

Hidro turbina u Venturijevoj cijevi

Mirjana PUHARIĆ¹⁾, Mirko KOZIĆ²⁾,
Marina KUTIN¹⁾ i Slavica RISTIĆ¹⁾

1) Institut Goša (Goša Institute),
Milana Rakića 35, 11000 Beograd,
Republic of Serbia

2) Vojnotehnički institut (Military Technical
Institute), Ratka Resanovića 1,
11000 Beograd, Republic of Serbia

mirjana.puharic@institutgosa.rs

Ključne riječi

*Kontrarotirajuća hidroturbina
Numerička dinamika fluida
Venturijeva cijev*

Keywords

*Contra-rotating hydro turbine
Numerical fluid dynamics
Venturi tube*

Received (primljeno): 2008-12-10

Accepted (prihvaćeno): 2009-08-31

Original scientific paper

U radu su prikazani rezultati istraživanja hidroturbine u Venturijevoj cijevi za zadani broj okretaja i zadanom brzinom vode na ulazu u cijev. Rezultati su dobiveni komercijalnim softverom za numeričku dinamiku fluida. Ispitivanje je obuhvatilo usporedbu snage koju daju jedna i dvije suprotno smjerno rotirajuće hidroturbine u Venturijevoj cijevi. Numeričke simulacije za dvije turbine koje se okreću u suprotnim smjerovima s jednakim kutnim brzinama pokazale su da se javlja znatan pad snage na prednjoj turbini, dok je ukupna snaga nešto veća nego za jednu turbinu.

Hydro Turbine in a Venturi Tube

Izvornoznanstveni članak

This paper presents results of a research hydro turbine in a Venturi tube for given revolutions per minute and velocity of water at the entry of the tube. The results were obtained with commercial software for numerical fluid dynamics. The research was included comparison of power obtained with one and two contra-rotating hydro turbine in a Venturi tube. The numerical simulations, for two turbines rotating in opposite directions with equal angular velocities, showed that a considerable power drop occurred, whereas the total power is somewhat larger than for the one turbine.

1. Uvod

Imajući u vidu izuzetno ozbiljne ekološke probleme kao što su globalno zagrijavanje i zagađenje životne sredine, a istovremeno sve veće potrebe za energijom, istraživanja su u većoj ili manjoj mjeri, usmjerena prema dobivanju energije iz obnovljivih, ekološki prihvatljivih izvora. U cilju iskorištenja energije rijeka, morskih i oceanskih struja, projektirana je nova vrsta turbine koja u osnovi predstavlja "vjetrenjaču" postavljenu u Venturijevu cijev. Jedna od prednosti ove metode leži u činjenici da voda ima preko 800 puta veću gustoću od zraka, pa turbina u Venturijevoj cijevi može imati znatno manji promjer za istu snagu. Također, brzina i smjer kretanja vode vrlo se malo mijenjaju, za razliku od vjetrenjače, pa turbina najveći dio vremena radi pri optimalnim uvjetima. U skladu sa tim patentirano je rješenje sa dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine u Venturijevoj cijevi, u kojoj dvije turbine rotiraju u suprotnim smjerovima sa istim kutnim brzinama, a smještene su neposredno jedna iza druge. Prednosti ovakvog rješenja sastoje se u povećanoj snazi u odnosu na jednu turbinu i eliminiraju rotacije

fluida iza zadnje turbine, kao i okretnog momenta koji djeluje na noseću strukturu. Mana je u znatno složenijoj konstrukciji rotora.

U ovom radu su predstavljeni rezultati numeričkih simulacija dobiveni softverom koji rješava usrednjene Navier-Stokesove jednačbe, a zatim je izvršena usporedba dobivenih snaga za jednu i dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine.

2. Analitičko određivanje geometrije lopatice i maksimalnog broja obrtaja

Pri povećanju broja okretaja turbine raste brzina kojom fluid struji oko lopatica, dok istovremeno opada tlak. Ako vrijednost tlaka padne ispod tlaka isparavanja na temperaturi vode, tada dolazi do takozvanog hladnog ključanja, stvaranja parnih mjehura, odnosno dolazi do pojave koja se naziva kavitacija. Kavitacija je veoma štetna, jer izaziva vibracije i habanje materijala, takozvanu kavitacijsku eroziju. Ovo je jedan od razloga zašto se mora ograničiti maksimalan broj okretaja turbine.

Oznake / Symbols

B	- broj lopatica - number of blades	α	- napadni kut lokalnog presjeka, ° - local section angle of attack
c	- tetiva lokalnog presjeka, m - local section chord	θ_T	- kut uvijanja lokalnog presjeka, ° - local section blade twist angle
H	- dubina na kojoj je os turbine, m - depth of the turbine axis	θ_p	- konstruktivni kut nagiba lokalnog presjeka, ° - geometric pitch angle of the local section
n	- broj okretaja turbine, o/min - rpm	$\theta_{p,0}$	- konstruktivni kut nagiba presjeka na vrhu, ° lopatice - geometric pitch angle of the blade tip
P	- snaga, kW - power	λ	- parametar - parameter
p_k	- tlak pri kojem dolazi do kavitacije, Pa - cavitation pressure	ρ	- gustoća fluida, kg/m ³ - fluid density
p_a	- atmosferski tlak, Pa - atmospheric pressure	φ	- hidrodinamički kut nagiba lokalnog presjeka, ° - inflow angle of the local section
R	- polumjer turbinskog kola - impeller radius	ω	- kutna brzina, rad/s - angular velocity
v_1	- aksijalna brzina fluida ispred turbine, m/s - fluid axial approach velocity	Ω_{\max}	- maksimalna kutna brzina, rad/s - maximum angular velocity
v_k	- brzina pri kojoj dolazi do kavitacije, m/s - cavitation speed		

Ako tlak pri kome se pojavljuje kavitacija na lopatici označimo sa p_k , atmosferski tlak sa p_a , gustoću fluida sa ρ , ubrzanja zemljine teže sa g i dubinu na kojoj se nalazi turbina sa H , brzina pri kojoj dolazi do kavitacije je:

$$V_k \approx \sqrt{\frac{2(p_a - p_k)}{\rho} + 2gH} . \quad (1)$$

Iz jednadžbe (1) vidi se da je ova brzina veća, što je niži tlak pri kojemu dolazi do kavitacije, a dubina veća. Tlak kavitacije opada s temperaturom vode, odnosno što je manja temperatura vode, potreban je niži tlak da bi došlo do ključanja, a to znači da će biti potrebna veća brzina fluida oko lopatice, a samim tim i veći broj okretaja. Za analiziranu turbinu kao ulazni podaci dani su polumjer kola $R = 0,65$ m i brzina vode na ulazu u Venturijevu cijev $V = 2$ m/s. Brzina kavitacije za ovu turbinu, na dubini $H = 5$ m i temperaturi vode $t = 15$ °C, iznosi $V_k = 17$ m/s.

S druge strane, u blizini površine lopatice turbine, najveća vrijednost brzine fluida približno je dva puta veća od brzine uslijed rotacije lopatice. Kako se najveća brzina uslijed rotacije javlja na vrhu lopatice, iz uvjeta da je brzina kavitacije jednaka dvostrukoj vrijednosti obodne brzine vrha lopatice, dobiva se maksimalna kutna brzina:

$$\Omega_{\max} = \frac{V_k}{2 \cdot R} , \quad (2)$$

čija je vrijednost $\Omega_{\max} = 13,27$ rad/s.

Maksimalni broj okretaja turbine dobiva se iz:

$$n_{\max} = \frac{30\Omega}{\pi} , \quad (3)$$

i iznosi 126, 8 o/min.

Snaga turbine zavisi od broja lopatica i maksimalne finese profila lopatice, a u najvećoj mjeri od parametra λ , koji predstavlja omjer obodne brzine vrha lopatice ωR i aksijalne brzine fluida ispred turbine V_1 :

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_1} . \quad (4)$$

Vrijednost omjera brzine vrha lopatice računa se za brzinu V_1 na ulazu u cilindrični dio Venturijeve cijevi. Njena vrijednost dobivena je iz jednadžbe kontinuiteta, i za dane dimenzije Venturijeve cijevi iznosi 6,14 m/s. Za broj okretaja usvojena je vrijednost 50 o/min zbog zaštite životinjskog svijeta i sprječavanja pojave kavitacije. Za usvojeni broj okretaja turbine, omjer brzine vrha lopatice ima vrijednost: $\lambda = 0,55$.

Sljedeći važan element, od kojega zavisi snaga koju turbina daje, je profil presjeka lopatice. Maksimalna snaga dobiva se ako su profili presjeka uzduž lopatice postavljeni pod napadnim kutom koji daje najveći omjer koeficijenta uzgona i koeficijenta otpora, odnosno najveću finesu. Kako se uslijed rotacije lopatice mijenja obodna komponenta brzine uzduž lopatice, potrebno je da lopatica ima uvijanje uzduž kraka, da bi profili svih

presjeka bili pod kutom najveće finese. Pored vrijednosti maksimalne finese, važna je i odgovarajuća vrijednost koeficijenta uzgona, jer od njegove vrijednosti zavise dužine tetiva profila lokalnih presjeka. Takođe treba voditi računa da profil ima veliku relativnu debljinu blizu korijena lopatice, da bi radna naprezanja bila što manja, a otpornost na zamor što veća. Zbog svega navedenog izabran je 17 %-ni profil NASA LS(1)-0417, poznat i pod oznakom GA(W) -1, čija vrijednost maksimalne finese iznosi 88,9.

Na snagu turbine znatno utječe broj lopatica. Koeficijent snage turbine, za fiksni omjer brzine vrha lopatice λ i izabrani profil presjeka uzduž lopatice, zavisi od broja lopatica. Snaga raste s povećanjem broja lopatica, i taj utjecaj je najizraženiji za male vrijednosti λ .

U tablici 1 dan je preporučeni broj lopatica B , u zavisnosti od odnosa brzine vrha lopatice λ [1]. Za broj okretaja i omjer brzine vrha lopatice za koji je vršena ova analiza, preporučeni broj lopatica je u rasponu od 8 do 24, tako da je numerička simulacija rađena za turbinu sa 8, 16 i 24 lopatice.

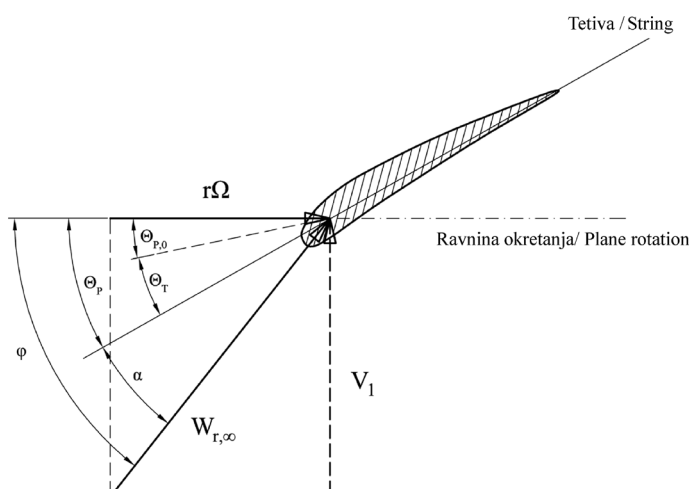
Tablica 1. Preporučeni broj lopatica turbine

Table 1. Recommended number of turbine blades

λ	B
$\lambda \leq 1$	8 ÷ 24
$1 < \lambda \leq 2$	6 ÷ 12
$2 < \lambda \leq 3$	3 ÷ 6
$3 < \lambda \leq 4$	3 ÷ 4
$\lambda > 4$	1 ÷ 3

Nakon što je definiran broj okretaja turbine, izabran profil presjeka uzduž lopatice i definiran opseg broja lopatica, na osnovi analitičkih izraza danih u [1], određeni su optimalan oblik lopatice, odnosno određene su sljedeće zavisnosti uzduž kraka lopatice:

$$\theta_T = f_1\left(\frac{r}{R}\right), \theta_P = f_2\left(\frac{r}{R}\right), c = f_3\left(\frac{r}{R}\right), \varphi = f_4\left(\frac{r}{R}\right). \quad (5)$$



Na slici 1 su prikazane ove veličine, pri čemu je θ_T kut uvijanja lokalnog presjeka, odnosno kut između tetive hidroprofila lokalnog presjeka i tetive hidroprofila presjeka na vrhu lopatice, θ_P konstruktivni kut nagiba lokalnog presjeka, odnosno kut između tetive profila lokalnog presjeka i ravnine okretanja, $\theta_{P,0}$ konstruktivni kut nagiba presjeka na vrhu lopatice, odnosno kut između tetive profila presjeka na vrhu lopatice i ravnine okretanja, c tetiva lokalnog presjeka, φ hidrodinamički kut nagiba lokalnog presjeka, tj. kut između relativne brzine neporemećenog strujanja za razmatrani presjek i ravnine okretanja, a α je napadni kut lokalnog presjeka, odnosno kut između tetive hidroprofila lokalnog presjeka i relativne brzine neporemećenog strujanja u promatranom presjeku.

Parametri geometrije lopatice određeni su u 12 presjeka, a rezultati su izloženi u tablici 2.

Može se uočiti da je, za fiksni broj lopatica B , promjena dužine tetiva profila lokalnih presjeka uzduž koraka lopatice mala, pa je u numeričkoj simulaciji rađeno s tetivom konstantne duljine, a uzeta je najveća vrijednost iz tablice. Iz tablice se također vidi da je promjena kuta uvijanja uzduž koraka lopatice skoro linearna, pa je u numeričkoj simulaciji rađeno s linearnom promjenom kuta uvijanja uzduž koraka. Ovdje se može uočiti da duljina tetive profila raste k vrhu lopatice, a uzrok leži u maloj vrijednosti omjera brzine vrha λ . S ovako definiranom geometrijom rotora, izvršena je numerička simulacija i dobiven okretni moment, odnosno snaga. Mijenjanjem konstruktivnog kuta nagiba profila presjeka u korjenu lopatice za $\pm 2^\circ$, izvršena je provjera daje li optimalni rotor najveću snagu. Pokazalo se da optimalni rotor daje najveću snagu, pa je njegova geometrija predstavljala polaznu točku za numeričko modeliranje strujanja u Venturijevoj cijevi sa dvije turbine koje se okreću u suprotnim smjerovima, istim kutnim brzinama. Uzeto je da su broj lopatica i tetive uzduž koraka za zadnju turbinu isti kao za prednju, a konstruktivni kut nagiba u korjenu i kut uvijanja uzduž koraka za prvu

Slika 1. Vektor relativne brzine, hidrodinamički kut nagiba, konstruktivni kut nagiba, kut uvijanja i napadni kut za hidroprofil lokalnog presjeka

Figure 1. Vector of relative speed, inflow angle, geometric pitch angle, blade twist angle and blade pitch angle for local cross-section of hydrofoil

simulaciju određeni su na osnovi polja vektora brzine iza prednje turbine, kada ona radi sama. Ovo je bila prilično gruba aproksimacija, zbog međusobnog utjecaja turbina. U nekoliko sljedećih numeričkih simulacija, mijenjajući konstruktivni kut nagiba u korjenu i kut uvijanja uzduž koraka, a vodeći pri tome računa da ne dođe do kavitacije i odvajanja struje, dobivena je najveća ukupna snaga.

Tablica 2. Geometrija optimalne lopatice

Table 2. Geometry of optimal blade

$n = 50 \text{ o/min}$ $\lambda = 0,55$ $R = 0,65 \text{ m}$						
r/R	φ	θ_p	θ_t	$c, \text{ m}$		
				$B = 24$	$B = 16$	$B = 8$
1	40,78	36,00	-0,38	0,165	0,248	0,495
0,977	41,16	36,76	0	0,164	0,246	0,492
0,931	41,92	37,52	0,76	0,162	0,243	0,486
0,884	42,71	38,31	1,55	0,160	0,240	0,480
0,838	43,50	39,10	2,34	0,157	0,235	0,471
0,792	44,31	39,91	3,15	0,153	0,229	0,459
0,746	45,12	40,72	3,96	0,149	0,223	0,447
0,700	45,96	41,56	4,80	0,145	0,217	0,435
0,653	46,82	42,42	5,66	0,140	0,210	0,420
0,608	47,67	43,21	6,51	0,135	0,202	0,405
0,562	48,54	44,14	7,38	0,129	0,194	0,387
0,538	48,98	44,57	7,81	0,126	0,189	0,378

3. Teorijske osnove numeričke dinamike fluida

Numerička simulacija strujanja u turbini izvršena je pomoću softvera za numeričku dinamiku fluida, poznatiju skraćeno kao CFD (Computational Fluid Dynamics). Ovaj pristup daje pouzdane rezultate za širok spektar problema kao što su aerodinamika letjelica, hidrodinamika brodova, turbostrojevi, građevinarstvo, kemijsko inženjerstvo, meteorologija, oceanografija i biomedicina.

CFD kodovi su moćan alat, ali njihova upotreba zahtjeva od korisnika visok nivo vještine, posebno pri modeliranju složenih pojava. Kritične točke u numeričkom modeliranju su generiranje numeričke mreže i izbor modela turbulencije.

Osnovne jednačbe koje opisuju strujanje fluida predstavljaju matematički oblik fizikalnih zakona održanja mase, količine gibanja i energije. Za numeričko rješavanje jednačbi koje opisuju strujanje viskoznog fluida, koristi se metoda konačnih volumena u kojoj polazi od integralnog oblika zakona održanja mase, količine gibanja i energije. Numerička domena se dijeli na veliki broj volumenskih elemenata na koje se primjenjuje integralni oblik održanja mase, količine gibanja i energije. Na taj način dobiva se sustav algebarskih jednačbi, čijim se rješavanjem određuju veličine polja strujanja unutar svakog elementa. Volumenska mreža (mreža kontrolnih volumena) promatranog modela sastoji se od oko 2,5

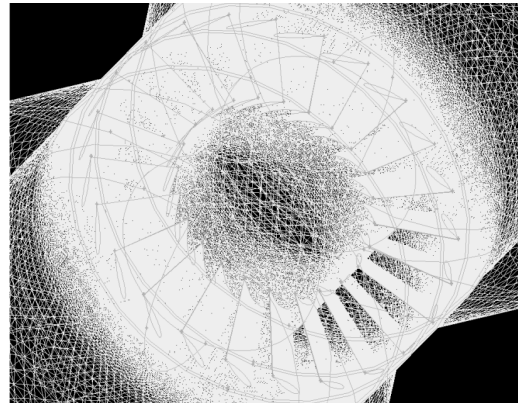
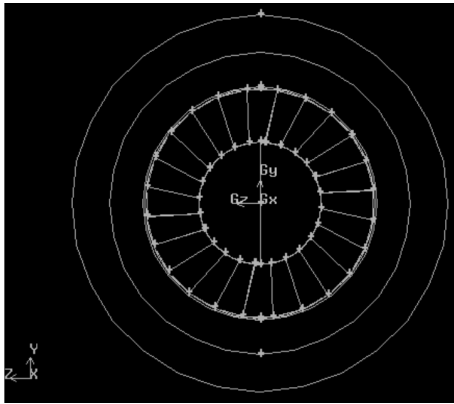
miliona tetraedara, to je takozvana nestrukturirana mreža, koja se u pravilu koristi za vrlo složene geometrije. Površinska mreža na jednoj lopatici, sastavljena je od približno 5 900 trokutnih elemenata.

Za simulaciju turbulentnog strujanja, korištene su Reynoldsove jednačbe, dobivene vremenskim usrednjavanjem Navier-Stokesovih jednačbi. Vremensko usrednjavanje Navier-Stokesovih jednačbi daje šest dodatnih veličina, takozvanih Reynoldsovih

napreznja koji se javljaju usljed izmjene količine gibanja fluidnih djelića makroskopske veličine. Zbog ovih dodatnih veličina sustav parcijalnih diferencijalnih jednačbi nije zatvoren, pa se turbulentna napreznja modeliraju u zavisnosti o poznatim karakteristikama usrednjenog strujanja. Korišteni CFD softver primjenjuje različite turbulentne modele, od najprostijih (algebarske jednačbe), pa do najsloženijih (sistem parcijalnih diferencijalnih jednačbi koje opisuju Reynoldsova napreznja).

U numeričkoj simulaciji strujanja pošlo se od geometrije lopatice optimalnog rotora, uz male modifikacije kuta uvijanja i tetiva profila lokalnih presjeka uzduž kraka lopatice. Na slici 2a dan je pogled s prednje strane na rotor sa 24 lopatice, a na slici 2b izgled mreže kontrolnih volumena u okolišu rotora.

Priprema za numeričku simulaciju pomoću softvera za rješavanje usrednjenih Navier-Stokesovih jednačbi, je obuhvatila definiranje graničnih uvjeta: brzina strujanja na ulazu u Venturijevo cijev, tlak na izlazu iz cijevi, vektor kutne brzine rotora i uvjet da nema klizanja na čvrstoj površini. Uključen je jedan od turbulentnih modela, izabran tip solvera i postavljeni parametri za ubrzanje konvergencije rješenja. Tijekom numeričke simulacije praćeni su reziduali, kao i vrijednost okretnog momenta. Kada su vrijednosti reziduala pale ispod vrijednosti 10^{-3} , ili je promjena okretnog momenta u dvjema uzastopnim iteracijama bila manja od 0,5 %, numerička simulacija se završavala.



Slika 2. a) Turbina s 24 lopatice u Venturijevoj cijevi, b) mreža kontrolnih volumena u okolišu rotora

Figure 2. a) Turbine with 24 blades in the Venturi tube, b) cubical grid in the vicinity of rotor

4. Rezultati numeričke simulacije strujanja s jednom turbinom

Okretni moment i snaga za 8, 16 i 24 lopatice dani su u tablici 3. Vidi se da najveću snagu daje turbina sa 24 lopatice, i dalje numeričke simulacije vršene su samo sa ovim brojem lopatica.

Tablica 3. Snaga za različit broj lopatica

Table 3. Power for a different number of blade

Konstruktivni kut nagiba u korijenu/ geometric pitch angle of root cross-section $\theta_p = 44,57^\circ$	Broj lopatica/ Number of blades B		
	8	16	24
P, W	78053	69147	113039

S obzirom da je numerička simulacija rađena za lopatice čiji je oblik određen iz analitičkih izraza izvedenih s određenim pojednostavljenjima, izvršena je provjera može li se s promjenom konstruktivnog kuta nagiba lopatice, dobiti veća snaga. Zbog toga je konstruktivni kut nagiba lopatice u korijenu u jednom slučaju povećan, a u drugom smanjen za 2° , pri čemu je kut uvijanja uzduž lopatice ostao nepromijenjen. Rezultati za ta dva slučaja, dani su u tablici 4, uz osnovni slučaj označen kao nominalni.

Vidi se da najveću snagu daje turbina s lopicama pod nominalnim konstruktivnim kutom nagiba, što znači da pojednostavljenja uvedena pri određivanju lopatice optimalnog rotora imaju zanemariv utjecaj.

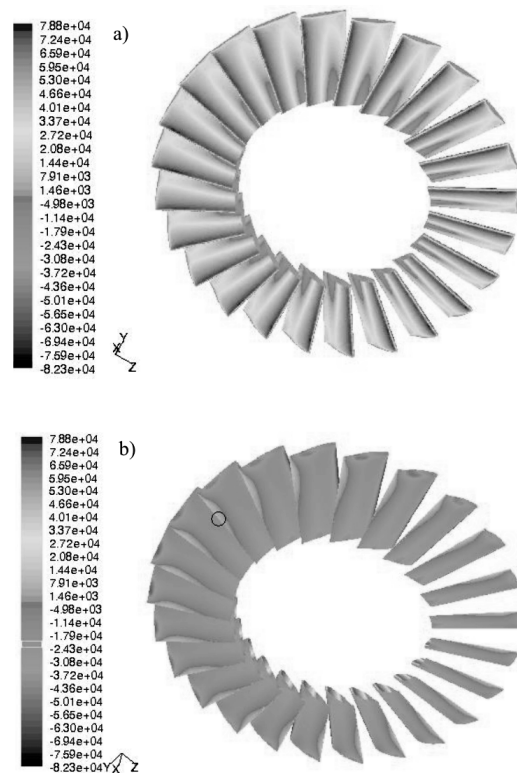
Na slici 3a i 3b prikazana je raspodjela tlaka na lopicama za nominalni konstruktivni kut nagiba. Uočava se da je raspodjela tlaka na korijenu praktično identična za sve lopatice, a isto važi i za vrh.

Također, primjećuje se izražen pretlak (crvena boja) u korijenu, a na vrhu podtlak (plava boja). Njihova razlika je velika, pa samim tim i sila uzgona čija obodna komponenta daje okretni moment.

Tablica 4. Snaga za različite konstruktivne kute nagiba u korijenu

Table 4. Power for different geometric pitch angle of the root cross-section

Broj lopatica/ Number of blades $B = 24$	Konstruktivni kut nagiba u korijenu / geometric pitch angle of root cross-section θ_p	-2°	Nominalan / Nominal	$+2^\circ$
		P, W	92048	113039



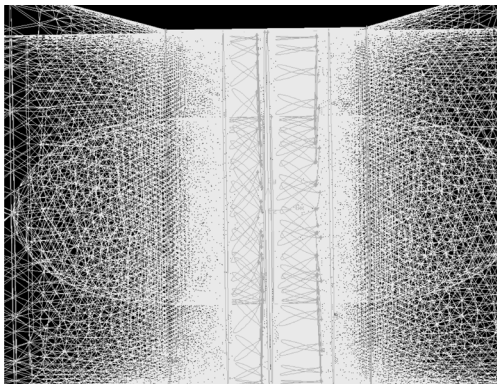
Slika 3. Raspodjela tlaka na lopicama turbine za nominalni konstruktivni kut nagiba u korijenu lopatice a) korijen lopatice, b) vrh lopatice

Figure 3. Distribution of pressure on the turbine blade for the nominal geometric pitch angle of blade root a) bottom surface, b) upper surface of the blade

5. Numerička simulacija sa dvije kontrarotirajuće turbine

U sljedećoj fazi istraživanja rađena je numerička simulacija strujanja sa dvije turbine u Venturijevoj cijevi, koje se okreću u suprotnim smjerovima s istim brojem okretaja $n = 50$ o/min, a nalaze se jedna neposredno iza druge. Geometrija prve turbine je ostala nepromijenjena, a druga turbina ima isti broj lopatica i istu duljinu tetive kao i prva. Cilj ovog dijela istraživanja bio je odrediti konstruktivni kut nagiba u korijenu i kut uvijanja lopatica druge turbine, tako da se dobije najveća ukupna snaga, uz uvjet da ne dođe do odvajanja struje na lopatici druge turbine. Postupak se sastojao u tome da se početne vrijednosti konstruktivnog kuta nagiba u korijenu i kuta uvijanja lopatica druge turbine, koje su bile potrebne za prvu numeričku simulaciju, procijene na osnovi polja vektora brzine iza prve turbine, kada ona radi sama. Na osnovi strujne slike oko lopatica druge turbine, mijenjani su spomenuti kutevi, sve dok nije dobivena najveća snaga koju zajedno daju obje turbine, a da pri tome nigdje na lopatici ne dođe do odvajanja struje. Na slici 4 prikazana je numerička mreža za dvije suprotnosmjerno rotirajuće turbine.

Bilo je potrebno uraditi 7 numeričkih simulacija da bi se dobila najveća zbirna snaga, uz zahtijevane uvjete, a rezultati su dani u tablici 5.



Slika 4. Prostorna mreža za dvije suprotnosmjerno rotirajuće turbine

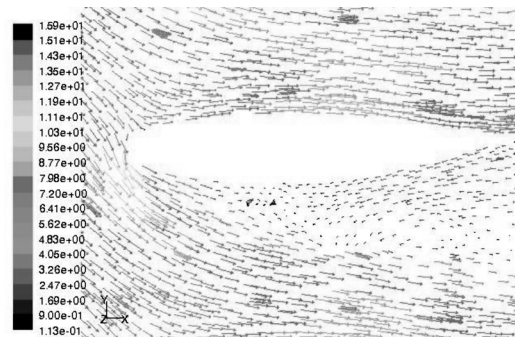
Figure 4. Cubical grid for two contra-rotating turbine

Tabela 5. Rezultati numeričke simulacije za dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine

Table 5. The results of numerical simulations for the two contra-rotating turbines

Slučaj / case	1	2	3	4	5	6	7
Konstruktivni kut nagiba/ geometric pitch angle	49 °	90 °	78 °	70 °	62 °	62 °	58 °
Kut uvijanja/ blade twist angle	16 °	8 °	20 °	28 °	40 °	44 °	46 °
Snaga prednje turbine/ power of the front turbine, KW	84,4	82,4	82,7	81,9	83,0	83,6	83,2
Snaga zadnje turbine/ power of the rear turbine, KW	2,8	50,1	42,9	41,0	41,6	44,6	42,1
Ukupna snaga obje turbine / total power of the turbine (KW)	87,2	132,5	125,6	122,9	124,6	128,2	125,3

Uočeno je da dolazi do znatnog pada snage na prednjoj turbini, što je posljedica utjecaja zadnje turbine. Slučajevi 1 i 2 su karakteristični jer daju najmanju i najveću snagu. U slučaju 1 snaga je bila najmanja, jer je dio lopatice bio pod negativnim napadnim kutem, što je pokazala strujna slika. Slučaj 2 je karakterističan jer je dao najveću ukupnu snagu, ali zbog odvajanja struje od korijenog presjeka pa skoro do vrha lopatice, nije mogao biti prihvaćen kao rješenje. Na slici 5 prikazani su vektori relativne brzine oko aeroprofila presjeka lopatice zadnje turbine u korijenskom presjeku, gdje se uočava veliko odvajanje struje na vrhu.

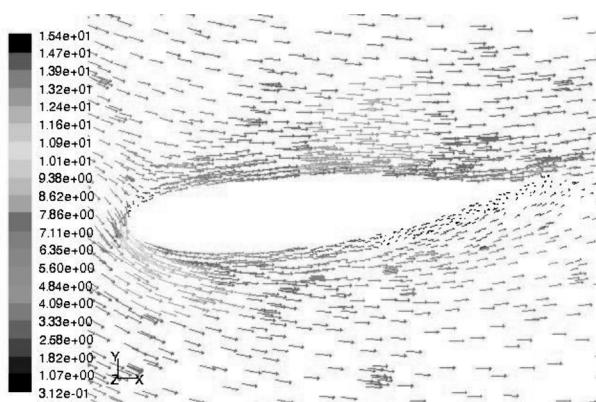


Slika 5. Vektori relativne brzine u korijenskom presjeku za slučaj 2

Figure 5. Vectors of relative speed in the root cross-section for case 2

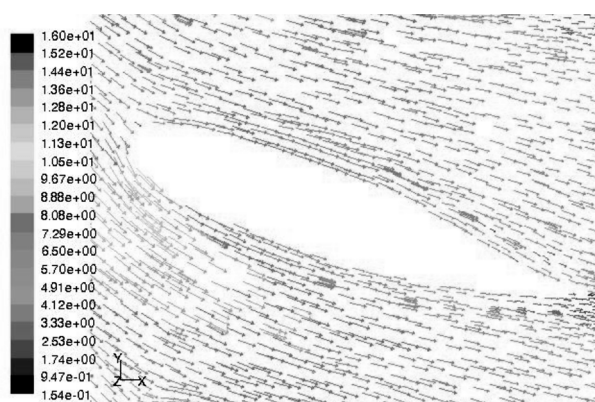
Na slici 6 prikazani su vektori relativne brzine oko hidropfila presjeka na 67 % koraka, i uočava se znatno manja zona odvojenog strujanja u odnosu na korijenski presjek.

U numeričkim simulacijama od 3 do 7 izvršeno je fino podešavanje konstruktivnog kuta nagiba u korijenu lopatice i kuta uvijanja uzduž kraka lopatice. Na slici 7 prikazana je raspodjela tlaka na lopaticama prednje i zadnje turbine za slučaj 4.



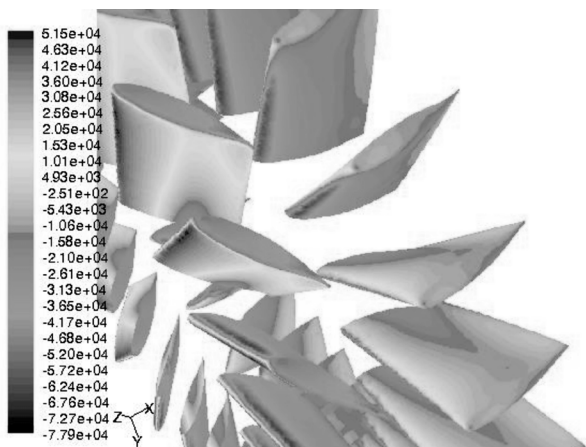
Slika 6. Vektori relativne brzine u presjeku na 67 % koraka, za slučaj 2

Figure 6. Vectors of relative speed in the section on the 67% of span, for case 2



Slika 8. Vektori relativne brzine u korijenskom presjeku za slučaj 7

Figure 8. Vectors of the relative speed in the root cross-section for case 7



Slika 7. Raspodjela tlaka na lopaticama prednje i zadnje turbine, za slučaj 4

Figure 7. Distribution of pressure on the blades in front and in rear turbine, for case 4

Najveća ukupna snaga, a da se pri tome nije pojavilo odvajanja struje ni u jednom presjeku uzduž koraka lopatice, dobivena je u slučaju 7. Na slici 8 prikazani su vektori relativne brzine u korijenskom presjeku za slučaj 7, i uočava se da nema odvajanja strujanja sve do izlaznog brida hidrofila, a ovo važi i za ostale presjeke uzduž kraka lopatice.

U tablici 6 date su vrijednosti maksimalne snage koja se dobiva s jednom i s dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine u Venturijevoj cijevi, za broj okretaja $n = 50$ o/min i brzinu 2 m/s na ulazu u cijev. Može se vidjeti da dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine daju 11% veću snagu u odnosu na jednu turbinu.

Tabela 6. Snaga za jednu i dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine u Venturijevoj cijevi

Table 6. Power for one and two turbines in the Ventury pipe

Broj okretaja/ n , o/min	Snaga / Power P , W	
	jedna turbina/ one turbine	dvije turbine/ two turbine
50	113039	125350

6. Zaključak

U radu su dani rezultati istraživanja koja su obuhvatila usporedbu snage koja se dobiva s jednom i s dvije suprotno smjerno rotirajuće hidroturbine smještene u Venturijevoj cijevi, za broj okretaja $n = 50$ o/min i brzinu od 2 m/s na ulazu u Venturijevu cijev. Analiza je izvršena za tri različita broja lopatica, za zadanu vrijednost parametra brzine kraja lopatice. Rezultati su pokazali da se za jednu turbinu najveća snaga dobiva s najvećim brojem lopatica.

Numeričke simulacije za dvije turbine postavljene neposredno jedna iza druge, koje se okreću u suprotnim smjerovima sa istim kutnim brzinama, pokazale su da snaga prednje turbine opada za oko 20% u odnosu na njezinu snagu kada radi sama.

Snaga koju daju dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine je veća za oko 11% u odnosu na snagu koju daje jedna turbina. Zaključeno je da za $n = 50$ o/min i brzinu vode od 2 m/s na ulazu u Venturijevu cijev, rješenje s dvije suprotno smjerno rotirajuće turbine nema opravdanje, jer je prirast ukupne snage malen u odnosu na cijenu i složenost izrade.

S obzirom da su ovo rezultati samo za jedan broj okretaja, odgovor na pitanje je li prirast ukupne snage dovoljno velik da opravda postavljanje druge turbine u Venturijevu cijev, može se dobiti samo ako se provede istraživanje i za druge brojeve okretaja.

Zahvalnost

Autori žele zahvaliti Ministarstvu za nauku i tehnološki razvoj Srbije na finansijskoj podršci u okviru projekta broj TR-19205A.

LITERATURA

- [1] MANWELL, J.F.; MCGOWAN, J.G.; ROGERS, A.L.: *Wind Energy Explained*, John Wiley & Sons, 2002.
- [2] ANDERSON, D.A.; TANNEHILL, J.C.; PLETCHER, R.H.: *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, 1984.
- [3] WHITE, F.M.: *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill Book Company, 1986.
- [4] PUHARIĆ, M.; KOZIĆ, M.; RISTIĆ, S.; KUTIN, M.: *Cevna turbina - novi pristup iskorišćavanju energije vode*, Energetic technologies, number 4, vol.5, pp.3-10, october 2008.