

## NUMERIČKA SIMULACIJA STRUJANJA U MODELU KAPLAN TURBINE

Doc. dr Ivan BOŽIĆ, dr Miroslav BENIŠEK, red.prof. u penziji  
Univerzitet u Beogradu Mašinski fakultet

### REZIME

Savremeno projektovanje hidrauličnih turbina podrazumeva određivanje njihove geometrije za zadate parametre primenom numeričkih simulacija strujanja i modelskih ispitivanja na opitnim instalacijama. U radu se, korišćenjem najsavremenijih alata za rešavanje parcijalnih diferencijalnih jednačina, numerički simulira strujanje u celokupnom strujnom prostoru modela jedne hidraulične turbine za odabrane radne režime pri optimalnom neto padu. Određivanjem odstupanja rezultata dobijenih numeričkim i laboratorijskim eksperimentima pokazana je pouzdanost primene naponskog SSG turbulentnog modela u određivanju osnovnih energetske parametara Kaplan turbine.

**Ključne reči:** numerička simulacija, model Kaplan turbine, laboratorijska modelska ispitivanja

### 1. UVOD

Dobre hidrodinamičke i specifične konstruktivne karakteristike Kaplan turbine, omogućuju ovim turbinama široku primenu u oblastima malih specifičnih radova i velikih protoka, kako u velikim tako i u malim hidroenergetskim postrojenjima. Iako su ove turbine odavno u upotrebi, u poslednjih nekoliko decenija proizašle su mnogobrojne studije i radovi u oblasti hidrauličnih turbina kao posledica uske povezanosti naučnih istraživanja i inženjerskih razvoja. Objavljeni rezultati u radovima i doktorskim disertacijama [1, 2, 3, 4] ukazuju da, u istraživanjima i u procesima razvoja i optimizacije strujnog prostora, postoji opšti trend rasta upotrebe numeričke mehanike fluida (CFD-Computational Fluid Dynamic).

Izučavanje strujanja u složenoj geometriji hidrauličnih turbine spada u klasu najkompleksnijih problema energetike i primenjene mehanike fluida i ima veliki ne samo teorijski, već i praktični značaj. U poređna kvantitativna i kvalitativna analiza eksperimentalnih i

numeričkih rezultata vodi ka optimizaciji turbina kroz bolje razumevanje strujanja u njima.

Ovaj rad je inspirisan potrebom da se izvrši validacija CFD softvera za simulaciju strujanja u hidrauličnim aksijalnim turbinama Kaplanovog tipa primenom savremenog naponskog turbulentnog modela. Stoga je u širokoj radnoj kombinatorskoj oblasti, izvršena numerička simulacija trodimenzijskog turbulentnog strujanja kroz čitav strujni prostor modela Kaplanove turbine, čiji je prototip ugrađen u HE Đerdap 1, i dobijeni rezultati su upoređeni sa eksperimentalnim podacima dobijenim u visoko-sofisticiranoj laboratoriji za ispitivanje hidrauličnih mašina.

### 2. NUMERIČKA ISTRAŽIVANJA

#### 2.1 Matematičko modeliranje strujanja

Strujanja realnog fluida u hidrauličnim turbinama su trodimenzionalna, nestacionarna i neuniformna, uvek vrtložna i disipativna, sa širokim spektrom veličina vrtloža. Strujanja su turbulentna, pa uopšteno govoreći, proračun takvih strujanja upućuje na rešavanje sistema Rejnoldsovih jednačina i razvoj transportnih jednačina u cilju njihovog zatvaranja.

Rejnoldsove jednačine se dobijaju kada se trenutne vrednosti veličina u jednačinama održanja zamene njihovim prosečnim i fluktuirajućim delovima i zatim izvrši osrednjavanje u vremenu, te u tenzorskoj notaciji imaju sledeće oblike (1) i (2):

$$\frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{c}_i}{\partial t} + \bar{c}_j \frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + 2\nu \frac{\partial \bar{S}_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{c}_i'c_j'). \quad (2)$$

Transportna jednačina turbulentnih napona  $\tau_{ij} = -\bar{c}_i'c_j'$  glasi:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + \bar{c}_k \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \nu \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} + C_{ijk} \right) + P_{ij} - \Pi_{ij} + \varepsilon_{ij} \quad (3)$$

gde su:  $C_{ijk}$  - difuzioni turbulentni transport,  $P_{ij}$  - produkcija usled deformacije glavnog strujanja,  $\Pi_{ij}$  - interakcija pritiska i deformacije toka koja dovodi do redistribucije među komponentama napona i  $\varepsilon_{ij}$  - disipacija, usled viskozne destrukcije. Naponski modeli turbulencije omogućuju proračun turbulentnih korelacija, koje je teško dobiti merenjem, omogućujući na taj način bolju predikciju i prognoziranje transportnih procesa u sasvim nepoznatim uslovima. Jednačine modela prenosa Rejnoldsovih napona se rešavaju za svaku naponsku komponentu pojedinačno.

Unapređen naponski model turbulencije dali su Speziale, Sarkar and Gatski [5], pa se i model po njima skraćeno zove SSG model. Opšti izrazi za ovaj model, sa pripadajućim relacijama dati su u sledećim oblicima:

$$C_{ijk} = -C_S \frac{k}{\varepsilon} \overline{c'_k c'_i} \frac{\partial \overline{c'_j}}{\partial x_j}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \Pi_{ij} = & -\varepsilon \left[ C_{S1} a_{ij} + C_{S2} \left( a_{ik} a_{kj} - \frac{1}{3} a_{mn} a_{mn} \delta_{ij} \right) \right] - \\ & - C_{R1} \frac{1}{2\rho} P_{kk} a_{ij} + C_{R2} k S_{ij} - C_{R3} k S_{ij} \sqrt{a_{mn} a_{mn}} + \\ & + C_{R4} k \left( a_{ik} S_{jk} + a_{jk} S_{ik} - \frac{2}{3} a_{kl} S_{kl} \delta_{ij} \right) + \\ & + C_{R5} k \left( a_{ik} \bar{\omega}_{jk} + a_{jk} \bar{\omega}_{ik} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

$$a_{ij} = \frac{\overline{c'_i c'_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij}, \quad \dot{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{c}_j}{\partial x_i} \right), \quad (6)$$

$$\bar{\omega}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{c}_j}{\partial x_i} \right) \text{ i } \varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon. \quad (7)$$

Disipacija turbulentne kinetičke energije  $\varepsilon$  u ovom modelu se određuje pomoću modelirane transportne jednačine oblika:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{c}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \left( \nu \delta_{kl} + C_\varepsilon \frac{k}{\varepsilon} \overline{c'_k c'_l} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_l} \right) + \\ & + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \frac{P_{kk}}{2\rho} - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \end{aligned} \quad (8)$$

Konstante u SSG naponskom modelu koje su dobijene na osnovu eksperimentalnih ispitivanja i numeričke optimizacije [6], a služe za zatvaranje prethodnih sistema jednačina, imaju sledeće vrednosti:  $C_S = 0,22$ ,  $C_{S1} = 1,7$ ,  $C_{S2} = -1,05$ ,  $C_{R1} = 0,9$ ,  $C_{R2} = 0,8$ ,  $C_{R3} = 0,65$ ,  $C_{R4} = 0,625$ ,  $C_{R5} = 0,2$ ,  $C_\varepsilon = 0,18$  i  $C_{\varepsilon 1} = 1,45$ .

## 2.2 Diskretizacija strujnog prostora

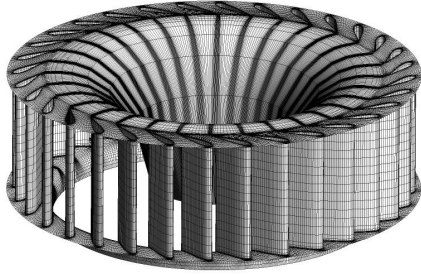
Na osnovu fizičkog modela Kaplanove turbine i detaljne kontrole njenih geometrijskih parametara napravljen je veoma složen CAD model u softverskom paketu CATIA. CAD model strujnog prostora, koji je poslužio za diskretizaciju prostora, uslovno je podeljen na pet delova:

- uvodna komora sa spiralnim kućištem i statorskim lopaticama - UKSPIRSL,
- lopatice sprovednog aparata sa bezlopatičnim prostorom do obrtnog kola - SAOK,
- obrtno kolo sa delom glavčine - OK,
- sifon i ostatak glavčine - SIFON,
- izlazni deo iz sifona - IZSIF.

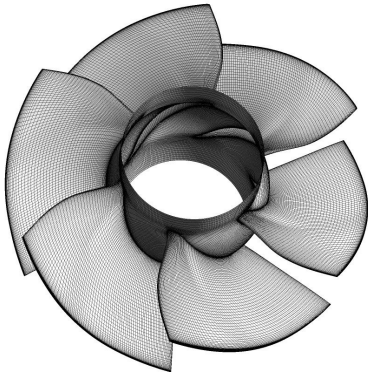
Podela nepokretnih delova strujnog prostora na konačan broj kontrolnih zapremina, urađena je korišćenjem softverskog alata ICEM CFD, dok je zona obrtnog kola diskretizovana pomoću TURBOGRID. Uvodna komora, spiralno kućište, oblast statorskih lopatica i izlazni deo iz sifona su diskretizovani nestrukturiranom mrežom, dok je u ostalim delovima strukturirana mreža. Na slikama 1-4 prikazane su proračunske mreže pojedinih delova modela.



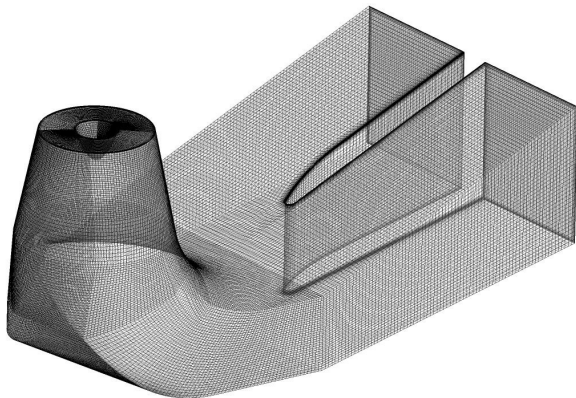
Slika 1. Mreža u uvodnoj komori, spiralnom kućištu i oblasti statorskih lopatica



Slika 2. Mreža u sprovodnom aparatu i bezlopatičnom prostoru do obrtnog kola



Slika 3. Mreža u oblasti obrtnog kola



Slika 4. Mreža u sifonu

Broj elemenata (kontrolnih zapremina) koji ispunjavaju nestrukturirane mreže i strukturiranu mrežu sifona ostajao je konstantan za primenjeni SSG turbulentni model, dok se broj i kvalitet proračunskih elemenata za oblasti od ulaza u sprovodni aparat do izlaza iz obrtnog kola prilagođavao položaju lopatica.

Za svaku proračunsku mrežu postoji tačan broj elemenata, međutim, zbog prilagođavanja promeni geometrije lopatica sprovodnog aparata i obrtnih kola,

taj broj je manjan u veoma uskoj oblasti reda veličine broja elemenata datog u sledećoj tablici.

Tablica 1. Red veličine broja elemenata i čvorova pojedinih delova strujnog prostora

Oblast	Elementi	Čvorovi
UKSPIRSL	2.857.514	695.219
SAOK	oko 800.000	oko 870.000
OK	oko 4.100.000	oko 4.250.000
SIFON	2.184.160	2.236.713
IZSIF	499.062	211.372
<b>Ukupno</b>	<b>oko 10.500.000</b>	<b>oko 8.250.000</b>

Veza između mreža pojedinih domena ostvarena je pomoću tzv. GGI (*general grid interface*) algoritma. Oblast obrtnog kola, rotirajući domen, spajanje, u toku analiza, sa uzvodnim i nizvodnim nepokretnim oblastima pomoću metoda zamrznutog rotora (*Frozen Rotor*).

### 2.3 Granični uslovi

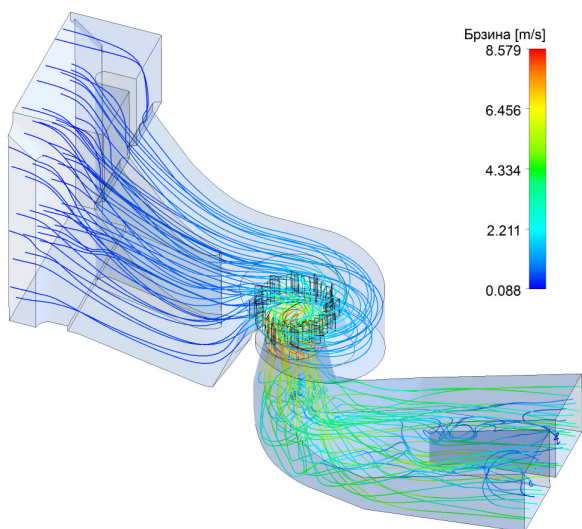
Da bi sistem diferencijalnih jednačina uz odgovarajuće turbulentne modele imao jednoznačno rešenje, potrebno je definisati granične uslove. Za zadatu geometriju, ulazni i izlazni granični uslovi se podudaraju sa pozicijama mernih preseka na fizičkom modelu za koje se određuje ukupni specifični strujni rad, dok ostali granični delovi domena predstavljaju mesta kontakta fluida sa nepokretnim i pokretnim površima. Za svaki istraživani radni režim granični uslovi su zadavani u vidu konkretnih izmerenih podataka dobijenih modelskim ispitivanjima. Na ulazu je zadavana vrednost izmerenog protoka, izlaz je definisan osrednjenom izmerenom vrednošću statičkog pritiska, a domen obrtnog kola sa glavčinom (i deo glavčine koja ulazi u sifon) izmerenom brzinom obrtanja, dok su nepokretne površine, uz tzv. uslov neklizanja, date kao hidraulički glatke.

Granični uslovi uz površi, zasnovani su na Prantlovoj teoriji graničnog sloja, odnosno na korišćenju „zidnih“ funkcija. Zadavanje graničnog uslova uz površ zavisi od primenjenog turbulentnog modela, pa je za SSG model upotrebljena tzv. skalabilna zidna funkcija. Korišćenjem skalabilne zidne funkcije prevaziđen je jedan od glavnih nedostataka potrebnih uslova za predviđanja univerzalnih algebarskih zidnih funkcija, a to je osetljivost na veličinu kontrolnih zapremina u blizini zida, što je u skladu sa zaključcima Grotjansa i Mentera [7], da usitnjavanje mreže u nameri povećanja preciznosti ne daje nužno i bolje rešenje.

Parametri, kao što su ubrzanje Zemljine teže, atmosferski uslovi i temperatura vode, su takođe uzeti u obzir pri numeričkom proračunu za svaku radnu tačku.

U toku istraživanja prikazanog u [4], dugotrajnim numeričkim eksperimentima za veći broj izabranih radnih režima dobijeno je veoma mnogo podataka za svaki strujni prostor turbine. U ovom radu biće prikazani samo rezultati uporedne analize eksperimentalno i numerički dobijenih energetskih parametara za optimalni pad za izabrane režime rada date na slici 7.

Rešavanje modeliranih diferencijalnih jednačina turbulentnih strujanja je rađeno u programskom paketu ANSYS CFX, koristeći višeprocorski računar. Na slici 5, primera radi, date su strujnice kroz celi strujni prostor turbine.

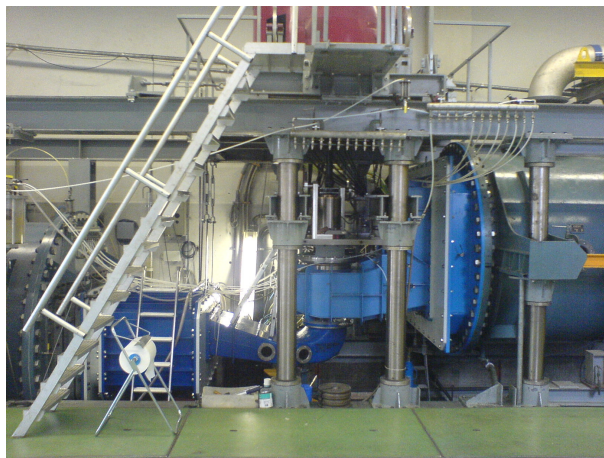


Slika 5. Numerička vizualizacija turbulentnog strujanja kroz turbinu za  $n_{ED}^* = 1$  i  $\beta_{OK} = 17,5^\circ$  za SSG turbulenti model

### 3. EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA

Određivanje energetskih karakteristika aksijalnih hidrauličnih turbina u širokoj oblasti propelernih i kombinatorskih radnih režima zahteva opsežna eksperimentalna ispitivanja na osnovu standarda IEC 60193 [8]. U cilju određivanja energetskih parametara turbine protoka  $Q$ , neto pada  $H$ , snage  $P$  i stepena korisnosti  $\eta = P/(\rho QgH)$  za različite režime strujanja u kombinatorским uslovima eksploatacije izvršena su, u Laboratoriji za hidraulične mašine u Lozani u

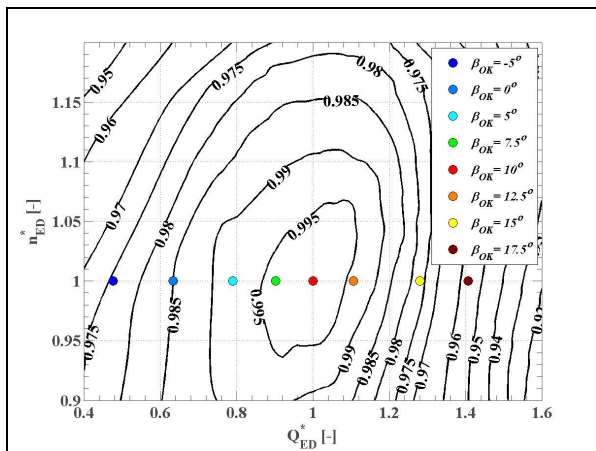
Švajcarskoj [9], detaljna eksperimentalna ispitivanja fizičkog modela umanjene vertikalne Kaplanove turbine (slika 6). Fizički model Kaplanove turbine umanjen je 30,8 puta u odnosu na turbinu koja je ugrađena u HE Đerdap 1. Pre početka energetskih ispitivanja na modelu su izvršene detaljne geometrijske kontrole delova protočnog trakta. Merjenja energetskih parametara izvršena su pri 9 propelernih režima (konstantni uglovi lopatica obrtnog kola  $\beta_{OK} = const$ ).



Slika 6. Opitno postrojenje sa ugrađenim fizičkim modelom Kaplanove turbine HE Đerdap 1

Pri svakom otvoru obrtnog kola merjenja su vršena za oko 15 otvora sprovodnog aparata, a pri tome su uslovi ispitivanja održavani na osam konstantnih brzinskih faktora turbine  $n_{ED} = const$ , i to sve u beskavitacionim režimima rada. Brzinski faktor turbine  $n_{ED}$  je bezdimenzijski parametar turbine koji se predstavlja relacijom  $n_{ED} = ND/E^{0,5}$ , gde su  $N$  - brzina obrtanja turbine,  $D$  - prečnik turbine i  $E = gH$  - specifična strujna energija turbine koja odgovara neto padu  $H$ . Na osnovu svih izvršenih merenja dobijena je univerzalna kombinatorска karakteristika za odgovarajuće eksploatacione uslove, koja je svedena na optimalnu mernu tačku i prikazana na slici 7.

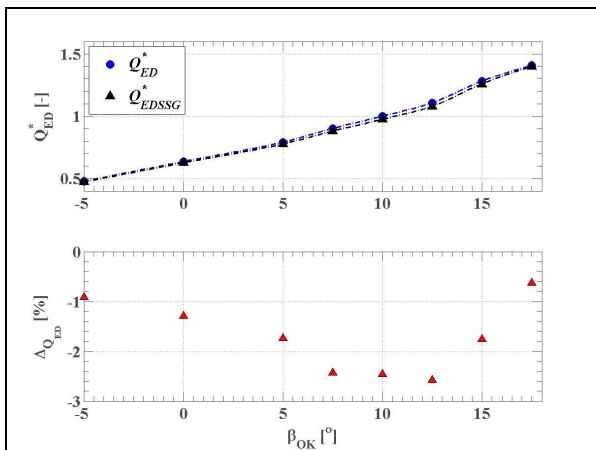
Parametri  $Q_{ED}$  i  $n_{ED}$  pri maksimalnom stepenu korisnosti turbine  $\eta_{opt} = \eta_{max}$  predstavljaju optimalne parametre, pa su tako i svedene vrednosti faktora  $Q_{ED}^* = Q_{ED}/Q_{EDopt}$  i  $n_{ED}^* = n_{ED}/n_{EDopt}$ . Protočni faktor turbine  $Q_{ED}$  se računa na osnovu  $Q_{ED} = QD^{-2}E^{-0,5}$  i predstavlja takođe bezdimenzijski parametar turbine. Na slici 7 su posebno označene tačke koje su analizirane u okviru numeričkih eksperimenata.



Slika 7. Univerzalna karakteristika svedenih stepena korisnosti  $\eta^* = \eta/\eta_{opt}$

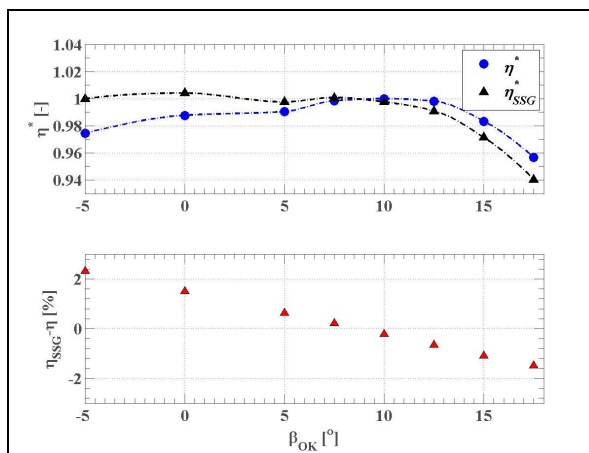
#### 4. ANALIZA REZULTATA

Protočni faktor, za istu radnu tačku, dobijen numeričkim putem korišćenjem SSG turbulentnog modela  $Q_{EDSSG}$  manji je u odnosu na protočni faktor određen merenjem  $Q_{ED}$  što je i prikazano na slici 8. Dobijeno odstupanje  $\Delta_{Q_{ED}} = (Q_{EDSSG} - Q_{ED})/Q_{ED} \cdot 100$  numeričkih protočnih faktora turbine u odnosu na merene je za istraživane radne tačke i do 2,6 %. Razlozi ovakvih odstupanja leže u činjenici da je numerički specifični strujni rad turbine  $E$  veći od eksperimentalnog, s obzirom na zadavanja protoka  $Q$  kao graničnog uslova na ulazu u turbinu [3,4].



Slika 8. Izmereni i numerički svedeni protočni faktori i njihova međusobna odstupanja

Na slici 9 dati su izmereni  $\eta^*$  i numerički  $\eta_{SSG}^*$  svedeni stepeni korisnosti turbine i odstupanja numeričkih stepena korisnosti  $\eta_{SSG}$  u odnosu na izmerene  $\eta$  za istraživane radne tačke u kombinatorском režimu. Svođenje merenog i numerički određenog stepena korisnosti urađeno je za izmerenu vrednost  $\eta_{opt} = \eta_{max}$ . Ono što je karakteristično je da su stepeni korisnosti za korišćeni turbulentni model veći u odnosu na izmerene kada je kombinatorски režim rada definisan manjim otvorom obrtnog kola  $\beta_{OK}$  u odnosu na optimalni otvor  $\beta_{OKopt} = 10^\circ$ , dok se isti smanjuju sa povećavanjem otvora.



Slika 9. Izmereni i numerički svedeni stepeni korisnosti turbine i njihova međusobna odstupanja za istraživane radne tačke

Numeričkim putem dobijeni stepeni korisnosti turbine odstupaju u odnosu na merene u oblasti  $\beta_{OK} < \beta_{OKopt}$  do 2,3%. Pri otvoru obrtnog kola većem od optimalnog  $\beta_{OK} > \beta_{OKopt}$  odstupanje stepena korisnosti je oko 1,5%.

Prednost koja je trebala da bude iskazana korišćenjem Rejnoldsovih naponsko-transportnih modela da se usled pojave Koriolisovih sila u rotirajućem domenu obrtnog kola uzima u obzir dodatna anizotropija Rejnoldsovih napona, nije doprinela manjem odstupanju SSG modela u raspodeli pritisaka po površini lopatica.

Prethodno navedeni razlog je jedan od onih koji je imao za posledicu dobijanje većih numeričkih snaga obrtnog kola u odnosu na eksperimentalno dobijene za sve analizirane režime rada. Odstupanje i pada i snaga se direktno odrazilo i na analizirane stepene korisnosti.

Završavajući prethodna razmatranja, neophodno je istaći da su ovakva istraživanja strateški vrlo važna i da su u skladu sa koncepcijom iz Prostornog plana Srbije, u kome se posebno ističe potreba intenziviranja iskorišćenja vodnih potencijala i na rekama sa malim padovima [10]. U Planu se predviđa realizacija većih sistema takvih hidroelektrana na malim padovima (Velika i Zapadna Morava, Ibar, Donja i Srednja Drina i dr.), na kojima će se upravo koristiti hidraulične aksijalne turbine ovakvog tipa. Takođe, to je u skladu sa savremenim koncepcijama vrednovanja obnovljivih energija, po kojima se posebno apostrofira vrednost i prednost hidroenergije u odnosu na druge obnovljive izvore (vetar, sunce, biomase), koji često i ne spadaju u kategoriju obnovljivih energija, jer se više primarne energije utroši za njihovu izradu u odnosu na energiju koja će se dobiti u fazi njihove eksploatacije [11].

U cilju poboljšanja performansi postojećih hidroenergetskih objekata obavljaju se, paralelno, i druga komplementarna istraživanja, kao što su merenja „in situ“ [12] i simulacije strujnih polja na vodozahvatima [13].

## 5. ZAKLJUČAK

Za model Kaplanove turbine i odabrane eksploatacione režime rada u okviru hidroelektrane Đerdap 1 urađena je numerička simulacija strujanja kroz ceo strujni prostor pomoću najsavremenijih softverskih alata. Dobijeni rezultati su upoređeni sa eksperimentalnim podacima laboratorijskih modelskih ispitivanja. Utvrđena su stvarna odstupanja numeričkih rezultata primenom savremenog matematičkog naponskog turbulentnog modela od rezultata dobijenih pri laboratorijskim ispitivanjima.

Svrishodnost primene rezultata dobijenih numeričkim eksperimentima primenom SSG turbulentnog modela je značajnija ako se ima u vidu da je njegova pouzdanost utvrđena eksperimentalnim ispitivanjima u visokosofisticiranoj laboratoriji. Na taj način numerički rezultati predstavljaju veliku pomoć u procesu razvoja i oblikovanja strujnog prostora i obrtnog kola. Međutim, definitivna verifikacija kvaliteta turbina dobija se modelskim ispitivanjima.

S obzirom na činjenicu da postoji sve veće interesovanje za razvoj novih i poboljšanje postojećih konstrukcija hidrauličnih turbina ugrađenih u velike hidroenergetske objekte, kao i za izgradnju malih niskopadnih

hidroelektrana, rezultati i zaključci ovog istraživanja su izuzetno primenljivi u savremenoj inženjerskoj praksi.

## ZAHVALNOST

Autori duguju zahvalnost Privrednom Društvu „Hidroelektrane Đerdap“.

## LITERATURA

- [1] Nilsson H. (2002): Numerical Investigations of Turbulent Flow in Water Turbines, thesis for the degree of doctor of philosophy, Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology, Goteborg
- [2] Balint, D. (2008): Metode numerice de calcul al campurilor tridimensionale in distribuitorul si rotorul turbine Kaplan, teze de doctorat, Universitatea Politehnica, Timisoara
- [3] Đelić, V. (2012): Uticaj geometrije lopatice obrtnog kola na karakteristike Kaplanovih turbina, doktorska disertacija, Univerzitet u Beogradu Mašinski fakultet, Beograd
- [4] Božić, I. (2012): Teorijsko i eksperimentalno istraživanje raspodele gubitaka energije u aksijalnim hidrauličnim turbinama, doktorska disertacija, Univerzitet u Beogradu Mašinski fakultet, Beograd.
- [5] Speziale, C.G., Sarkar, S. and Gatski, T.B. (1991): Modelling the pressure-strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach, J. Fluid Mechanics, Vol. 277, pp. 245-272
- [6] ANSYS, CFX-Solver Theory Guide, 2012
- [7] Grotjans, H. and Menter, F.R. (1998): Wall functions for general application CFD codes”, In K.D.Papailiou et al., editor, ECCOMAS 98 Proceedings of the Fourth European Computational Fluid Dynamics Conference, pp. 1112-1117. John Wiley & Sons
- [8] International Standard IEC 60193/1991, Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests, Geneva, Switzerland

- [9] École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Laboratory for Hydraulic Machines (2011): Official Model Test Report – HPP Djerdap 1, test № 535, (March-May 2008), Revised and completed version of Final Report, Lausanne, Switzerland
- [10] Đorđević, B. (2008): Realizacija razvoja vodoprivredne infrastrukture u skladu sa strategijom iz Prostornog plana Srbije, Vodoprivreda, N<sup>o</sup> 234-236, s. 215-226
- [11] Đorđević, B. (2008): Objektivno vrednovanje obnovljivih energije, Vodoprivreda, N<sup>o</sup> 231-233, s. 19-38
- [12] Prodanović, D. i drugi (2011): Merenje protoka na kratkim objektima u hidraulički neregularnim uslovima na primeru HE Đerdap 2, Vodoprivreda, N<sup>o</sup> 252-254, s.103-116
- [13] Zindović, B. i drugi (2010): Numerička simulacija strujnog polja u blizini vodozahvata, Vodoprivreda, N<sup>o</sup> 246-248, s. 157-164

## NUMERICAL SIMULATION OF FLOW IN THE KAPLAN TURBINE MODEL

by

Assist. Prof. Ivan BOŽIĆ PhD, Retired Full Prof. Miroslav BENIŠEK PhD  
University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering

### Summary

The contemporary design of hydraulic turbines means the determination of the optimal entire flow passage geometry for the required energy parameters by using numerical flow simulations and experimental model tests. In this paper, using the modern software for solving partial differential equations, the flow in the entire passage of a hydraulic turbine model for the selected operating mode with the optimal net head is

simulated. By determining the difference between the results of the numerical and laboratory experiments, application reliability of the stress turbulence model SSG for obtaining the Kaplan turbine energy parameters is presented.

Key words: numerical simulation, Kaplan turbine model, laboratory model tests

Redigovano 16.11.2013.