înălțimea submersată $h=1600 \text{ mm}$ și ecrane pentru direcționarea curgerii apei.

Această soluție tehnică contribuie la diminuarea influenței negative asupra eficienței conversiei a separării stratului limită [25]. În figura 25 este prezentată microhidrocentrala cu rotor basculant cu pale cu lungimea cordului $c=800 \text{ mm}$ și înălțimea $h=1600 \text{ mm}$ dotate cu ecrane care se deosebește de microhidrocentralele prezentate în figura 24 prin parametrii geometrici al palelor 1, prin construcția structurii de rezistență 2, care permite bascularea rotorului 3 în caz de necesitate pentru a evita înghețul palelor la temperaturi joase sau de mentenanță, prin dotarea ei cu al 3-lea ponton pentru sporirea stabilității flotante. Principiul de funcționare al microhidrocentralei prezentată în figura 25 este similar cu cel al microhidrocentralelor prezentate în figura 23. În baza

documentației tehnice elaborate au fost fabricate prototipurile industriale ale microhidrocentralelor (figurile 26-27).

Prototipul industrial al microhidrocentralei cu pale hidrodinamice cu lungimea cordului $c=1300\text{ mm}$ este instalat pe poligonul de încercări de pe râul Prut în comuna Stoieniști, Cantemir (figura 28).

Actualmente microhidrocentrala este supusă unor testări complexe în condiții naturale pentru determinarea performanțelor reale ale microhidrocentralei funcție de diverși parametri geometrici și cinematici ai apei. După efectuarea testărilor naturale și optimizării constructiv-funcționale în baza lor a nodurilor ei va fi efectuată producerea în serie a microhidrocentralei pentru pomparea apei, folosind energia de curgere a apei râurilor. Microhidrocentrala (figura 27) a fost fabricată cu



Fig. 26. Microhidrocentrală cu rotor hidrodinamic pentru conversia energiei cinetice a râului în energie mecanică utilizată pentru pomparea apei (debitul $Q=40\text{ m}^3/\text{h}$, înălțimea pomparei $H=10-15\text{ m}$).



Fig. 27. Vederea generală a microhidrocentralei de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului $c=800\text{ mm}$ și ecrane pentru direcționarea curgerii fluidului.



Fig. 28. Prototipul industrial al microhidrocentralei instalată pe râul Prut (comuna Stoieniști, Cantemir, 2009).



Fig. 29. Microhidrocentrală de flux cu rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale instalată pe râul Prut (comuna Stoieniști, Cantemir, 2013).

rotor hidrodinamic basculant cu 5 pale cu lungimea cordului $c=800\text{ mm}$ și dotate cu ecrane pentru direcționarea curgerii apei de-a lungul cordului pentru diminuarea detașării apei în stratul limită. Microhidrocentralele sunt protejate cu 11 brevete de invenție. Microhidrocentrala de flux cu rotor hidrodinamic basculant a fost instalată pe râul Prut (comuna Stoieniști, Cantemir, 2013) (figura 29).

CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI

Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale obținute, concluziile și recomandările formulate reprezintă contribuții originale care, în sinteză, sunt următoarele:

Concluzii finale:

- Au fost identificate, argumentate și aplicate modele matematice, metode numerice și algoritmi din cadrul CFD pentru simularea numerică a curgerii turbulente în zona rotorului hidraulic, în special în vecinătatea palelor hidrodinamice, și anume prin metoda elementului de frontieră cuplată cu modelul Head, implementate în produsul program *MATLAB* pentru simularea curgerii bidimensionale în jurul palelor hidrodinamice, cu determinarea preliminară a parametrilor geometrici, constructivi și funcționali ai MHCF;
- Au fost elaborate concepte constructiv-funcționale ale rotoarelor hidrodinamice bazate pe soluții tehnice inovative, care asigură un randament sporit al conversiei energiei în microhidrocentralele de flux de putere mică;
- În baza modelării matematice a curgerii fluidului și simulărilor CFD în vecinătatea palelor hidrodinamice, a fost propus rotorul cu 3 sau 5 pale cu ax vertical și orientare individuală a palelor la direcția curgerii fluidului pentru MHCF;
- Au fost cercetați parametrii stratului limită și identificate soluțiile tehnice, care au permis diminuarea influenței efectelor hidrodinamice cu impact negativ asupra eficienței conversiei energiei, fiind propusă construcția palei cu profil NACA 0016 modificat, dotată cu ecrane transversale pentru direcționarea curgerii fluidului;
- Unghiul de atac pentru pala cu profilul hidrodinamic NACA 0016 a fost ales $\alpha=18^\circ$;
- Pentru a asigura stabilitatea flotantă a microhidrocentralei este necesar ca axul rotorului cu 3 sau 5 pale respectiv, să fie deplasat de la axa de simetrie longitudinală a corpurilor flotante la cota $e_{med}=0,33\text{ m}$ în direcția opusă cursului apei.
- Microhidrocentralele ancorate de malul stâng diferă de cele ancorate de malul drept prin construcția fermelor spațiale și anume a elementelor constructive de montare a rotorului hidrodinamic deplasate la cota $e_{med}=0,33\text{ m}$.
- Varianta rotorului cu cinci pale asigură o uniformitate mai înaltă a mișcării de rotație a organului de lucru, însă este mai costisitoare.

Recomandări:

- Pentru diminuarea turbulenței și a gradului de influență asupra altor pale din rotor se recomandă proiectanților de rotoare pentru microhidrocentrale de flux de a alege unghiurile de atac optime, obținute în baza simulărilor CFD.

- Pentru proiectarea și fabricarea palelor hidrodinamice utilizate la elaborarea MHCF se propune o bază de date cu recomandări și soluții tehnice pentru sporirea eficienței conversiei;
- Pentru reducerea costurilor se recomandă rotorul cu 3 pale hidrodinamice.
- Prototipurile industriale ale MHCF concepute modular se recomandă a fi integrate în sisteme de irigare, sisteme de iluminare ș.a.

Forme de valorificare:

- Elaborarea lucrării de laborator „Testarea experimentală a turbinei cu ax orizontal cu pale cu profil hidrodinamic”.
- Rotoarele hidrodinamice propuse și soluțiile tehnice elaborate în rezultatul modelărilor matematice și simulărilor CFD, menite să sporească eficiența conversiei energiei în MHCF, au fost protejate cu 11 brevete de invenție.
- Pentru viitor se propune continuarea cercetărilor în vederea sporirii eficienței conversiei energiei în MHCF, care ar asigura necesitățile energetice ale consumatorilor individuali dispersați, ferme private și iluminare pentru comunități rurale.

BIBLIOGRAFIE

1. Bostan I., Dulgheru V., Sobor I., Bostan V., Sochirean A. Sisteme de conversie a energiilor regenerabile. Universitatea Tehnică a Moldovei- Chișinău: Ed. „Tehnica-Info” SRL, (Tipografia Bons Offices). 2007, 592 p. ISBN 978-9975-63-076-4.
2. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciupercă R. Antologia invențiilor. Sisteme de conversie a energiilor regenerabile: fundamentări teoretice, concepte constructive, aspecte tehnologice, descrieri de invenții. Chișinău: Bons Offices, 2009. 458 p. ISBN 978-9975-80-283-3.
3. Bostan V. Modele matematice și metode de eficientizare a conversiei energiilor regenerabile în baza efectelor aero-hidrodinamice. Teză de dr. habilitat în tehnică. Chișinău, 2013. 433 p.
4. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V. Conceptual design of the electrical micro-hydro-power station for the conversion of flowing water kinetic energy into mechanical and electrical energy. Analele Univ. „Dunărea de Jos” din Galați, Fascicula XIV. Inginerie Mecanică, 2006, p. 34-38.
5. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu O.** Micro-hidropower station for kinetic energy conversion of flowing whater with hydrodynamic rotor. Proceedings of the International Conference on Industrial Power Engineering EI 2014, The 9-th Edition. Bacău: Alma Mater, 2014, p. 31-36. ISSN 2069-9905.
6. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Ciobanu O., **Ciobanu O.** Micro-hidropower station for kinetic energy conversion of flowing whater. Proceedings of the 8th International Conference on

electromechanical and power systems SIELMEN 2011. Craiova – Iași: Romania, Chișinău: Republic of Moldova. 2011, p. 254-258.

7. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., **Ciobanu O.** Elaboration, fabrication and testing of micro-hydropower station for kinetic energy conversion of flowing whater. În: Meridian Ingineresc. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2011, nr 4, p. 53 - 58. ISSN 1683-853X (cl. C).

8. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu O.** Micro-hydropower stations for conversion of kinetic energy of river water without building barrages. În: Meridian Ingineresc. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2010, nr 4, p. 93 - 96. ISSN 1683-853X (cl. C).

9. **Ciobanu O.** Modelarea numerică și elaborarea rotorului cu pale cu profil hidrodinamic al microhidrocentralei. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2013, p. 210 - 213. ISBN 978-9975-45-312-7.

10. **Ciobanu O.** Modelarea numerică a interacțiunii dintre curentul de apă și pala microhidrocentralei. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Ed. Tehnică UTM, 2011, p. 182 - 185. ISBN 978-9975-45-208-3.

11. **Ciobanu O.** Argumentarea teoretică a profilului hidrodinamic al paletelor microhidrocentralei. Tezele conf. Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților. Chișinău: Ed. Tehnică UTM, 2009, p. 127 - 130. ISBN 978-9975-45-142-0.

12. **Ciobanu O.** Studiul privind proiectarea organului de lucru al stației pilot și prototipurilor industriale ale microhidrocentralelor. În: Fizică și Tehnică: procese, modele, experimente. Bălți: Universitatea de Stat „Alec Russo”, 2011, Vol. 1, p. 25 - 29. ISSN 1857-0437.

13. **Ciobanu O.** Aspecte constructiv-tehnologice privind elaborarea rotorului multipal al minihidrocentralei. În: Fizică și Tehnică: procese, modele, experimente. Bălți: Universitatea de Stat „Alec Russo”, 2011, Vol. 1, p. 22 - 25. ISSN 1857-0437.

14. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu O.**, Sochireanu A., Ciobanu R., Dicusară I. Elaboration of the flatable micro-hydropower station with multiblade vertical axis. Theses of CSE The 2nd Conference on Sustainable Energy. Brașov: Editura Transilvania, 2008, p. 23-28. ISBN 978-973-598-316-1.

15. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., **Ciobanu O.**, Ciobanu R. Micro-hydropower station for kinetik energy conversion of flowing water. În: Annals the University of Craiova. Craiova: Editura Universitaria, 2011. p. 77-81. ISSN 1842-4805.

16. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Trifan N., Dicusara I., **Ciobanu O.**, Ciobanu R. A microhydropower station for the conversion of flowing water kinetic energy. In:

Environmental Engineering and Management Journal. Iasi: „Gheorghe Asachi” Technical University of Iasi, 2011, p. 1033-1040, **IF 1,435**. ISSN 1582-9596.

17. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu O.** Aspects concerning the constructional and functional optimisation of the multi-blade rotor with hydrodynamic profile of the blades of the micro-power station for energy conversion. In: Acta Tehnica Napocensis of the Technical University of Cluj-Napoca. No. 50, Vol. II, 2007. p. 255 - 258. ISSN 1221-5872.

18. Bostan I., Dulgheru V., **Ciobanu O.**, Ciobanu R. Studiu privind sistemele de conversie a energiei cinetice a apei râurilor. În: Meridian Ingineresc. Chişinău: Ed. Tehnică UTM, 2003, nr. 4, p. 49 - 50. ISSN 1683-853X. (cl. C).

19. Bostan I., Bostan V., Dulgheru V., **Ciobanu O.** Cercetarea interacţiunii palei hidrodinamice a microhidrocentralei cu fluxul de apă. Tezele Seminarului Naţional de Organe de Maşini „Ioan Drăghici” SNOM 2008, Ediţia a XXVIII-a. Baia Mare, 21-23 mai 2008. p. 47 - 52.

20. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu O.** Elaborarea construcţiei rotorului multipal al minihidrocentralei. Tezele Seminarului Naţional de Organe de Maşini „Ioan Drăghici” SNOM 2006, Ediţia a XXVI-a. Ploieşti: Ed. Universităţii „Petrol-Gaze”, 13-14 iulie 2006. p. 67 - 70. ISBN 973-719-111-0.

21. Bostan I., Dulgheru V., **Ciobanu O.** Aspecte constructiv-tehnologice privind elaborarea rotorului multipal al minihidrocentralei. Tezele conf. Ştiinţifice Internaţionale „Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare” publicate în Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul LII(LVI) Fasc. 5D. Secţia Construcţiei de Maşini, Iaşi, 2006, p. 1275-1279. ISSN: 1011-285.

22. Bostan I., Dulgheru V., Ciupercă R., **Ciobanu O.** Simularea interacţiunii fluidului cu paletele organelor de lucru ale sistemelor de conversiune a energiilor regenerabile, utilizând mediul ANSYS CFX-5.7. Tezele Seminarului Naţional de Organe de Maşini ECODESIGN, Ediţia a XXV-a. Braşov: Ed. Universităţii „Transilvania”, 9-10 iunie 2005. p. 27 - 30. ISBN 973-635-520-9.

23. Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., Dicusară I., Ciupercă R., **Ciobanu O.**, Ciobanu R., Cozma T., Trifan N., Vengher D. Minihidrocentrală flotabilă cu palete cu profil hidrodinamic reglabile. Tezele conf. ştiinţifice internaţionale „Energetica Moldovei – 2005”. Chişinău, 2005. p. 604 – 608. ISBN 9975-62-145-7.

24. **Ciobanu O.** Studiul privind elaborarea organului de lucru al microhidrocentralelor. Tezele conf. Ştiinţifice Internaţionale „Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare”. Chişinău: Universitatea Tehnică a Moldovei, 2005, vol. 3. p. 119 - 122. ISBN 9975-9875-5-9.

25. Brevet de invenție. 601 Z, MD, F03B7/00; F03B13/18. Centrală hidraulică flotantă / Bostan V., (MD), **Ciobanu O.**, (MD), Dulgheru V., (MD), Sochireanu A., (MD), Gladîș V., (MD). Publ. 30.09.2013, BOPI nr. 2/2013.
26. Brevet de invenție. 4235 C1, MD, F03B3/12; F03B3/14; F03B7/00; F03B13/00; F03B13/18. Turbină hidraulică / Bostan V., **Ciobanu O.**, Dulgheru V., Sochireanu A., (MD). Publ. 30.06.2013, BOPI nr. 6/2013.
27. Brevet de invenție. 3845 F1, MD, F03B13/00; F03B7/00; F03B13/18; F03B13/22; F03B17/06. Stație hidraulică / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., **Ciobanu O.**, Ciobanu R., Dicusară I. (MD). Publ. 28.02.2009, BOPI nr. 2/2009.
28. Brevet de invenție. 3104 G2, MD, F03B7/00; F16H1/00. Stație hidraulică / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., Sochireanu A., **Ciobanu O.**, Ciobanu R., Dicusară I. (MD). Publ. 31.07.2006, BOPI nr. 7/2006.
29. Brevet de invenție. 2991 G2, MD, F03B7/00. Centrală hidroelectrică / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu O.**, Sochireanu A. (MD). Publ. 28.02.2006, BOPI nr. 2/2006.
30. Brevet de invenție. 2992 G2, MD, F03B7/00. Stație hidraulică / Bostan I., Dulgheru V., Sochireanu A., Bostan V., Ciobanu R., **Ciobanu O.** (MD). Publ. 28.02.2006, BOPI nr. 2/2006.
31. Brevet de invenție. 3846 F1, MD, F03B13/00; F03B7/00; F03B13/18; F03B13/22; F03B17/06. Stație hidraulică cu ax orizontal / Bostan I., (MD), Gheorghe A., (CH), Dulgheru V., (MD), Bostan V., (MD), Sochireanu A., (MD), **Ciobanu O.**, (MD), Ciobanu R. (MD). Publ. 28.02.2009, BOPI nr. 2/2009.
32. Brevet de invenție. 2888 G2, MD, F03B7/00. Stație hidraulică / Bostan I., Dulgheru V., Ciupercă R., **Ciobanu O.**, Ciobanu R. (MD). Publ. 31.10.2005, BOPI nr. 10/2005.
33. Brevet de invenție. 2916 G2, MD, F03B7/00. Centrală hidroelectrică flotantă / Bostan I., Dulgheru V., Cartofeanu V., Ciupercă R. **Ciobanu O.** (MD). Publ. 30.11.2005, BOPI nr. 11/2005
34. Brevet de invenție. 3543 G2, F03B13/10; F03B13/14; E02B9/08. / Instalație de conversiune a energiei valurilor (variante), Bostan I., Dulgheru V., Cozma T., Ciobanu R., **Ciobanu O.** (MD). Publ. 31.03.2008, BOPI nr. 3/2008.
35. Brevet de invenție. 2989 G2, MD, F03B13/12; F03B13/18. Stație pentru transformarea energiei valurilor în energie electrică / Bostan I., Dulgheru V., Bostan V., **Ciobanu O.**, Ciobanu R., Sochireanu A. (MD). Publ. 28.02.2006, BOPI nr. 2/2006.

ADNOTARE

la teza de doctor cu tema „**Contribuții privind cercetarea organului de lucru al microhidrocentralelor de flux**”, prezentată de către **Ciobanu Oleg** pentru obținerea titlului științific de doctor în științe tehnice la specialitatea 242.01 – „Teoria mașinilor, mecatronică”, Chișinău, 2014.

Teza cuprinde introducere, patru capitole, concluzii și recomandări, bibliografia din 178 de denumiri și 7 anexe. Volumul este de 146 de pagini, inclusiv, 116 de figuri și 12 tabele. Conținutul de bază al tezei a fost publicat în 29 lucrări științifice, din care 6 lucrări de unic autor, 6 lucrări în reviste recenzate și 11 brevete de invenție.

Cuvinte cheie: microhidrocentrală de flux, energia cinetică a apei curgătoare, pală hidrodinamică, rotor hidrodinamic, forța hidrodinamică, presiune hidrostatică, ANSYS CFX, strat limită, curgere turbulentă, simulare numerică CFD, model matematic.

Domeniul de studiu se referă la conversia energiei cinetice a apei curgătoare a râurilor în energie electrică sau mecanică, care nu solicită construcția dambelor și barajelor, în special, la utilizarea microhidrocentralelor cu rotor cu pale cu profil hidrodinamic.

Scopul lucrării constă în elaborarea rotorului hidrodinamic al microhidrocentralei de flux cu coeficient sporit al eficienței conversiei energiei cinetice a apei curgătoare și capacităților funcționale prin elaborarea unui mecanism de orientare a palelor cu profil hidrodinamic la direcția de curgere a apei.

Noutatea științifică și valoarea aplicativă a lucrării. Au fost elaborate modelul matematic al rotorului hidrodinamic, simularea numerică CFD a profilului palei, tehnologia de fabricare a palelor. În baza rezultatelor cercetărilor efectuate a fost elaborat un concept nou de rotor hidrodinamic.

Semnificația teoretică constă în elaborarea metodelor de cercetare bazate pe modele matematice de descriere a curgerii turbulente a fluidului în vecinătatea palei hidrodinamice și de simulare CFD a efectelor hidrodinamice pentru rotorul hidrodinamic al MHCF.

Metodologia cercetării științifice a lucrării constă în elaborarea conceptului rotorului hidrodinamic și a modelului matematic.

Implementarea rezultatelor cercetării. Au fost proiectate și fabricate modelele experimentale ale rotorului hidrodinamic și mecanismul de orientare a palelor la direcția de curgere a apei, care este nodul de bază a trei prototipuri industriale de MHCF. Totodată a fost realizată tehnologia de fabricare a palelor rotorului hidrodinamic care, pe viitor, va permite fabricarea în serie a MHCF cu un coeficient sporit de utilizare a energiei cinetice a apei curgătoare.

АННОТАЦИЯ

к докторской диссертации с темой «**К разработке рабочего органа поточных микро гидроцентральной**», представленной **Чобану Олег** на соискании учёной степени доктора технических наук по специальности 242.01 - «Теория машин, мехатроника», Кишинёв, 2014 год.

Диссертация состоит из введения, 4 глав, выводов, рекомендаций, литературы из 178 названий и 7 приложений. Объем диссертации 146 страниц, включая 116 рисунков и 12 таблиц. Основная часть диссертации была опубликована в 29 научных работах, включая 6 без соавторов, 6 работ в рецензированных журналах и 11 патента.

Ключевые слова: поточная микро гидроцентраль, кинетическая энергия текущей воды, гидродинамическая лопасть, гидродинамический ротор, гидродинамическая сила, гидростатическое давление, ANSYS CFX, пограничный слой, турбулентный поток, численное моделирование CFD, математическая модель.

Область исследования: относится к преобразованию кинетической энергии текущей воды рек в электрической или механической, энергии которая не требует строительства плотин и ограждений, особенно при использовании микро гидроцентральной с ротором с лопастями с гидродинамическим профилем.

Цель работы состоит в разработке гидродинамического ротора поточной микро гидроцентральной с повышенным коэффициентом эффективности преобразования кинетической энергии текущей воды и функциональных возможностей путём разработки механизма ориентирования лопастей с гидродинамическим профилем на направление потока воды.

Научная новизна и прикладная значимость работы. Впервые были разработаны математическая модель гидродинамического ротора, численное моделирование CFD профиля лопасти, технология изготовления лопастей. На основе результатов исследований был разработан новый гидродинамический ротор.

Теоретическая значимость заключается в разработке методологии исследования на основе математических моделей описания турбулентного течения жидкости в непосредственной близости от гидродинамической лопасти и CFD моделирования гидродинамических эффектов для гидродинамического ротора микро гидроцентральной.

Методология исследования заключается в создании концепции гидродинамического ротора и математической модели.

Внедрение результатов исследований. Были разработаны и изготовлены экспериментальные модели гидродинамического ротора и механизм ориентирования лопастей в направлении потока воды, который является основным узлом трех промышленных образцов микро гидроцентральной. Была также разработана технология изготовления лопастей гидродинамического ротора, которое в будущем позволит серийное производство микро гидроцентральной с повышенным коэффициентом преобразования кинетической энергии текущей воды.

ANNOTATION

Ciobanu Oleg

Doctoral thesis „**Contributions to research of the working body of micro hydropower plants**”, presented for the conferring of the scientific degree Doctor of technical sciences, speciality 242.01 – „Theory of Machines, mechatronics”: Chişinău, 2014.

The thesis comprises an introduction, four chapters, conclusions and recommendations, references with 178 titles and 7 annexes. The volume is 146 pages, including 116 figures and 12 tables. The main content of the thesis has been published in 29 scientific papers, including 6 single author papers, 6 papers in peer-reviewed journals and 11 patents.

Key words: flow micro hydropower plant, kinetic energy of flowing water, hydrodynamic blade, hydrodynamic rotor, hydrodynamic force, hydrostatic pressure, ANSYS CFX, boundary layer, turbulent flow, CFD numerical simulation, mathematical model.

The field of study refers to the conversion of kinetic energy of flowing water of rivers into electricity or mechanical, in particular, the use of micro hydropower plants with hydrodynamic blades not requiring the construction of the dam.

The purpose of this paper is the elaboration of the rotor of flow micro hydropower plant with increased efficiency of conversion of kinetic energy of flowing water and functional capacity by developing a mechanism to guide the blade with hydrodynamic profile in the direction of water flow.

Scientific novelty and value of the work. It was developed the mathematical model of the hydrodynamic rotor, CFD numerical simulation of blade profile, blade manufacturing technology. Based on the research results a new concept of hydrodynamic rotor was developed.

Theoretical significance consists in the development of research methodology for elaboration of research methods based on mathematical models for describing the turbulent fluid flow near hydrodynamic blade and CFD simulation of hydrodynamic effects of the hydrodynamic rotor of flow micro hydropower plant.

Scientific research methodology of this paper is the development of the concept of the hydrodynamic rotor and the mathematical model.

Implementation of research results. The experimental models of hydrodynamic rotor have been designed and manufactured and an orientation mechanism of the blades in the direction of water flow. At the same time the manufacturing technology of the hydrodynamic rotor blades was achieved, which will allow production of flow micro hydropower plant in series with a high coefficient of utilization of the kinetic energy of flowing water.

CIOBANU OLEG

**CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETAREA ORGANULUI DE
LUCRU AL MICROHIDROCENTRALELOR DE FLUX**

242.01 – TEORIA MAȘINILOR, MECATRONICĂ

Autoreferatul tezei de doctor în științe tehnice

Bun de tipar 12.12.2014.
Hârtie ofset. Tipar RISO.
Coli de tipar 2,0.

Formatul hârtiei 60x84 1/16.
Tirajul 50 ex.
Comanda nr. 106.

UTM, 2014, MD 2004, Chișinău, bd. Ștefan cel Mare și Sfânt, nr. 168,
EDITURA TEHNICA - UTM, MD 2045,
Chișinău, str. Studenților, nr. 9/9.

