



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

## **CONSIDERAȚII PRIVIND CERCETĂRILE EXPERIMENTALE REALIZATE PE UN MODEL DE VANĂ FLUTURE**

Florin PERIȘ-BENDU, Adelina BOSTAN, Dorian NEDELUCU

### **CONSIDERATIONS REGARDING THE EXPERIMENTAL RESEARCH PERFORM BY AN BUTTERFLY VALVE MODEL**

The paper presents experimental research performed on a model of butterfly valve in the test stand of the testing laboratory to determine the functional parameters of a prototype butterfly valves ND 4900 mm who operating at a pressure NP17 bar. The valve model is designed and executed based on design and the size butterfly valve prototype applying Froude similarity criterion. It is presented the test stand and the experimental research results obtained regarding to determining the hydraulic resistance coefficient and consequently the flow coefficient and the determination of forces and moment coefficients, the coefficient of cavitation and vibration level.

Keywords: Experimental research, butterfly valve model, testing stand, coefficients

Cuvinte cheie: cercetări experimentale, model de vană fluture, stand de încercări, coeficienți

#### **1. Introducere**

În fața proiectanților și constructorilor se ridică o multitudine de cerințe privind mașinile hidraulice, dintre care amintim: realizarea randamentului și puterii la parametrii impuși; limitarea zgomotului și

vibrațiilor, cerințe legate de protecția mediului și a personalului; realizarea fiabilității prognozate [3].

Îmbinându-se perfect cu complexitatea instalațiilor și echipamentelor ce intră în componența unei amenajări hidroenergetice, vanele se disting ca și echipamente hidromecanice cu un aspect concepțional și dimensional foarte variat.

Vanele fluture utilizate în amenajările hidroenergetice sunt organe de siguranță care asigură închiderea etanșă a accesului apei spre echipamentele din aval, în condiții normale de funcționare și în condiții de avarie, la presiune maximă și debit maxim [1].

Având în vedere faptul că vanele fluture sunt elemente de izolare care sunt montate pe un circuit hidraulic și constituie rezistențe locale, vanele fluture trebuie proiectate în soluții constructive care să prezinte o construcție robustă și să asigure pierderi minime de presiune și debit [2].

În lanțul de realizare al unui produs performant cercetările experimentale au condus la progrese deosebite în domeniul hidrodinamicii, reflectate în randamente înalte de conversie a energiei mecanice [3].

Încercările de laborator sau industriale sunt etape obligatorii în determinarea caracteristicilor echipamentelor hidroenergetice fiind procedee sigure și necesare pentru perfecționarea hidrodinamică a modelului sau a produsului la scara reală. Având în vedere că aceste echipamente pot fi de mari dimensiuni și au cost ridicat, încercarea pe modele reduse similare geometric și hidrodinamic asigură parametrii necesari de funcționare și permite evitarea unor eșecuri financiare [3].

Cercetarea experimentală se realizează prin încercări practice aplicate unui model la scară mai mică. Aceste încercări sunt efectuate în laboratoare specializate prevăzute cu un stand de încercări modele turbine hidraulice pe care se pot realiza măsurători energetice, ambalare, cavitaționale și de garanție [2].

Vana fluture prezentată în această lucrare este montată într-o centrală hidroelectrică de mare putere echipată cu trei hidroagregate identice, la intrarea în camera spirală a turbinei hidraulice, având rolul de a închide etanș accesul apei în turbină la oprirea hidroagregatului. Acționarea vanei fluture se face automat și este inclusă în procesul automat de pornire și oprire a hidroagregatului, controlat din camera de comandă a centralei; ea poate fi acționată și de la un panou de comandă local, manual sau automat [1].

Modelul vanei fluture pe care se realizează cercetarea experimentală (figura 1) a fost conceput aplicând criteriul de similitudine

Froude, pornind de la geometria și dimensiunile de gabarit ale vanei industriale (prototip) și este caracterizat prin următorii parametrii geometrici principali:

- Diametru nominal corp vană,  $D_1 = 196 \text{ mm}$ ;
- Diametru disc vană,  $D_2 = 186 \text{ mm}$ ;
- Unghi de obturare maximă,  $\alpha = 90^\circ$  [1].



Fig.1 Model vană fluture

## 2. Prezentarea standului pentru încercări experimentale

Standul de încercări este conceput și dotat cu aparatura necesară pentru efectuarea de încercări energetice și cavitaționale pe modele de turbină oferind în același timp și posibilitatea realizării de încercări experimentale pe modele de vane printr-un circuit paralel racordat între rezervorul amonte și conducta de aspirație aval.

Circuitul hidraulic constituie partea principală a standului fiind astfel conceput și construit încât să permită încercarea în condiții optime a modelelor. Circuitul hidraulic este format din următoarele grupe constructive și funcționale: stația de pompare, reabsorbitorul, coloana de refulare, rezervor amonte, rezervor aval, coloana de aspirație, rezervor tampon, circuitul hidraulic pentru vane.

Circuitul hidraulic pentru modele de vane pornește din rezervorul amonte și prin intermediul unor tronsoane de conducte cu diametrul nominal  $D_n = 200 \text{ mm}$  face legătura cu coloana de aspirație. Circuitul include și un tub Venturi  $D_n = 200 \text{ mm}$  și o vană cu sarter amplasată înainte de coloana de aspirație și care este prevăzută pentru reglarea debitului.

În figura 2 este prezentată schema standului de încercări pentru modele de vană.

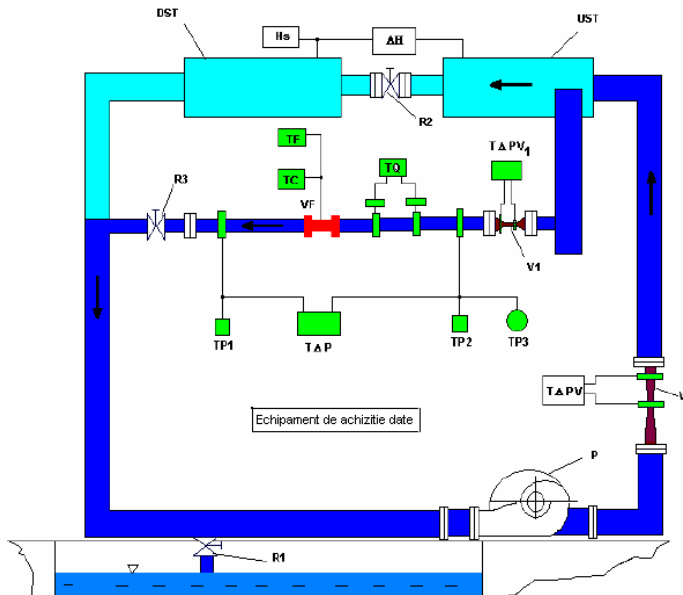


Fig. 2 Schema standului de încercări pentru modele de vană

Simbolurile cuprinse în schemă au următoarele semnificații:

- P – pompă cu regulator de turație analogic
- R1 – robinet de umplere ștand
- R2 – vană by-pass
- R3 – vană de reglaj debit
- TP1, TP2, TP3 – traductoare de presiune
- TΔP – traductor diferențial de presiune
- TΔPV1 – traductor diferențial Venturi de pe circuitul hidraulic al vanei
- TΔPV – traductor diferențial Venturi
- TF – traductor de forță
- TC – traductor de cuplu
- TQ – traductor de debit
- UST – rezervor amonte
- DST – rezervor aval
- ΔH – presiune diferențială rezervor
- Hs – presiune rezervor aval
- V – tub Venturi

Toți parametrii mășurați sunt achiziționați în timp real de un echipament digital ce permite memorarea variației acestora pentru un timp fixat de operator. Fișierele cu date se prelucrează după încheierea probelor cu ajutorul aplicației Excel. Pentru măsurarea parametrilor hidraulici și mecanici necesari pentru determinarea performanțelor vanei, se utilizează următoarele echipamente:

- Traductoare de presiune simple și diferențiale, traductor de debit, traductor de viteză, traductor de poziție, traductor de forță pe două direcții, traductor de cuplu și traductoare de vibrații.
- Echipamentul de achiziție în timp real a parametrilor mășurați se compune din: sistem de achiziție cu opt canale tensometrice și 32 de canale analogice, sistem de măsurare ultrasonic a debitului și a vitezei de curgere, sistem de măsură a vibrațiilor, sistem digital de vizualizare și înregistrare a curgerii
- Echipamente pentru prelucrarea rezultatelor experimentale și elaborarea materialului grafic având următoarea componență: Calculatoare portabile și fixe, imprimante color
- Programele și aplicațiile utilizate pe parcursul efectuării măsurătorilor și prelucrării datelor sunt: software de achiziție, software de măsură și analiză spectrală a vibrațiilor, Microsoft Excel, Microsoft WORD, Catia V5.

### 3. Determinarea experimentală a performanțelor vanei

Studiul experimental efectuat pe modelul vanei fluture are drept scop punerea în evidență a parametrilor funcționali prin determinarea următorilor coeficienți:

- Coeficientul de rezistență hidraulică pe modelul vanei;
- Coeficientul de debit;
- Coeficientul de moment;
- Coeficientii de forță;
- Coeficientul de cavitație.

#### 3.1. Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică

Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică se realizează utilizând relația următoare:

$$\xi_v = \frac{h_{pvana} \cdot 2g}{v^2} \quad (1)$$

unde:

$h_{pvană}$  – pierderea de presiune pe modelul vanei;

$g$  – accelerația gravitațională =  $9,81 \text{ m/s}^2$ ;

$v$  – viteza apei la intrarea în modelul vanei.

Determinarea coeficientului de pierderi hidraulice se realizează în funcție de poziția de lucru (unghiul  $\varphi$  la care este poziționat față de direcția orizontală) a discului. Primul pas în derularea acestei etape constă în efectuarea măsurătorilor și stabilirea în funcție de poziția de lucru a discului a valorilor pentru cei 2 parametri care se regăsesc în relație, după care este calculat coeficientul de pierderi hidraulice, respectiv viteza de curgere a apei și pierderea de presiune pe modelul vanei.

În urma efectuării măsurătorilor pentru nouă poziții de lucru a discului (deschidere din 10 în 10 grade) și prelucrării datelor obținute experimental s-au obținut, pentru pierderile de presiune pe modelul vanei, valori cuprinse între 0,0101 și 4,3050 m.c.a și pentru viteză valori cuprinse în intervalul  $1,6944 \div 0,6980 \text{ m/s}$ . Aplicând relația 1, pentru coeficientul de rezistență hidraulică determinat pe model se obțin valori cuprinse în intervalul  $0,007 \div 173,3617$ . Figura 3 prezintă graficul de variație a coeficientului de rezistență hidraulică în funcție de poziția de lucru a discului.

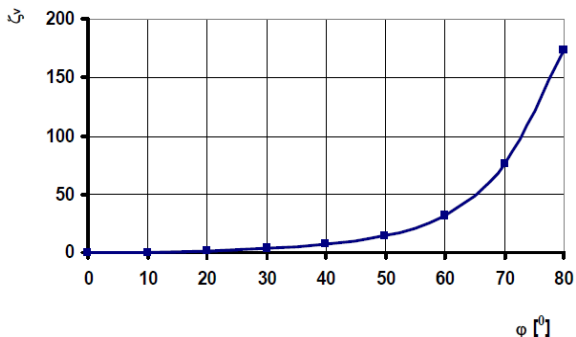


Fig.3 Coeficientul de rezistență hidraulică funcție de poziția discului

### 3.2. Determinarea coeficientului de debit

Calculul coeficientului de debit se realizează utilizând relația următoare:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_v}} \quad (2)$$

Determinarea experimentală a coeficientului de debit s-a realizat, ca și în cazul determinării coeficientului de pierderi hidraulice în funcție de poziția de lucru a discului, pentru nouă poziții de lucru al acestuia. Ținând cont de intervalul în care se încadrează valorile pentru coeficientul de rezistență hidraulică și având în vedere relația 2, pentru coeficientul de debit se obțin valori cuprinse în intervalul 0,9671÷0,0757. Figura 4 prezintă graficul de variație a coeficientului de debit în funcție de poziția de lucru a discului.

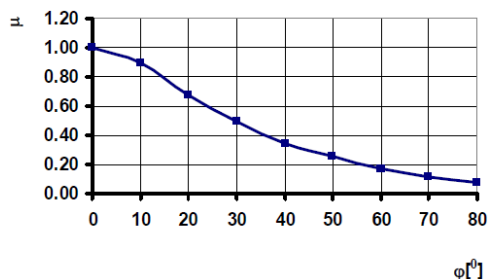


Fig. 4 Coeficientul de debit funcție de poziția discului

### 3.3. Determinarea coeficientului de moment

Determinarea coeficientului de moment se realizează utilizând relația de mai jos:

$$m = \frac{M}{D_1^3 \cdot H} \quad (3)$$

unde:

M - momentul aplicat modelului;

$D_1$  – diametru de intrare vană;

H – căderea de încercare;

Momentul aplicat vanei se determină după relația clasică:

$$M = F \cdot l \quad (4)$$

unde:

F - forța care se determină în mod direct prin măsurare cu un traductor de forță;

l – lungimea pârghiei cuprinsă între axa fusului modelului și axa traductorului de forță.

Determinarea experimentală a coeficientului de moment s-a realizat în funcție de poziția de lucru a discului, pentru nouă poziții de lucru al acestuia. Valorile obținute sunt cuprinse în intervalul 1,552917

÷ 11,40707 daN/m<sup>3</sup>. Figura 5 prezintă graficul de variație a coeficientului de moment în funcție de poziția de lucru a discului.

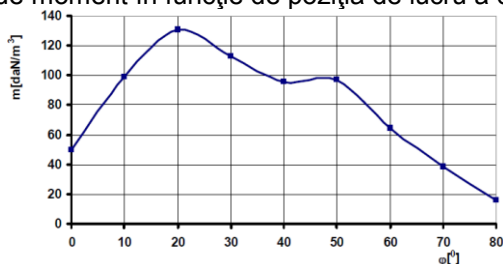


Fig. 5 Coeficientul de moment funcție de poziția discului

### 3.4. Determinarea coeficienților de forță

Componentele  $F_x$  și  $F_y$  ale forței care acționează asupra discului se măsoară în mod direct utilizând un traductor de forță.

După măsurarea valorilor pentru cele două componente pentru mai multe poziții de lucru a discului se pot determina coeficienții de transpunere a lor folosind următoarele relații:

$$K_x = \frac{F_x}{D_1^2 \cdot H \cdot \gamma} \quad (5)$$

$$K_y = \frac{F_y}{D_1^2 \cdot H \cdot \gamma} \quad (6)$$

unde:

$F_x$ ,  $F_y$  - forțele măsurate de traductor după axa X, respectiv după axa Y;

$D_1$  – diametru de intrare vană;

$H$  – căderea de încercare;

$\gamma$  – greutatea specifică = 1000 kg / m<sup>3</sup>.

Rezultanta celor două componente, reprezentând forța care acționează asupra discului, se determină folosind următoarea relație:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (7)$$

Coeficientul forței care acționează asupra discului este determinat cu relația de mai jos:

$$K_D = \frac{F}{D_1^2 \cdot H \cdot \gamma} \quad (8)$$



Măsurarea experimentală a forțelor și determinarea coeficientului de forță,  $K_D$  s-a realizat pentru nouă poziții de lucru a discului. Valorile obținute sunt cuprinse în intervalul  $0,007212 \div 0,3531$  daN/m<sup>3</sup>. Figura 3.4 prezintă graficul de variație a coeficientului de moment în funcție de poziția de lucru a discului.

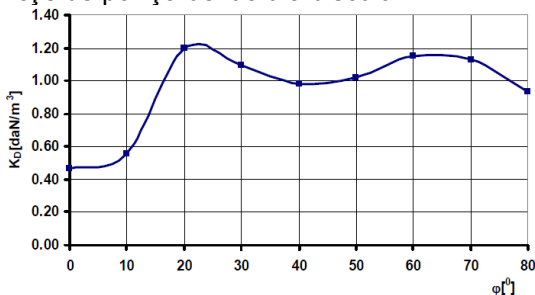


Fig. 6 Coeficientul de forță funcție de poziția discului

### 3.5. Determinarea coeficientului de cavitație

Coeficientul de cavitație se determină ținând cont de relația următoare:

$$\sigma = \frac{A - A_t - H_2}{H} \quad (9)$$

unde: A - presiune barometrică;

$A_t$  – presiunea de vaporizare a apei la temperatura t;

$H_2$  – presiunea în aval de modelul vanei;

H – căderea de presiune pe modelul vanei.

Determinarea experimentală a coeficientului de cavitație s-a realizat pentru nouă poziții de lucru al a discului. Valorile obținute sunt cuprinse în intervalul  $4 \div 0,1$ . Figura 7 prezintă graficul de variație a coeficientului de cavitație în funcție de poziția de lucru a discului.

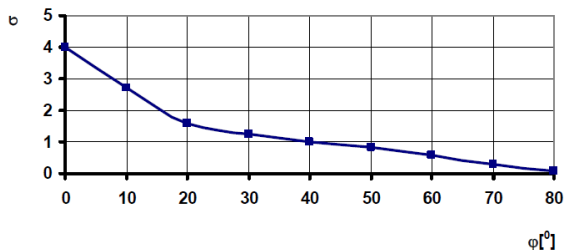


Fig. 7 Coeficientul de cavitație funcție de poziția discului

#### 4. Concluzii

■ În urma efectuării cercetărilor experimentale pe modelul de vană fluture, în laborator au fost determinate valorile pentru coeficienții care definesc parametrii funcționali ai vanei fluture industriale (prototip).

■ Coeficientul de rezistență hidraulică determinat pe model are valori cuprinse în intervalul  $0,007 \div 173,3617$ .

■ Coeficientul de debit determinat pe model are valori cuprinse în intervalul  $0,9671 \div 0,0757$ .

■ Coeficientul de moment determinat pe model are valori cuprinse în intervalul  $1,552917 \div 11,40707 \text{ daN/m}^3$ .

■ Coeficientul forței determinat pe model are valori cuprinse în intervalul  $0,007212 \div 0,3531 \text{ daN/m}^3$ .

■ Coeficientul de debit determinat pe model are valori cuprinse în intervalul  $4 \div 0,1$ .

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

#### BIBLIOGRAFIE

[1] Pop, M., Praisach, Z.I., Boboș, D., Hopotă, A., *Butterfly valve disk optimisation for hydraulic resistance coefficient 0,07*, Reșița, Conferința națională Think Hydro, noiembrie 13-15, 2013.

[2] \* \* \*, *Determinarea coeficientului de rezistență hidraulică locală, Considerații teoretice*.

[3] Ciobanu, B., *Turbomașini hidraulice Partea I – Turbogeneratoare* - pag. 6, Iași, 2008.

Ing. Florin PERIȘ-BENDU

e-mail: fbendu@hye.ro

Ing. Adelina BOSTAN

e-mail: abostan@hye.ro

S.C. HYDRO-ENGINEERING Reșița

Prof. Dr. Ing. Dorian NEDELCU

e-mail: d.nedelcu@uem.ro

Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița, membru AGIR