

MODELAREA NUMERICĂ A INTERACȚIUNII DINTRE CURENTUL DE APĂ ȘI PALA MICROHIDROCENTRALEI

Autor: Oleg CIOBANU

**Conducător științific: dr. hab. prof. univ. Valeriu DULGHERU,
dr. conf. univ. Viorel BOSTAN.**

Universitatea Tehnică a Moldovei

Rezumat: Microhidrocentrala reprezintă un sistem tehnic complex care include componente constructive cu funcții distincte: rotor-turbină cu pale care, interacționând cu fluxul de apă, preia o parte din energia cinetică a acesteia; transmisii mecanice pentru transformarea energiei convertite; pompe și generatoare producătoare de energie utilă etc. De performanțele fiecărei componente în parte depinde eficiența conversiei asigurată de microhidrocentrală. Scopul principal al acestei lucrări este modelarea numerică a interacțiunii dintre curentul de apă și pala microhidrocentralei, pentru sporirea eficienței conversiei, determinată de forțele hidrodinamice aplicate palei care, depinde de respectarea formei geometrice de proiect a acesteia atât pe lungimea cordului, cât și pe înălțimea palei. De aceea, este necesar de a aprecia valorile deplasărilor pe lungimea cordului și pe înălțimea palei în zonele solicitate maxim de presiunea hidrostatică și forțele hidrodinamice.

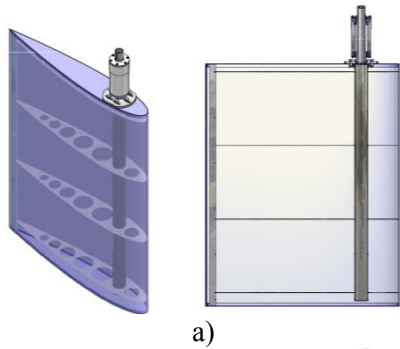
Cuvinte cheie: modelare numerică, pală hidrodinamică, presiune hidrostatică, forță hidrodinamică.

1. Introducere

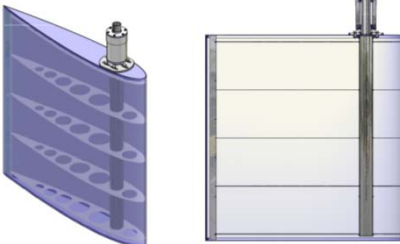
Un aspect foarte important pentru optimizarea funcțională a microhidrocentralelor este alegerea profilului hidrodinamic optim al palelor, care permite majorarea coeficientului de conversie (coeficientul Betz) datorită forțelor hidrodinamice de portanță. Majorarea gradului de conversie este, de asemenea, atinsă prin asigurarea poziției optime a palei față de curentii de apă în diferite faze de rotire a rotorului, fiind utilizat un mecanism de orientare a palelor. Astfel, practic toate palele (chiar și cele care se mișcă împotriva curentilor de apă) participă simultan la generarea momentului de torsiune sumară. Palele, care se mișcă în direcția curentilor de apă, folosesc atât forțele hidrodinamice, cât și presiunea apei exercitată pe suprafețele palelor pentru generarea momentului de torsiune. Palele, care se mișcă împotriva curentilor de apă, folosesc doar forțele hidrodinamice de portanță pentru generarea momentului de torsiune. Datorită faptului că viteza relativă a palelor față de curentii de apă la mișcarea lor împotriva curentilor de apă este practic de două ori mai mare, forța hidrodinamică portantă este relativ mare, iar momentul de torsiune generat este comensurabil cu cel generat de presiunea apei. Acest efect se află la baza tuturor soluțiilor tehnice brevetate.

2. Modelarea numerică a interacțiunii dintre curentul de apă și pale hidrodinamice

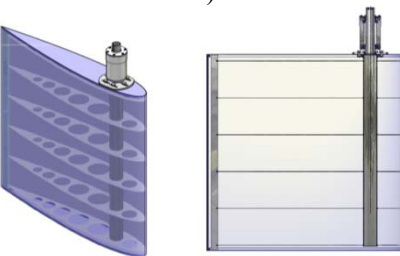
Utilizând programul de calcul cu elemente finite ANSYS 8.0 au fost studiate starea de deformație și de tensiune a învelișului palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 submersată în curentul de apă și aflată sub acțiunea forțelor hidrodinamice și a presiunii hidrostatice [2]. În calcul au fost luate presiunea hidrostatică și forța hidrodinamică rezultantă (corespunzătoare vitezei de curgere $V_{\infty} = 2 \text{ m/s}$). Astfel valoarea maximă a forțelor care acționează asupra palei este de 11 kN. Învelișul palei hidrodinamice este fabricat din aliaj de aluminiu H37 cu modulul lui Young $E = 1.97 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ și coeficientul lui Poisson $\nu = 0.27$. Interiorul palei se consideră cav. Învelișul lateral se propune cu grosimi de $S = 1 \text{ mm}$ și 1.5 mm . Au fost examinate trei variante a structurii de rezistență a palei: cu 3, 4 și 5 rigidizări transversale (fig. 1, a, b, c). Discretizarea adaptivă în elemente finite s-a efectuat prin intermediul elementelor de tip shell63. Discretizarea cu 18248 elemente și 18683 noduri este prezentată în fig. 2,a, iar în fig. 2,b sunt prezentate forțele aplicate asupra palei discretizate. În fig. 3 –5 se prezintă starea de deformație a palei. În rezultatul analizei numerice a stării de deformație (fig. 4, 5 și 6) a învelișului palelor cu grosimea de 1 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 mm. Aceste deplasări locale ale profilului pot influența negativ regimul de curgere a fluidului în zona imediat adiacentă profilului



a)



b)

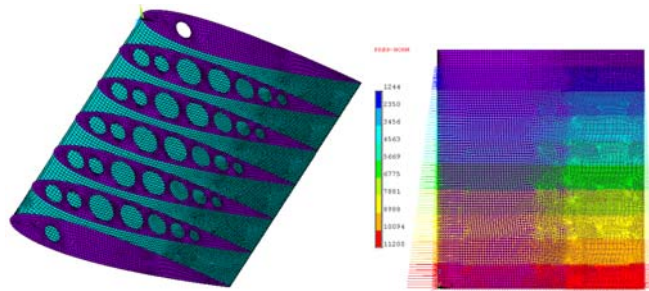


c)

Fig. 1. Structura de rezistență a palei cu: 3 (a), 4(b) și 5(c) rigidizări transversale.

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 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 mm. Palele cu grosimea învelișului de 1,5 mm și 5 rigidizări transversale asigură o deformație maximă de 1,3 mm, acceptabilă din punctul de vedere al minimizării impactului negativ asupra eficienței conversiei energiei cinetice a fluxului de apă în energie utilă. Din acest motiv, în continuare va fi examinată doar structura de rezistență cu 5 rigidizări transversale și înveliș cu grosimea de 1,5 mm fabricat din aliaj de aluminiu H37.

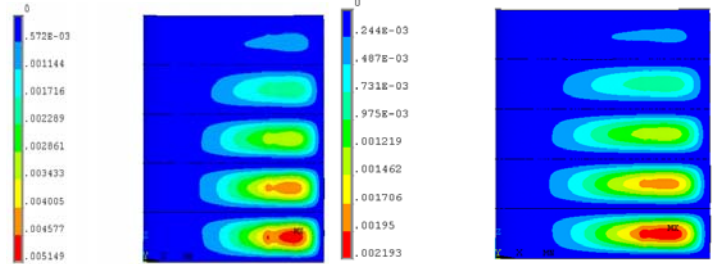
Mărirea numărului de rigidizări transversale sau a grosimii tablei pentru înveliș conduc la sporirea costului și greutatei palelor. Eficiența conversiei, determinată de forțele hidrodinamice aplicate palei, depinde de respectarea formei geometrice de proiect a acestora atât pe lungimea cordului, cât și pe înălțimea palei. De aceea, este necesar de a aprecia valorile deplasărilor pe lungimea cordului și pe înălțimea palei în zonele solicitate maxim de presiunea hidrostatică și forțele hidrodinamice. În fig. 6,a sunt prezentate deplasările învelișului (mm) pe lungimea cordului în secțiunea A, plasată la mijlocul depărtării între două rigidizări transversale. Conform fig.6,a, deplasările maxime sunt localizate la cota de 235 mm și constituie 1,3 mm. Plasarea câmpului deplasărilor corespunde cu porțiunea învelișului cu raza de curbura maximă a profilului în



a)

b)

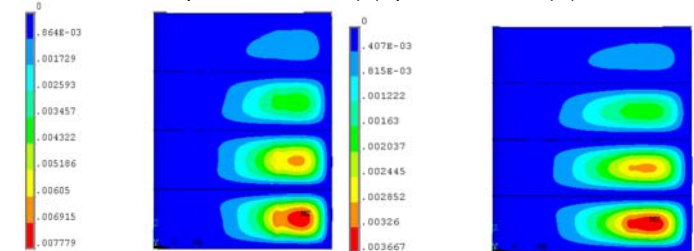
Fig. 2. Discretizarea învelișului palei în elemente finite (a) și forțele aplicate (N) (b).



a)

b)

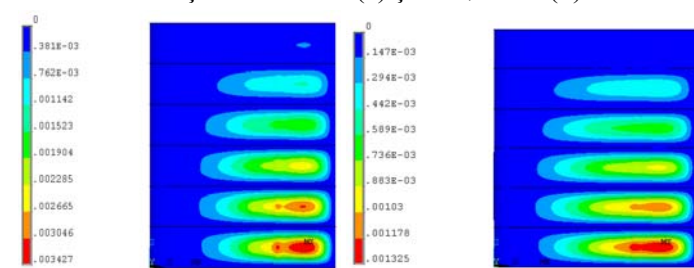
Fig. 4. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 4 rigidizări transversale și grosimea învelișului $S=1$ mm (a) și $S=1,5$ mm (b)...



a)

b)

Fig. 3. Deplasările în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 (mm) cu 3 rigidizări transversale cu grosimea învelișului $S=1$ mm (a) și $S=1,5$ mm (b)...



a)

b)

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

secțiunea A. Zona cu deplasări mai mari de 1 mm este extinsă între cotele de 130 și 530 mm, fapt ce conduce la modificarea locală a unghiului de atac cu $\pm 0,29^\circ$ – admisibilă din punct de vedere hidrodinamic. În fig. 6,b sunt prezentate deplasările în secțiunea B (plasată la cota de 235 mm de la bordul de fugă al palei), în dependență de cotele pe înălțimea palei (0–250 mm) cuprinse între ultimele plăci transversale. Deplasările mai mari de 1 mm sunt în intervalul cotelor de înălțime $78 \div 172$ mm.

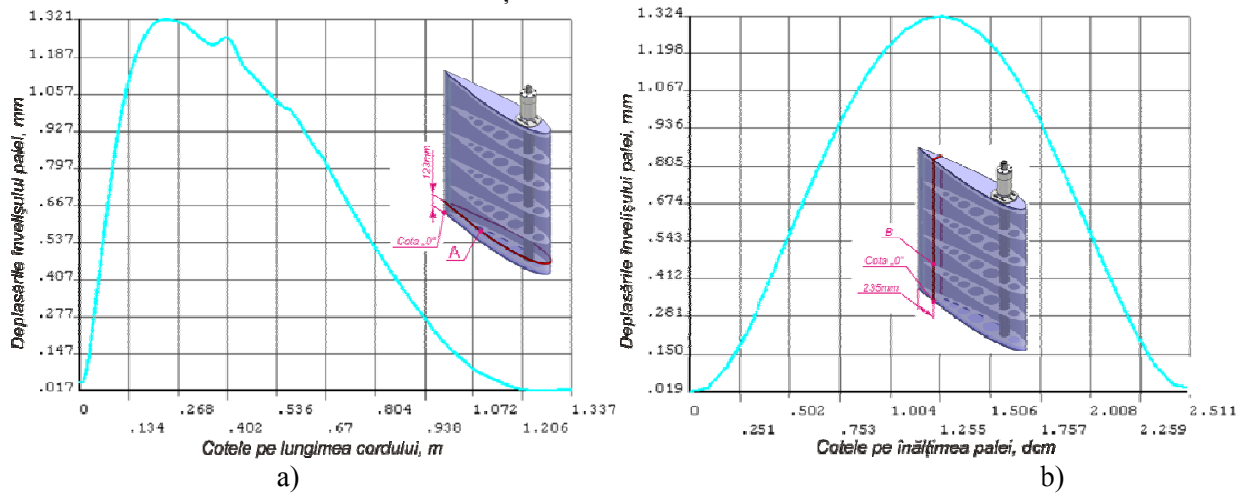


Fig. 6. Deplasările în învelișul (mm) pe lungimea cordului în secțiunea A (a) și în secțiunea B (b).

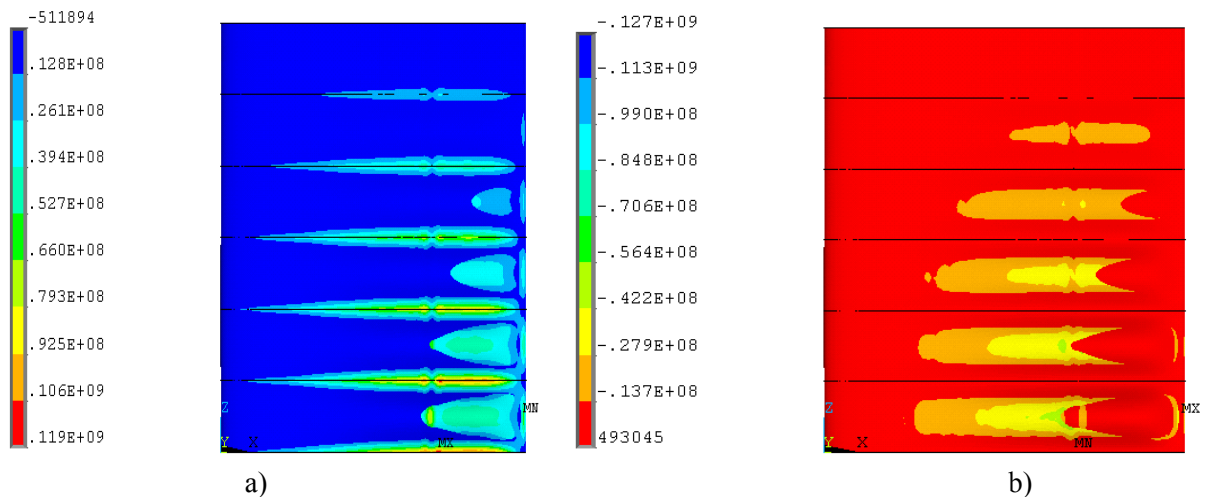


Fig. 7. Tensiunile principale (N/m^2) σ_1 (a) și σ_3 (b) în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 cu 5 rigidizări transversale cu grosimea învelișului $S=1,5$ mm.

În scopul aprecierii stării de tensiune în învelișul palei cu profil hidrodinamic NACA 0016 și grosimea de 1,5 mm (fig. 7,a,b) se consideră tensiunile principale σ_1, σ_2 și σ_3 , care sunt valorile proprii ale tensorului tensiune aranjate în ordine descrescătoare. În fig. 7 sunt prezentate tensiunile principale σ_1 (a) și σ_3 (b). De asemenea, se consideră intensitatea tensiunii, calculată prin relația:

$$\sigma_I = \frac{I}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]^{1/2}$$

și deformația Von Mises, dată de relația:

$$\varepsilon_e = \frac{I}{I + \nu} \left(\frac{I}{2} \left((\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 \right) \right)^{1/2},$$

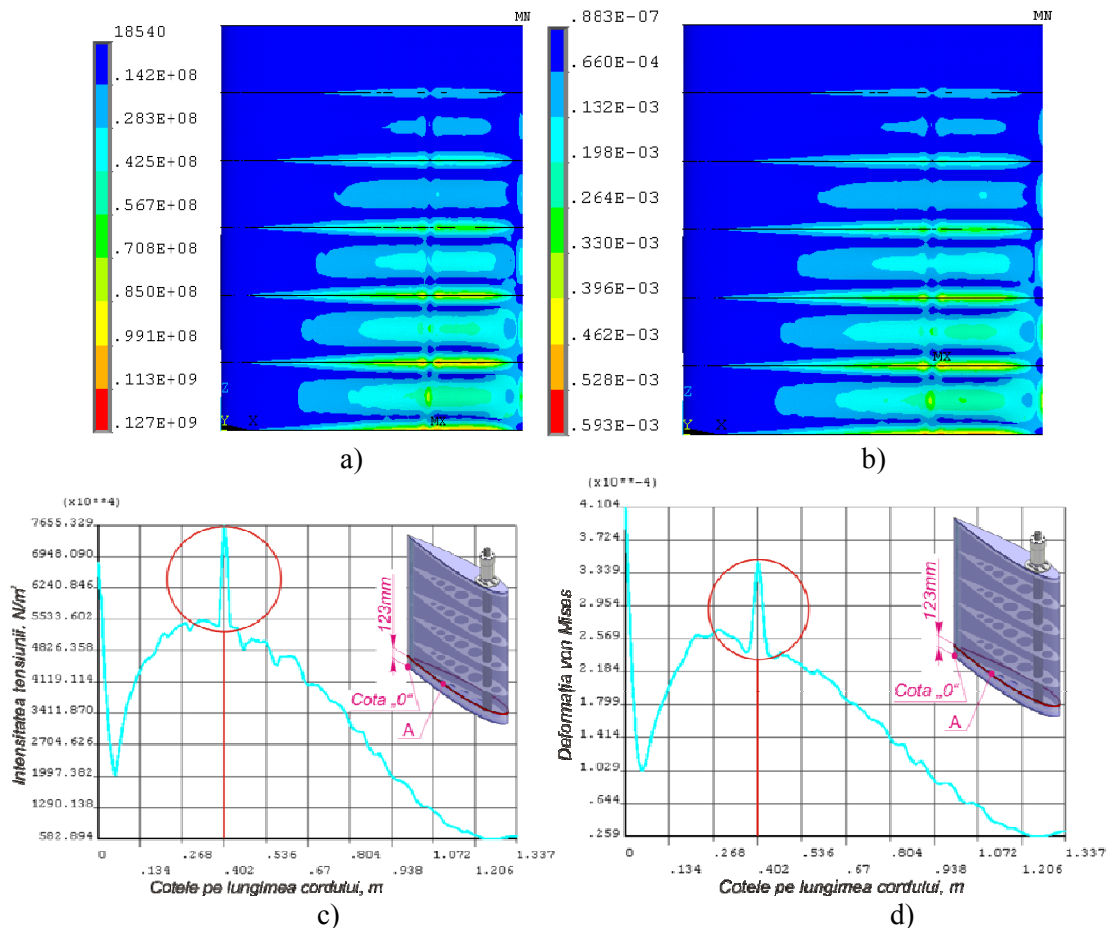


Fig. 8. Intensitatea tensiunii (N/m^2) σ_I (a,c) și deformația Von Mises ε_e (b,d) în învelișul palei în

unde ν este coeficientul Poisson, iar $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ și ε_3 sunt valorile principale ale tensorului de deformație. În fig. 8,a sunt prezentate intensitatea tensiunii σ_I (N/m^2), iar în fig. 8,b – deformația Von Mises ale învelișului palei în secțiunea A, solicitată maxim de forțele de presiune hidrostatică și hidrodinamică. Deoarece solicitarea palei cu forțele hidrodinamice este cu mult mai mică decât sarcina provocată de presiunea hidrostatică, în calcul s-a admis convențional restricția că presiunea efectului hidrodinamic este distribuită uniform pe suprafața palei considerată cu valoarea sa maximă. Din analiza varierii intensității tensiunii σ_I și deformației Von Mises pe lungimea cordului, se atestă o concentrare a intensității de tensiuni și, implicit, de deformații Von Mises în zona cu cota 402 mm pe lungimea cordului. Cota respectivă este localizată la hotarul de trecere a profilului NACA 0016 de la zona cu raza de curbură mică (cotele 1337 – 402 mm) la zona cu raza de curbură mai mare (cotele 402 – 0 mm).

De acest comportament al intensității tensiunilor și deformației Von Mises trebuie de ținut cont pentru învelișurile din material compozit, dând grosime variabilă învelișului palei în zona adiacentă cotei 402 mm pe lungimea cordului.

Bibliografie:

1. Bostan I., Dulgheru V., Sobor I., Bostan V., Sochirean A. *Sisteme de conversie a energiilor regenerabile*. Univ.Tehn. a Moldovei.- Ch.: Ed. „Tehnica-Info” SRL, (Tipografia BONS Offices). 2007.- 592 p. ISBN 978-9975-63-076-4.
2. Bostan I., Bostan V., Dulgheru V. Numerical Modelling and Simulation of the Fluid Flow Action on Rotor Blades of the Micro-Hydropower Station. *Ovidius University Annual Scientific Journal. Mechanical Engineering Series, Volume VIII, Nr. 1, 19-21 May 2006*, Ovidius University Press, Constanța, 2006. ISSN 1223-7221, p.70-78.