A XV-a Conferință internațională – multidisciplinară
„Profesorul Dorin Pavel – fondatorul hidroenergeticii românești”
SEBEȘ, 2015

ANALIZA EFECTULUI ROTIRII ÎN JURUL UNEI AXE A PALETELOR ROTORICE ALE TURBINELOR RAPIDE DE TIP FRANCIS ÎN VEDEREA MĂRIRII PERFORMANŢELOR ENERGO-CAVITAŢIONALE ALE ACESTORA

Adelina BOSTAN, Corina BUŞEA, Florin PERIŞ-BENDU, Ioan HOŢA

STUDY OF THE EFFECT OF THE FAST FRANCIS TURBINE BLADES' SPIN AROUND AN AXIS, FOLLOWING CFD ANALYSIS OF FLOW AND RESULTS OF MEASUREMENTS IN THE LAB

The present paper propose an analysis of the rotation around an axis effect of the runner blades that compound the fast Francis turbines in order to increase their energo-cavitational performances. First step was done after the analysis of the runner which resulted from the calculations and hydro-dynamic design. This analysis was performed both theoretically using the finite element software package called CFX Blade Gen, and through experiment within the Test Laboratory for Hydraulic Turbines from Hydro-Engineering. Second step of the research consisted in rotating the blade around the axis with a certain angle in order to increase the absorbed flow, holding the rim and the ring from the initial blade. Rotating was performed in different angles by making the finite element analysis for all the rotating angles. In order to improve the cavitational component it was proposed and realized an extension of the blade with an appropriate covering degree, without any visible effect over the energetic features, these being maintained within the permitted error range that admitted by the IEC 60193 code.

Keywords: blade, runner, Francis
Cuvinte cheie: paleta, rotor, Francis

1. Introducere

Deşi cu o experienţă de peste 40 de ani în domeniul cercetării pe modele a maşinilor hidraulice, nu există date statistice suficiente în domeniul turaţiilor specifice $n_s > 300\,\text{rpm}$ care să permită alegerea corectă a parametrilor pentru calculul hidrodinamic al modelelor de turbine hidraulice de tip Francis.

Lucrarea a analizat situaţia extinderii domeniului turaţiilor specifice la valori mai mari de $300\,\text{rpm}$, dar la turaţii dublu unitare n_{11} cerute în punctul de calcul sub valoarea statistică cunoscută, ţinând cont de valoarea debitului dublu unitar Q_{11}.

2. Rezultate experimentale

Primele experimentări efectuate în ştandul propriu pe un model cu turaţia specifică $n_s = 320\,\text{rpm}$ au arătat o deficienţă de debit dublu unitar Q_{11} cu circa 20 % mai mic decât cel preconizat, pentru turaţia dublu unitară optimă cerută $n_{11opt} = 80,66$ rpm, fapt prezentat în figura 2.1.

Aplicaţia specializată de analiză nu a permis modificarea gabaritului rotorului nici în direcţie radială, nici în direcţie axială decât într-o foarte mică măsură de 1–2 %. Practic orice modificare posibilă s-a rezumat doar la modificarea paletelor rotorice.

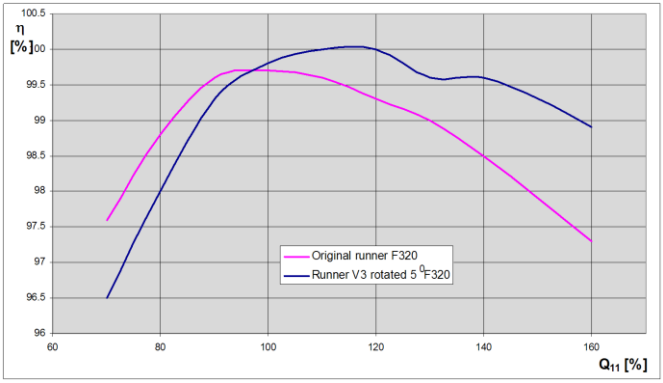

Fig. 2.1 Curbe de randament pentru $n_{11opt} = 80,66$ rpm

Rezultate promiţătoare s-au obţinut prin recalcularea paletelor în sensul măririi deschiderilor „a_o” interpaletaj în zona muchiei de ieşire,

însă rezultatele obţinute erau insuficiente [4]. Ulterior, s-a ajuns la concluzia că s-a greşit prin nemodificarea conturului şi a poziţiei muchiei de ieşire a paletelor, modificări care ar fi fost motivate din punct de vedere al ecuaţiei fundamentală a turbinelor hidraulice.

$$H_t = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \qquad (2.1)$$

Componenta potenţială în vitezele tangenţiale: $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$ ar fi crescut prin micşorarea vitezei u_2 aplicând diametre mai mici la secţiunea de ieşire din rotor, deci micşorând implicit forţele centrifugale care se opun creşterii debitului [3]. În plus, nu există o restricţie referitoare la modificările în această direcţie. În final, s-a adoptat soluţia de la turbinele hidraulice axiale, mai precis de la rotoarele tip Deriaz, cu reglajul debitului prin rotirea paletelor spre deschidere în vederea creşterii debitului Q_{11}, în condiţiile păstrării performanţelor energetice, aşa cum era de dorit (figura 2.2) [4].

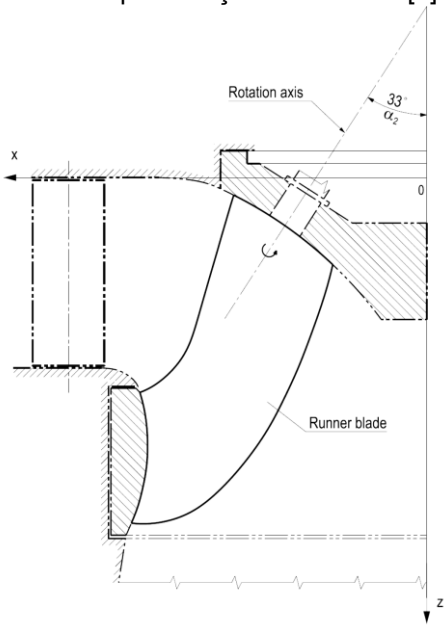

Fig. 2. 2
Axa de rotire a paletelor rotorice

Justificarea operaţiei de rotire a paletelor este dată de relaţiile care urmează în continuare.

2.1 Dublu reglaj

$$Q = \frac{\dfrac{\eta_h \cdot g \cdot H}{\omega} + r_2^2 \cdot \omega}{\dfrac{ctg\alpha_{ae}}{2\pi b_0} + \dfrac{r_2}{S_2} ctg\beta_2} \; [1] \qquad (2.2)$$

unde: Q – debitul turbinat în [m^3/s];

g – acceleraţia gravitaţională [9,81 m/s^2];

H – căderea netă a turbinei în [m];

ω – viteza unghiulară a rotaţiei în [rad/s];

α_{ae} – unghiul cu care părăseşte curentul de apă aparatul director;

b_0 – înălţimea aparatului director în [m];

r_2 – raza pe care se află punctul considerat de pe muchia de ieşire;

S_2 – suprafaţa corespunzătoare razei r_2 în imediata apropiere de rotor;

β_2 – unghiul paletei în punctul corespunzător razei r_2;

η – randamentul hidraulic.

Relaţia (2.2) scrisă pentru H = D_1 = 1,0 m şi după înlocuirea valorilor cunoscute, devine:

$$Q_{11} = \frac{0{,}1 \cdot \bar{r}_2^{\,2} \cdot n_{11} + 93{,}68 \cdot \dfrac{\eta_h}{n_{11}}}{\dfrac{ctg\alpha_{ae}}{2\pi \bar{b}_0} + \dfrac{\bar{r}_2}{\bar{S}_2} ctg\beta_2} \qquad (2.3)$$

unde: $\bar{r}_2 = \dfrac{r_2}{D_1}$; $\bar{b}_0 = \dfrac{b_0}{D_1}$; $\bar{S}_2 = \dfrac{S_2}{D_1^2}$ [1], [3].

Din relaţiile (2.2) respectiv (2.3) rezultă esenţa reglajului de debit şi anume cu aparat director (α_{ae}) şi cu rotor (β_2).

2.2 Simplu reglaj - din rotor

La un regim de funcţionare cu H (n_{11}) = const., a_o (α_{ae}) = const., relaţia (2.3) capătă forma următoare:

$$Q_{11} = \frac{A}{B + C \cdot ctg\beta_2} \qquad (2.4)$$

din care rezultă clar că, prin mărirea unghiului β_2 (rotirea paletelor spre deschidere), numitorul se micşorează, respectiv creşte debitul Q_{11}, ceea ce era de dorit [1], [3].

Trebuie remarcat de la început, că investigaţiile au fost efectuate cu ajutorul calculatorului electronic dotat cu aplicaţii specializate.

3. Influenţa rotirii paletelor asupra elementelor geometrice

De la început trebuie remarcat, că rotirea paletelor rotorice s-a făcut din necesitatea rezolvării unei deficienţe apărută cu ocazia încercării modelului.

Diagrama din figura 3.1 arată variaţia deschiderii paletelor rotorice de-a lungul muchiei de ieşire înainte de rotire şi respectiv după rotire, vezi figura 3.2.

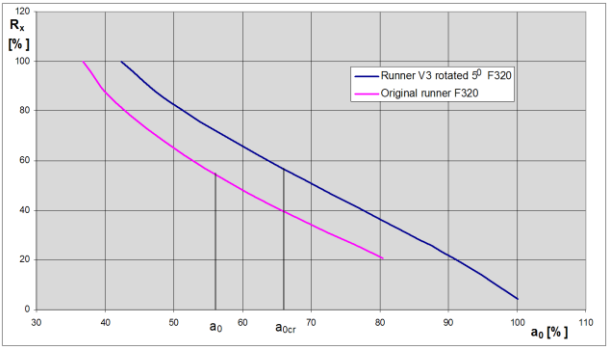

Fig.3.1 Variaţia deschiderii paletelor rotorice de-a lungul muchiei de ieşire

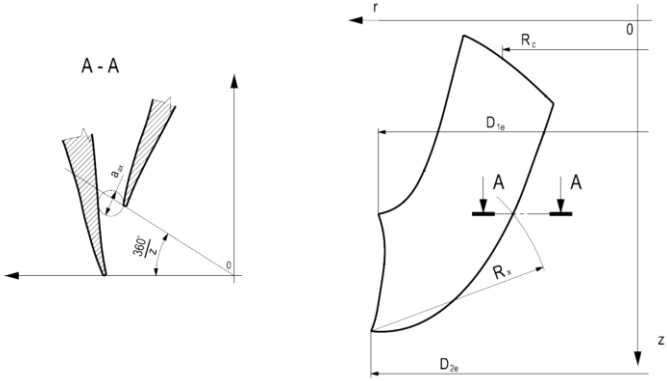

Fig. 3.2

Deschiderea dintre paletele rotorice

Prin rotirea paletelor cu +5° spre deschidere s-a constatat o mărire medie a deschiderii cu circa 10 %. Mărirea este mai mică (6 %) în apropierea coroanei: circa 11,5 % la R_x = 45 %, circa 9,5 % la R_x = 20 %.

Figura 3.3 prezintă influenţa rotirii paletelor rotorice asupra diametrelor de la intrare (D), respectiv de la ieşire (d) într-o secţiune aflată la cota Z.

Se poate constata o mică mărire a diametrului de la intrare, respectiv o micşorare mai pronunţată la ieşire [4].

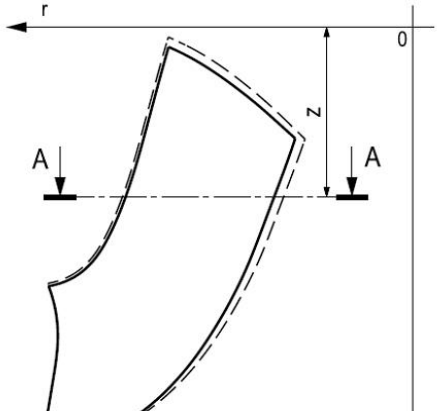

Fig. 3.3 Influenţa rotirii paletelor asupra diametrelor de la intrarea, respectiv ieşirea rotorului

Figura 3.4 prezintă influenţa rotirii paletelor rotorice asupra unghiurilor paletelor de la intrare (α), respectiv de la ieşire (β) din rotor într-o secţiune aflată la cota Z.

În ambele cazuri, rotirea a avut ca efect mărirea acestora, în mai mică măsură la intrare şi în mai mare măsură la ieşire ($\Delta\beta$).

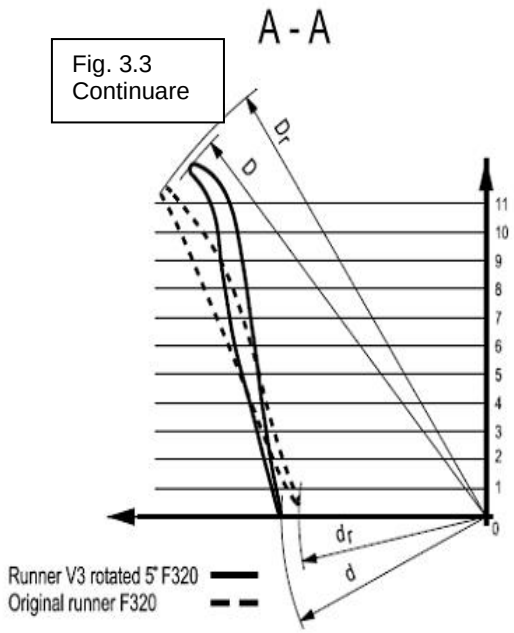

Fig. 3.4 Influenţa rotirii paletelor asupra unghiurilor de la intrare (α), respectiv de la ieşire (β) ale paletelor

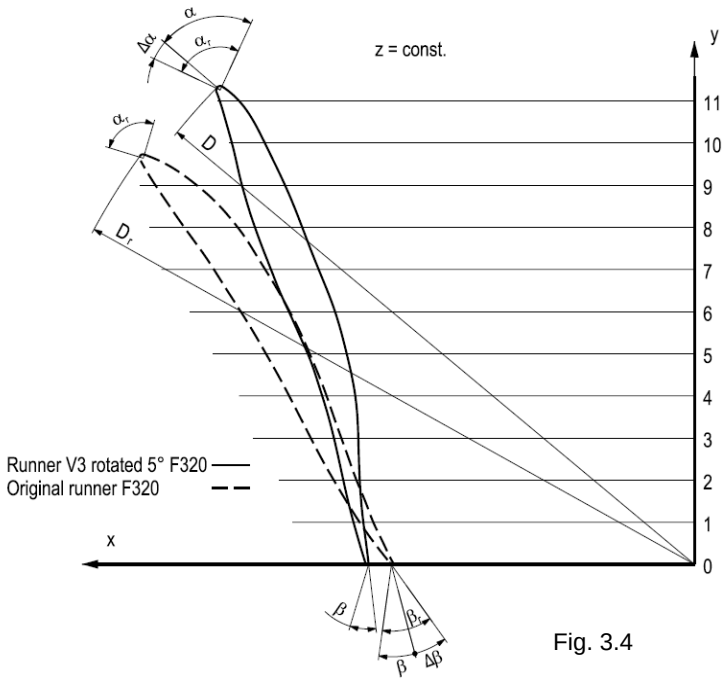

Fig. 3.4

4. Încercarea modelului în stand

În cazul modelului analizat, rotirea paletelor rotorice spre deschidere cu +5º a condus la mărirea debitului dublu unitar Q_{11} în punctul optim cu circa 20 %, figura 4.1, fiind în concordanţă cu teoria hidrodinamică a rotoarelor turbinelor hidraulice de tip Francis [2].

Din figura 4.1 se observă că varianta iniţială (originală), nu a satisfăcut cerinţele unui model cu turaţia specifică cerută din punct de vedere teoretic şi practic. În consecinţă, pentru satisfacerea cerinţelor s-au proiectat mai multe variante care au fost analizate teoretic utilizând pachetul de programe cu element finit CFX Blade Gen, din care varianta V3 a fost reţinută.

Pentru turaţia dublu unitară optimă $n_{11opt} = 80,66$ rpm, paleta variantei V3 s-a rotit cu +5º spre deschidere în jurul axei din figura 2.2, urmat de o analiză hidrodinamică utilizând pachetul de programe CFX Blade Gen, această variantă având rezultatele teoretice cele mai bune. Pe baza analizei, s-a luat decizia executării acestei variante de rotor şi testarea în Ştandul de Încercări pe Modele de Turbine Hidraulice al HYE.

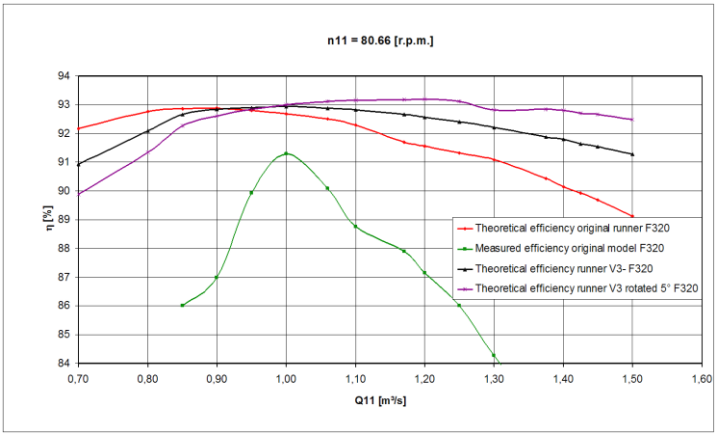

Fig. 4.1 Randamente F320 original, V3 şi V3 rotit +5°

În figura 4.2 sunt prezintate rezultatele analizei CFX Blade Gen a variantei V3 pentru turaţia dublu unitară optimă $n_{11opt} = 80,66$ rpm, iar pentru varianta V3 rotită cu +5° spre deschidere, pentru mai multe turaţii dublu unitare în jurul valorii lui n_{11opt}.

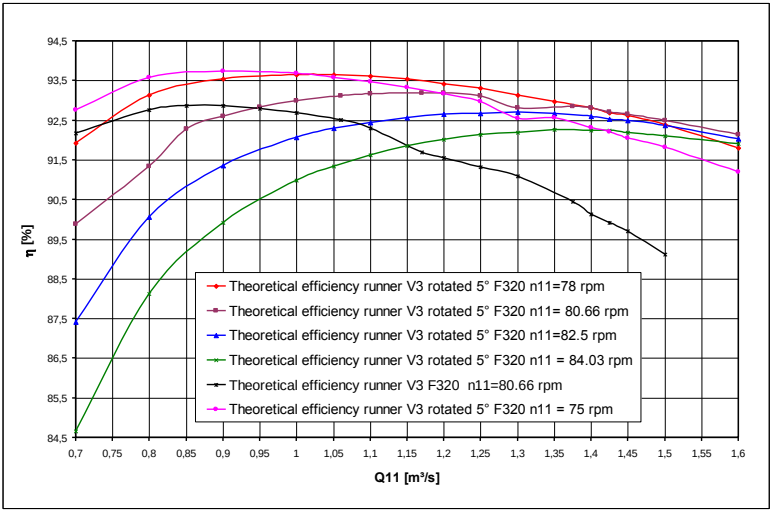

Fig. 4.2 Variaţie randamente F320 V3 şi V3 rotit +5°

Pentru a compara performanţele teoretice ale noii variante de rotor, s-a trasat caracteristica energetică prezentată în figura 4.3, peste care s-a suprapus caracteristica energetică măsurată.

Testele cavitaţionale nu au corespuns aşteptărilor, valorile coeficienţilor de cavitaţie fiind peste valorile calculate pentru o turbină Francis cu turaţia specifică de $n_s = 320\ \text{rpm}$.

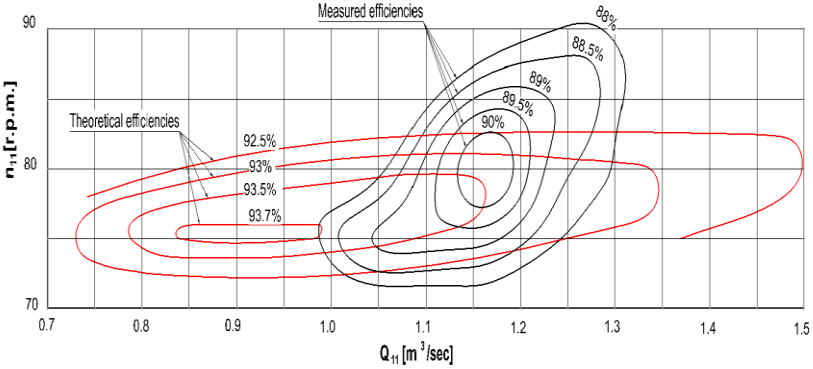

Fig. 4.3 Caracteristica energetică teoretică şi experimentală F320 V3 rotit +5°

5. Concluzii

■ Din lucrare se constată că rotirea palelelor rotorice are o mare influenţa asupra performanţelor energo-cavitaţionale ale modelelor de turbine hidraulice de tip Francis, cu turaţii specifice $n_s > 300\ \text{rpm}$.

■ Astfel, pentru modelul analizat s-a demostrat că prin rotirea paletelor rotorice spre deschidere cu +5° a rezultat şi o creştere a debitului dublu unitar Q_{11} cu aproximativ 20 %, păstrând forma coroanei şi inelului de la paleta iniţială.

■ La aplicarea metodei, pentru obţinerea performanţelor energetice se necesită o atenţie sporită referitor la performanţele cavitaţionale.

■ Pentru îmbunătăţirea componentei cavitaţionale s-a propus şi realizat o extindere a paletei cu un grad de acoperire corespunzător, fără efecte vizibile asupra caracteristicilor energetice, acestea păstrându-se în banda de eroare admisă de codul IEC 60193.

Mulţumiri: Rezultatele prezentate în acest articol au fost obţinute cu sprijinul Ministerului Fondurilor Europene prin Programul Operaţional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/159/1.5/S/132395.

BIBLIOGRAFIE

[1] Anton, I., *Turbine hidraulice*, Editura Falca, Timişoara, 1979.
[2] Popa, O., *Mecanica fluidelor şi măsuri hidraulice*, Vol. I, Institutul Politehnic Timişoara, 1976.
[3] Voia, I., *Calculul hidrodinamic al turbinelor hidraulice cu reacţiune*, Curs litografiat, Reşiţa, 1984.
[4] Zsembinszki, Şt., *Metodă analitică de proiectare hidrodinamică rotoare de turbine Francis*, Sinteză bibliografică, Reşiţa, 1982.

Ing. Adelina BOSTAN
e-mail: abostan@hye.ro

Ing. Corina BUŞEA
e-mail: cbusea@hye.ro

Ing. Florin PERIŞ-BENDU
e-mail: fbendu@hye.ro

Ing. Ioan HOŢA
e-mail: ihota@hye.ro

S.C. HYDRO-ENGINEERING Reşiţa