

Određivanje relativnog stepena korisnosti turbine u mHE

Dane Džepčeski¹, Vladimir Petrović², Marko Mijić³

¹ Univerzitet u Beogradu Elektrotehnički institut Nikola Tesla a. d.
Koste Glavinića 8a, 11000 Beograd, Srbija
dane.dzepceski@ieent.org

² JP EPS Ogranak „HE Đerdap“ Trg kralja Petra, 19320 Kladovo, Srbija

³ELNOS BL Blagoja Parovića 100e, 78000 Banja Luka, BiH

Kratak sadržaj: Utvrđivanje osobina i mogućnosti proizvodnog agregata ili nekog njegovog dela, na osnovu rezultata merenja koja su sprovedena u realnim pogonskim uslovima, između ostalog, koristi se i za ocenu ispunjenosti uslova iz ugovora o isporuci opreme. U radu su prikazani rezultati ispitivanja sprovedenog u maloj hidroelektrani (mHE) koje je za cilj imalo određivanje relativnog stepena korisnosti hidraulične turbine i njegovo poređenje sa garantovanom vrednošću. Zavisnost stepena korisnosti turbine od protoka kroz turbinu, određena je na osnovu rezultata ispitivanja primenom indeksne metode. Ispitivanje je izvršeno pri jednom neto padu.

Ključne reči: hidraulična turbina, stepen korisnog dejstva, mala hidroelektrana

1. Uvod

Ispitivanja proizvodnog agregata, nekog njegovog dela i njegove opreme u realnim pogonskim uslovima značajna su iz više razloga. Najčešće se ovakvim ispitivanjima utvrđuje stanje, ispravnost i funkcionalnost dela agregata ili njegove opreme koja je predmet ispitivanja. Rezultati ovakvih ispitivanja mogu se, pored ostalog, koristiti za procenu pogonske spremnosti, pouzdanosti i životnog veka konkretnog dela agregata ili dela njegove opreme. Takođe, ispitivanja proizvodnog agregata ili nekog njegovog dela, u realnim pogonskim uslovima, izvode se radi utvrđivanja njegovih osobina i mogućnosti, a sa ciljem ocene ispunjenosti uslova iz ugovora o isporuci. Ponekad ovakva ispitivanja, zbog toga što se delom izvode i u graničnim

oblastima rada agregata, mogu, kao posredni rezultat, imati i proveru postojanja eventualnih eksplotacionih ograničenja.

Ispitivanja hidraulične turbine u mHE izvršena su sa ciljem utvrđivanja relativnog stepena korisnosti turbine. Ispitivanja su rađena radi poređenja rezultata ispitivanja sa podacima za koje garantuje proizvođač, odnosno isporučilac opreme i koji su kao takvi navedeni u ugovoru o isporuci turbine, odnosno agregata. Ispitivanja su izvršena pri jednom neto padu, koji je odgovarao, od strane proizvođača deklarisanom, nominalnom neto padu turbine.

Osnovni tehnički podaci o ispitivanoj turbini:

- vrsta turbine	Francis
- način ugradnje	horizontalni
- tip turbine	TF19-550
- nominalna učestanost obrtanja	750min ⁻¹
- maksimalni neto pad	46m
- minimalni neto pad	38m
- instalisani protok	1400l/s
- maksimalna snaga turbine ($H = 46 \text{ m}$, $Q_i = 1400 \text{ l/s}$) je:	560kW
- prečnik radnog kola	550mm
- broj lopatica radnog kola	13
- prečnik dovodnog cevovoda	700mm

Ispitivana turbina sastoji se od spiralnog kućišta, statorskog i sprovodnog prstena sa lopaticama, mehanizma za zakretanje lopatica sprovodnog aparata sa jednim servomotorom i tegom, radnog kola, zaptivače vratila i turbinskog sifona. Sifon se sastoji od konusa, kolena i odvodnog difuzora. Radno kolo nalazi se direktno na vratilu generatora. Priključna prirubnica turbine na dovodni cevovod nalazi se ispod ose radnog kola.

U toku ispitivanja merenje je vršeno ukupno u jedanaest radnih režima turbine, počevši od maksimalnih snaga turbine prema minimalnim. Tokom ispitivanja, promena hoda servomotora sprovodnog aparata bila je opsegu od 100% do 9,7% hoda klipa servomotora.

2. Metodologija ispitivanja

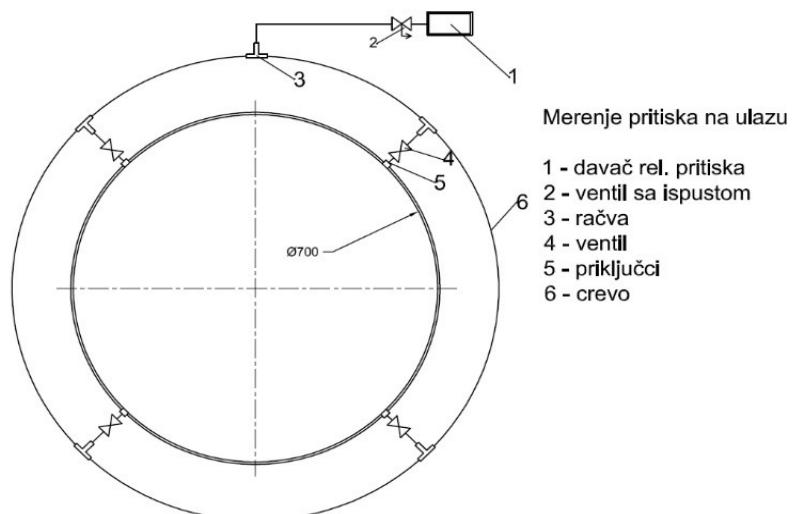
U toku indeksnih ispitivanja turbine, izvedena su merenja veličina relativnog pritiska na ulazu u turbinu, iza predturbinskog zatvarača, nivoa donje vode, razlike pritisaka u dvema tačkama jednog radnog režima, preseka spirale radi realizacije protokomera po metodi Winter-Kennedy, hoda servomotora sprovodnog aparata, aktivne snage generatora, učestanosti obrtanja agregata i temperature vode u protočnom traktu turbine. Sve prethodno navedene veličine, osim temperature vode, odnosno njihove izmerene vrednosti u jednom radnom režimu, nakon stabilizacije radnog režima, registrovane su pomoću merno-akviziconog sistema sa vremenskom

rezolucijom od 5 Hz u vremenskom intervalu dužine trajanja od 5 minuta. Prilikom promene radnog režima turbine, odnosno agregata, a pre početka mernog intervala, ostavljano je vreme koje je potrebno za stabilizaciju radnog režima, u trajanju od 10 do 15 minuta. Stacionarno stanje režima rada utvrđivano je uvidom u odgovarajuće dijagrame i očitavane merene vrednosti, koji su u realnom vremenu prikazivani na ekranu merno-akvizicionog sistema.

Merenje veličine relativnog pritiska iz predturbinskog zatvarača, a ispred sprovodnog aparata turbine izvedeno je preko četiri simetrična priključka. Merni presek odgovara svim uslovima za merenje pritiska na ulazu u turbinu radi utvrđivanja neto pada turbine. Na sl. 1 prikazana je hidraulična šema merenja. Za merenje relativnog pritiska korišćen je odgovarajući davač pritiska. Davač je postavljen na koti z_{p1} . Relativni pritisak na ulazu u turbinu, sveden na kotu ose cevovoda na ulazu z_1 , računat je kao

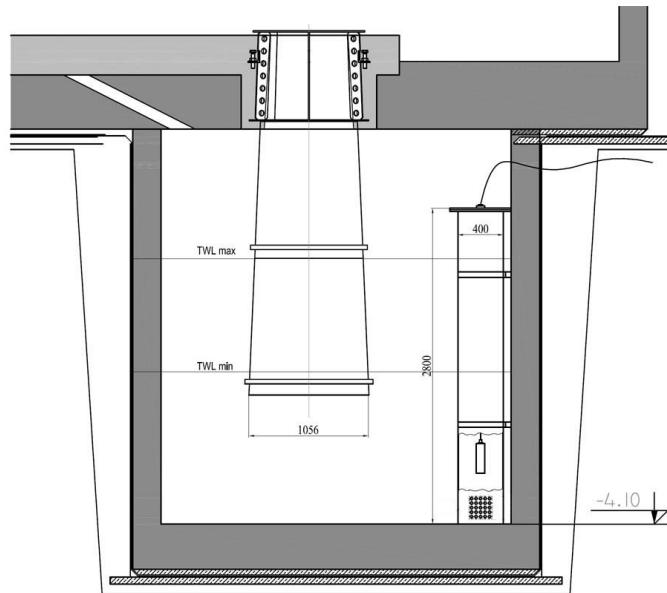
$$p_1 = p_{1m} + \rho g (z_{p1} - z_1) \quad (1)$$

gde je: p_{1m} – pritisak izmeren na davaču.



Slika 1 – Hidraulična šema merenje pritiska na ulazu u turbinu

Radi izračunavanja neto pada meren je nivo donje vode u odvodnoj komori elektrane. Nivo slobodne površine vode koji se meri, površina vode koja se nalazi pod uticajem atmosferskog pritiska, mora ispuniti osnovni uslov da je pri konstantnom protoku kroz turbinu nepromenljiv. Kako u odvodnoj komori elektrane nije predviđeno mesto za merenje nivoa, potrebeni uslovi obezbeđeni su ugradnjom vertikalne cevi koja je obrađena i postavljena u skladu sa tehničkim preporukama [1]. Samo merenje nivoa donje vode, u odnosu na referentni nivo, izvršeno je korišćenjem davača statičkog pritiska, pričvršćenog i uronjenog u namenski postavljenoj cevi. Na sl. 2 prikazan je način montaže davača za merenja nivoa donje vode.



Slika 2 – Način montaže davača nivoa donje vode

Radi određivanja relativnog protoka kroz turbinu po metodi Winter – Kennedy, vršeno je merenje razlike pritisaka između dva priključka jednog radijalnog preseka spirale turbine. Merenje je izvršeno pomoću davača diferencijalnog pritiska.

Merenje hoda servomotora sprovodnog aparata turbine izvršeno je sa prethodno ugrađenim davačem. Aktivna snaga i učestanost napona generatora mereni su pomoću preciznog multimetra i odgovarajućeg pretvarača. Temperatura vode merena je odgovarajućim termoparam.

U toku indeksnih ispitivanja turbine, **odstupanje** ostvarenog neto pada H , od neto pada na kome isporučilac turbine garantuje karakteristiku stepena korisnosti H_R , bilo je u skladu sa uslovom:

$$1.03 \geq \left(\frac{H_R}{H} \right)^{0.5} \geq 0.97 \quad (2)$$

Prilikom obrade rezultata merenja reprezentativna vrednost određene merene veličine u jednom radnom režimu bila je srednja vrednost merenih vrednosti te veličine u definisanom vremenskom intervalu izvršenja merenja.

3. Obrada rezultata

Neto pad turbine određen je na osnovu izraza:

$$H_n = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_{iz}^2}{2g} \right) \quad (3)$$

gde su: z_1 [mnm] – kote ose cevi na ulazu u spiralu, z_2 [mnm] - kota donje vode u izlivnoj komori, p_1 [Pa] – pritisak na ulazu u turbinu, ρ [m^3/s] – gustina vode, g [m/s^2] – ubrzanje sile zemljine teže, v_1 [m/s] – brzina vode na ulazu u turbinu, $p_2 = 0$ Pa – slobodna površina vode je samo pod uticajem atmosferskog pritisaka, $v_2 = 0$ m/s – promena nivoa donje vode u jednom radnom režimu je nakon uspostavljanja stacionarnog stanja jednaka nuli, v_{iz} [m/s] – brzina vode na izlazu iz sifona turbine.

Prethodni izraz, uz uslove $p_2 = 0$ i $v_2 = 0$, može se transformisati u:

$$H_n = (z_1 - z_2) + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{1}{2g} (v_1^2 - v_{iz}^2), \text{ pri čemu je } v_1 = \frac{4Q}{D_1^2 \pi}, v_{iz} = \frac{4Q}{D_{iz}^2 \pi} \quad (4)$$

gde su: D_1 [m] – prečnik cevovoda na ulazu u turbinu, D_{iz} [m] – prečnik na izlazu iz sifona turbine.

Protok kroz turbinu određen je po metodi Winter – Kennedy i zbog toga se smatra relativnom veličinom.

Protok je određen na osnovu izraza:

$$Q_T = k \cdot \Delta p^x \quad (5)$$

gde su: Δp [kPa] – razlika pritisaka protokomera, k – koeficijent protokomera i x – eksponent.

Koeficijent k protokomera određen je tako što je prvo, na osnovu preliminarnih merenja u nekoliko tačaka, sa pretpostavljenim koeficijentom k i eksponentom $x = 0,5$, određena maksimalna vrednost stepena korisnosti kao i protok i neto pad na kome se on ostvaruje. Iz školjkastog dijagrama turbine, za koji isporučilac opreme garantuje, dobijeni je neto pad, određen je optimalni stepen korisnosti turbine, odnosno protok na kome se on ostvaruje, i na osnovu toga izvršena je korekcija koeficijent protokomera. Korišćenjem prethodno opisanog postupka, u nekoliko iteracija, došlo se do zadovoljavajuće vrednosti koeficijenta k .

Pošto je u toku ispitivanja uslov (2) bio ispunjen, svođenje protoka na referentni neto pad H_R , neto pad na kome se garantuje karakteristika stepena korisnosti, izvršen je korišćenjem jednačine:

$$Q_r = Q_i \left(\frac{H_R}{H_n} \right)^{0,5} \quad (6)$$

Nakon obavljenih ispitivanja izvršeno je preračunavanje dobijenih veličina, protoka, pada i stepena korisnosti, u opsegu vrednosti eksponenta $x = 0,48 \div 0,52$, kako bi se odredila reprezentativna kriva stepena korisnosti radi njenog upoređenja sa garantovanom krivom.

Snaga turbine određena je na osnovu snage generatora i poznate zavisnosti stepena korisnosti generatora od njegove snage, odnosno:

$$P_t = P_G \cdot \eta_G \quad (7)$$

Ispitivač je imao na raspolaganju karakteristiku stepena korisnosti generatora u zavisnosti od aktivne snage, koju je dostavio proizvođač generatora, za dve vrednosti sačinioca snage, $\cos \varphi = 0,8$ i $\cos \varphi = 1,0$. Stepen korisnosti turbine pri sačiniocu snage generatora, koji je ostvaren u toku ispitivanja, dobijen je linearnom interpolacijom između prethodno navedenih karakteristika. Pošto je uslov (2) u toku ispitivanja bio ispunjen, svođenje snage turbine na referentni neto pad H_R izveden je korišćenjem sledeće jednačine:

$$P_r = P \left(\frac{H_R}{H_n} \right)^{1,5} \quad (8)$$

Na kraju, relativni stepen korisnosti turbine izračunat je na osnovu izraza:

$$\eta_T = \frac{P}{H_n \cdot Q \cdot \rho \cdot g} \quad (9)$$

4. Rezultati ispitivanja

Pre početka merenja izvršena su merenja u mirnom stanju, u odgovarajućim uslovima, pre pokretanja agregata, kako bi bila određena odstupanja merne opreme, odnosno pokazivanja davača. Dobijene vrednosti odstupanja pokazivanja merne opreme uzete su u obzir pri preračunavanju merenih veličina. U proračunima su vrednosti ubrzanja sile zemljine teže i gustine vode uzete kao standardne veličine, odnosno $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ i $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$.

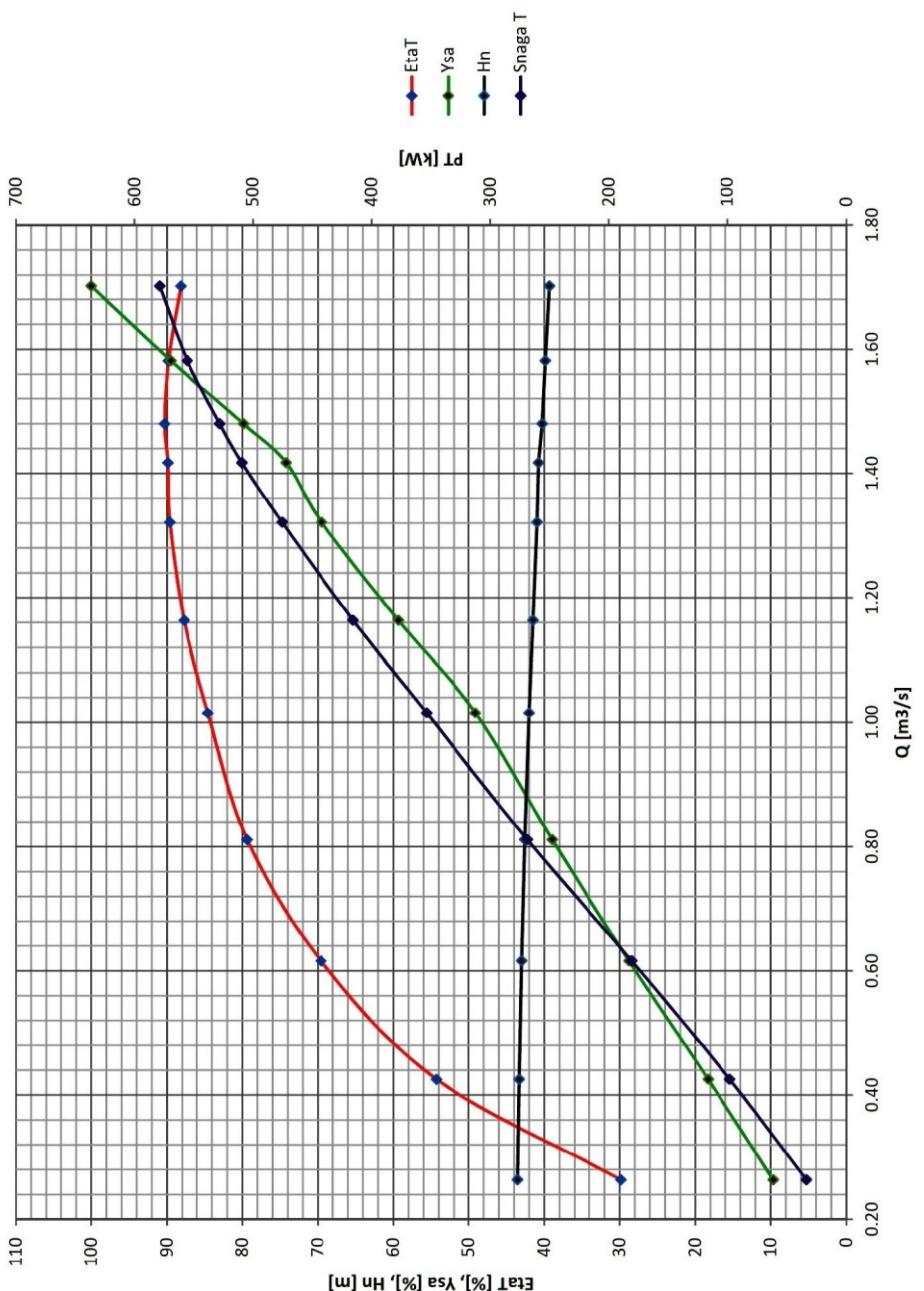
Prilikom određivanja parametara protokomera Winter-Kennedy korišćene su karakteristike stepena korisnosti i snage turbine u zavisnosti od protoka za padove 38, 42 i 46 m, koje je dostavio proizvođača turbine. Na osnovu izraza (5), sprovodenjem prethodno opisanog iterativnog postupka, dobijeni su sledeći koeficijenti, odnosno sledeća formula za Winter-Kennedy protokomer, gde su: $Q_T [\text{m}^3/\text{s}]$ i $\Delta p [\text{mbar}]$:

$$Q_T = k \cdot \Delta p^x = 0,14049 \cdot \Delta p^{0,52} \quad (10)$$

Rezultati ispitivanja stepena korisnosti turbine, preuzeti iz [2], prikazani su u *Tabeli 1*. Zbog preglednosti rezultata ispitivanja, a na osnovu podataka prikazanih u *Tabeli 1* nacrtane su krive stepena korisnosti turbine, otvora sprovodnog aparata turbine, neto pada i aktivne snage generatora u zavisnosti od protoka kroz turbinu. Navedene krive prikazane su na *sl. 3*.

Tabela 1 – Rezultati ispitivanja stepena korisnosti turbine indeksnom metodom

Br.	n	P _G	Y	Δp	P _t	DV	V _t	Q	v _{iz}	H _h	η _{Gt}	η _{Gd,s}	cosφ	η _G	P _t	η _T	H _c ^{gb}	H _s
	Hz	kW	%	mbar	bar	mm	m/s	m ³ /s	m/s	m	%	%	p.u.	%	kW	%	m	m
1	50,04	535,8	100,0	120,9	3.464	231,54	4,42	1,701	1,790	39,338	96,31	94,54	0,986	96,18	578,79	88,16	4,14	3,64
2	50,04	533,7	89,49	105,2	3,524	231,51	4,11	1,582	1,665	39,862	96,38	94,57	0,986	96,25	555,45	89,79	3,66	3,66
3	50,04	507,7	79,84	92,51	3,574	231,50	3,85	1,480	1,557	40,287	96,45	94,59	0,986	96,32	528,11	90,30	3,27	3,67
4	50,04	489,8	74,21	85,15	3,623	231,48	3,68	1,417	1,491	40,762	96,50	94,61	0,981	96,32	509,44	89,88	2,95	3,70
5	50,04	457,6	69,49	74,40	3,646	231,45	3,43	1,321	1,390	40,947	96,55	94,65	0,985	96,41	475,62	89,61	2,68	3,72
6	50,04	399,5	59,33	58,25	3,709	231,42	3,02	1,164	1,224	41,506	96,47	94,73	0,985	96,34	415,60	87,72	2,18	3,76
7	50,04	339,1	49,11	44,84	3,764	231,39	2,64	1,016	1,069	42,001	96,18	94,87	0,984	96,07	353,87	84,55	1,73	3,79
8	50,04	255,9	38,95	29,09	3,825	231,34	2,11	0,811	0,854	42,573	95,60	94,69	0,981	95,52	268,88	79,34	1,23	3,84
9	50,04	170,3	28,76	17,10	3,868	231,28	1,60	0,616	0,648	42,986	94,85	93,93	0,981	94,76	180,70	69,56	0,89	3,90
10	50,04	91,2	18,30	8,36	3,900	231,22	1,11	0,425	0,448	43,322	94,00	93,00	0,981	93,91	98,12	54,27	0,63	3,96
11	50,04	29,9	9,66	3,30	3,920	231,17	0,69	0,264	0,227	43,544	92,00	91,00	0,981	91,91	33,58	29,82	0,47	4,01



Slika 3 – Zavisnost η_T , YSA, H_n i P_T od protoka Q kroz turbinu

5. Analiza greške merenja

Sastavni deo obrade rezultata merenja, jeste i utvrđivanja greške merenja kako bi konačni rezultati merenja bili verodostojni u smislu njihovog poređenja sa garantovanim vrednostima. U cilju određivanja greške merenja stepena korisnosti turbine indeksnom metodom određene su ukupne relativne greške mernih instrumenata, kao i relativna greška izvedenih veličina, protoka i neto pada. Za korišćene merne instrumente greška je određena kao

$$f_x = \sqrt{f_{x,sist}^2 + f_{x,sluč}^2} \quad (11)$$

Sistemska greška $f_{x,sist}$ određena je na osnovu rezultata etaloniranja korišćenih mernih instrumenata, dok je $f_{x,sluč}$ određena statističkom obradom izmerenih vrednosti. Relativna greška određivanja protoka po metodi Winter-Kennedy izračunata je u skladu sa preporukama iz [1] kao

$$f_Q = (f_{Δp}^2 + f_{Q*}^2)^{0.5} \quad (12)$$

gde je $f_{Δp}$ relativna greška merenja diferencijalnog pritiska, dok je f_{Q*} greška merenja protoka koja se određuje grafičkom metodom i zavisna je od veličine diferencijalnog pritiska. Relativna greška određivanja neto pada turbine f_H određena je korišćenjem jednakosti:

$$f_H = \frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{H} \sqrt{\Delta z_2^2 + \left(\frac{\Delta p_1}{\rho g}\right)^2 + \left(\frac{v_1 \Delta Q}{A_1 g}\right)^2 + \left(\frac{v_{iz} \Delta Q}{A_{iz} g}\right)^2} \quad (13)$$

gde su: Δz_2 , Δp_1 , ΔQ – apsolutne greške izmerenih veličina, a A_1 i A_{iz} – površine ulaznog i izlaznog preseka turbine. Na kraju, ukupna greška određivanja stepena korisnosti određena je kao

$$f_\eta = \sqrt{f_{P_g}^2 + f_Q^2 + f_H^2} \quad (14)$$

gde je sa f_{P_g} označena relativna greška merenja aktivne snage generatora. Ukupne greške određivanja stepena korisnosti turbine, u zavisnosti od režima rada, prikazane su u *Tabeli 2*.

Tabela 2 – Greška određivanja stepena korisnosti turbine

Br.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Q [m ³ /s]	1,70	1,58	1,48	1,42	1,32	1,16	1,01	0,81	0,62	0,42	0,26
η [%]	88,28	89,92	90,43	90,01	89,73	87,84	84,67	79,45	69,66	-	-
f _η [%]	0,759	0,838	0,929	0,973	1,049	1,285	1,662	2,313	3,532	-	-

6. Poređenje sa garancijom

Provera odstupanja oblika krive relativnog stepena korisnosti turbine u funkciji protoka od garantovane krive, u skladu sa preporukama [1], izvršena je za referentni neto pad turbine $H_R = 42$ m. U tabeli 3 prikazani su rezultati merenja svedeni na referentni neto pad $H_R = 42$ m.

Tabela 3 – Rezultati merenja svedeni na referentni neto pad $HR = 42$ m

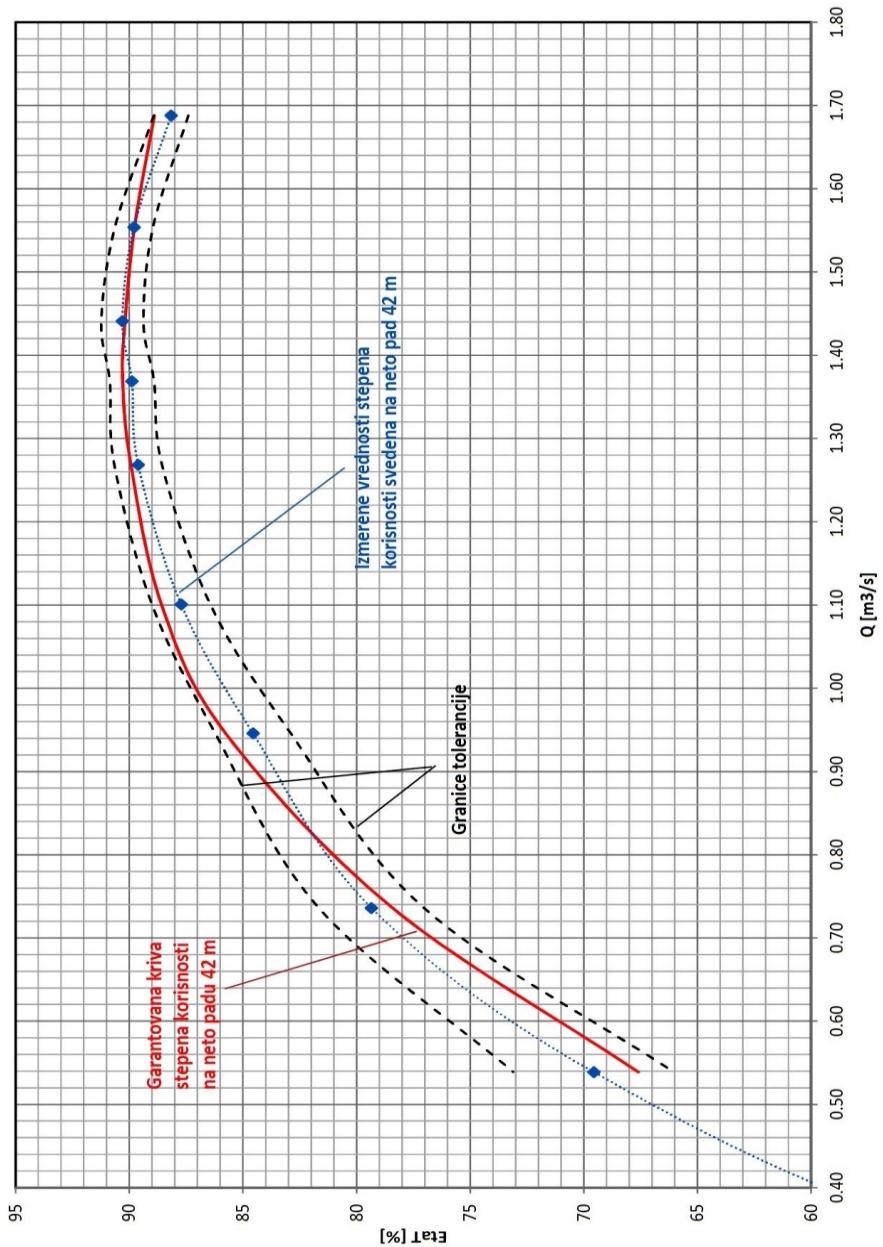
Br.	n Hz	P _G kW	Y %	Q m ³ /s	H _n m	P _t kW	η _T %	(H _R /H _n) ^{0.5}	Q _R m ³ /s	P _{IR} kW	f _η %	η _{T,GAR} %
1.	50,04	555,78	100,00	1,701	39,34	578,79	88,16	1,033	1,688	638,54	0,759	88,90
2.	50,03	533,67	89,49	1,582	39,86	555,45	89,79	1,026	1,554	600,74	0,838	89,77
3.	50,05	507,75	79,84	1,480	40,29	528,11	90,30	1,021	1,441	562,14	0,929	90,19
4.	50,06	489,78	74,21	1,417	40,76	509,44	89,88	1,015	1,369	532,83	0,973	90,29
5.	50,05	457,62	69,49	1,321	40,95	475,62	89,61	1,013	1,268	494,08	1,049	89,93
6.	50,06	399,49	59,33	1,164	41,51	415,61	87,72	1,006	1,101	423,05	1,285	88,58
7.	50,05	339,05	49,11	1,016	42,00	353,87	84,55	1,000	0,946	353,85	1,662	85,76
8.	50,06	255,90	38,95	0,811	42,57	268,87	79,34	0,993	0,736	263,46	2,313	78,41
9.	50,06	170,32	28,76	0,616	42,99	180,70	69,56	0,988	0,539	174,52	3,532	67,59
10.	50,05	91,21	18,30	0,425	43,32	98,12	54,27	0,985	0,349	93,66	-	-
11.	50,05	29,94	9,66	0,264	43,54	33,58	29,82	0,982	0,189	31,81	-	-

Na osnovu podataka iz Tabele 3 formiran je grafik prikazan na sl. 4. Na sl. 4 prikazana je zavisnost stepena korisnosti turbine od protoka kroz turbinu dobijena na osnovu rezultata ispitivanja i garantovana kriva stepena korisnosti uz uvažavanje ukupne greške određivanja stepena korisnosti turbine.

7. Zaključak

U realnim pogonskim uslovima mHE izvršeno je ispitivanje turbine primenom indeksne metode na jednom neto padu. Prikaz metodologije ispitivanja, načina obrade rezultata, samih rezultata ispitivanja i analize greške merenja, izvršen je sistematično i pregledno. Određena je kriva zavisnosti relativnog stepena korisnosti turbine od protoka kroz turbinu kao jedna od najvažnijih osobina turbine. Poređenjem rezultata ispitivanja sa garancijom jednoznačno je utvrđena njihova saglasnost u granicama greške merenja.

Poređenje rezultata ispitivanja sa garancijom pokazuje da se oblik krive izmerenog relativnog stepena korisnosti turbine, na neto padu od 42 m, poklapa sa oblikom krive koju je dostavio isporučilac turbine. Takođe, garantovana kriva stepena korisnosti ne izlazi izvan graničnih linija ukupne greške merenja koje su formirane oko krive izmerenog relativnog stepena korisnosti turbine. Na osnovu svega prikazanog može se zaključiti da je isporučilac turbine zadovoljio garancije u skladu sa IEC 62006, klasa B.



Slika 4 – Uporedni prikaz krive stepena korisnosti turbine dobijene na osnovu merenja i garantovane krive stepena korisnosti

Zahvalnica

Rad je nastao u okviru projekta TR33020, „Povećanje energetske efikasnosti hidroelektrana i termoelektrana Elektroprivrede Srbije razvojem tehnologije i uređaja energetske elektronike za regulaciju i automatizaciju“, koji je finansiralo Ministarstvo prosvete, nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije.

Literatura

- [1] IEC62006:2010 Hydraulic machines - Acceptance tests of small hydroelectric installations, edition 1.0, 28.10.2010.
- [2] Izveštaj o ispitivanju turbine kućnog agregata HE "Bočac, Elaborat 217057, 29.9.2017. god.

Abstract: To assess the fulfillment of contract conditions for the equipment delivery, determining the properties and capabilities of a generating unit or some part of it, the measurements carried out under real operating conditions were necessary. In this paper, the results of the test that was carried out in a small hydropower plant (SHPP), aimed at determining the relative efficiency of the hydraulic turbine and its comparison with the guaranteed values, are presented. The dependence of the turbine efficiency on the turbine discharge was determined based on the test results, using the index method. The test was performed at one net head.

Keywords: hydraulic turbine, turbine efficiency, small hydro power plant;

Determination of Turbine Relative Efficiency in SHPP

Dane Džepčeski, Vladimir Petrović, Marko Mijić

Rad primljen u uredništvo: 06.11.2017. godine.
Rad prihvaćen: 14.11.2017. godine.