

Vpliv cilindričnega vodilnika na skrajne zmogljivosti Francisove ali Kaplanove turbine

Edvard HÖFLER

Izvleček: Razvita je metoda za napovedovanje pretoka vode skozi turbino. Poznati moramo geometrijske značilnosti vodilnika in profilov lopat ter neto padec turbine, izkoristek, vrtilno hitrost in delež vrtinca, ki izstopa iz gonilnika turbine. Rezultati po tej metodi napovedanega pretoka so primerjani z modelskimi meritvami večjega števila realiziranih turbin, ki so vzete kot referenca. Diference pretokov so najmanjše (samo nekaj odstotkov) pri specifično najbolj počasnih francisovih turbinah in naraščajo s specifično hitrostjo, če zanemarimo izstopni vrtinec gonilnika. Za kaplanove turbine so prognoze pretoka zanesljive toliko, kolikor dobro poznamo izstopni vrtinec – smer rotacije in delež energije proti energijskemu padcu turbine. Metodika je uporabna pri snovanju in uvodnem dizajniranju novih turbin ter proučevanju možnosti rekonstrukcije in povečanju moči obstoječih francisovih ali kaplanovih turbin.

Ključne besede: cilindrični vodilnik, francisova turbina, kaplanova turbina, pretočna karakteristika vodilnika, vpliv na skrajne zmogljivosti turbine, napoved pretoka,

■ 1 Uvod

Vodilnik ima nalogo, da dovaja vodo gonilniku turbine, in to v določeni smeri in z določeno hitrostjo [1]. Vodilnik sestavlja niz hidravlično oblikovanih vodilnih lopat, ki so praviloma pomične. Poznamo tudi vodilnike s fiksirano lego lopat. Uporabljajo se za kaplanove in cevne turbine, ki so projektirane za obratovanje v zelo ozkem območju pretoka in padca. Končni izsledki, do katerih bomo prišli pri obravnavanju pomičnega vodilnika, bodo veljali tudi za nepomični vodilnik.

Niz vodilnih lopat tvori tako imenovano krožno kaskado ali rešetko. Vsaka vodilna lopata je vrtljiva okoli svojega čepa ali vrtilišča, pri čemer

mehanizem vodilnika skrbi, da je gibanje vseh lopat sinhrono in natančno. Vrtilišče je postavljeno blizu sredine skeletnice profila lopate, praviloma na strani med sredino in repom lopate.

Če se osredotočimo na os vrtilišča vodilne lopate, poznamo dve tipični vrsti vodilnikov. Prvi je cilindrični vodilnik: osi vrtilišč lopat so vzporedne osi turbine. Take vodilnike imajo francisove in kaplanove ter diagonalne turbine, ki pa so bolj redke. Druga vrsta je konični vodilnik: osi vrtilišč lopat ležijo na plašču konusa, os vrtilišča posamezne lopate in os turbine oklepata določen kot (od 60 do 70 stopinj). Kot tretjo, vendar redko uporabljeno vrsto vodilnika (in to samo pri malih aksialnih turbinah), lahko omenimo aksialni vodilnik. Pri teh so osi lopat pravokotne na os turbine.

V tem prispevku bomo obravnavali vodilnik z vidika hidrodinamičnih raz-

mer, pretoka in padca vode, ki je turbini na razpolago. Pristop bo v duhu klasične teorije turbinskih strojev, ko v stroju poiščemo kritične preseke, kjer potekajo največje spremembe stanja snovi in energije, in na njih opravimo bilanco energije, gibalne količine, pretoka in kinematičnih veličin [2]. Grlo vodilnika je mesto, kjer se konča vpliv statorskih delov turbine na tokovne razmere. Oblikuje se tokovno polje, ki bo preoblikovano v vmesnem prostoru vstopilo v gonilnik ali rotor turbine [3].

■ 2 Tokovne razmere v cilindričnem – radialnem vodilniku

Obravnavamo segment vodilnika cilindričnega tipa, kot ga kaže *slika 1*. Problem obravnavamo dvo-razsežnostno. Par vodilnih lopat oblikuje statorsko šobo, ki ima najožji presek ali grlo na črti, ki povezuje rep profila in tlačno stran sosednje

Edvard Höfler, univ. dipl. inž.,
Gradišče nad Pijavo Gorico
127 b, 1291 Škofljica

lopate. Namišljena črta širine grla je najkrajša razdalja in je pravokotna na obris delovne ploskve sosednje lopate. Tokovnice, ki so blizu delovni strani lopate, sledijo njenemu obrisu. Prav tako smemo sklepati, da imajo tokovnice, ki so blizu izteka sesalne ali hrbtnne ploskve vodilne lopate, smer konture oziroma tangente na konturo ob izteku lopate. Tangenti na obris lopate na obeh krajih črte odprtja a_0 praviloma nista vzporedni, lahko pa pride tudi do takega primera.

Privzamemo, da ima prva polovica toka v grlu vodilnika smer, vzporedno tlačni strani lopate v točki P. Druga polovica toka pa je vzporedna tangenti na obris lopate na repu, točka S, kot je prikazano na sliki 1. Nato še privzamemo, da je porazdelitev pretoka dQ konstantna vzdolž odprtja. Sledi račun pretoka v tlačni polovici odprtine a_0 :

$$c_p \cdot \frac{a_0}{2} \cdot B_v \cdot b_l = \frac{Q}{2 \cdot z_v} \quad (1)$$

Hitrost c_p , ki je pravokotna na črto a_0 , izrazimo z enačbo:

$$c_p = \frac{Q}{z_v \cdot a_0 \cdot B_v \cdot b_l} \quad (2)$$

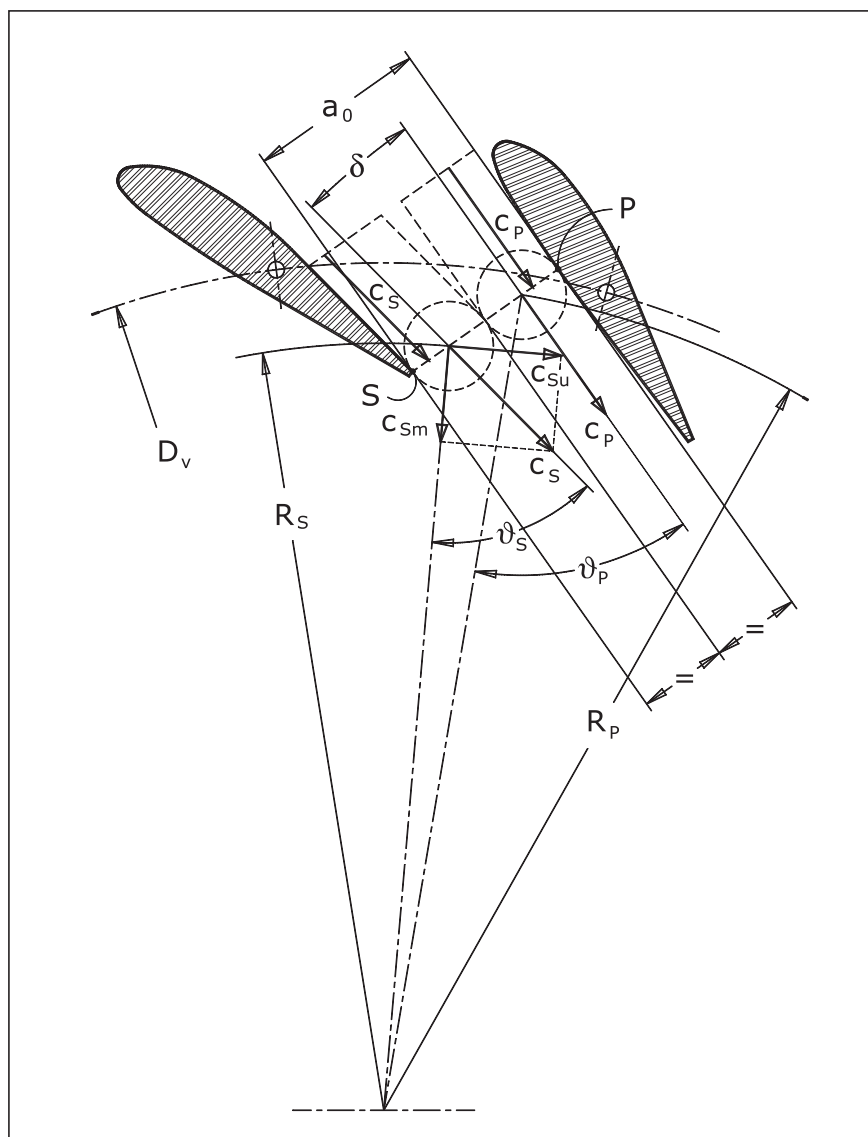
kjer je Q celotni volumski pretok vode skozi turbino, a_0 najmanjša odprtina med dvema lopatama vodilnika, ki ima z_v lopat, B_v je višina vodilnika in b_l je koeficient blokiranja najmanjšega pretočnega preseka zaradi realnega profila hitrosti ($b_l = 0,92$ do $0,96$ [3]).

Ob predpostavki enakomernega pretoka skozi grlo in poznane kota med tangentama v točkah P in S zapišemo za hitrost c_s na sesalni polovici odprtine, kot sledi:

$$c_s = \frac{c_p}{\cos \delta} \quad (3)$$

Uporabimo uveljavljeno in splošno sprejeto definicijo brezdimenzijskega odprtja vodilnika A_0 [4]:

$$A_0 = \frac{a_0 \cdot z_v}{D_v} \quad (4)$$



Slika 1. Geometrijske in kinematične veličine cilindričnega vodilnika

kjer je D_v premer delilnega kroga, po katerem so razporejene vodilne lopate. Za izbrani profil vodilne lopate kot tudi delilni premer in število lopat je z odprtjem A_0 enoznačno določen kot lopat proti koordinatnemu izhodišču turbine in določena vsa geometrija, ki se navezuje na vodilnik. Iz enačbe (4) vzamemo zmnožek ($a_0 \cdot z_v$), ga vstavimo v enačbo (2) in dobimo za hitrost c_p :

$$c_p = \frac{Q}{A_0 \cdot D_v \cdot B_v \cdot b_l} \quad (5)$$

Ponovno si oglejmo sliko 1. Povprečna hitrost c_p deluje na sredini prve polovice črte odprtine a_0 , ki je za polmer R_p oddaljena od osi turbine. Smer hitrosti c_p in radialna smer oklepata kot ϑ_p . Podobno velja za sesalno polovico odprtja, c_s deluje na sredini

druge polovice črte odprtine a_0 , kot med radijem R_s in smerjo hitrosti c_s pa je ϑ_s . Sledi zapis za obodni komponenti obeh povprečnih hitrosti c_{pu} in c_{su} :

$$c_{pu} = c_p \cdot \sin \vartheta_p \quad (6 a)$$

$$c_{su} = c_p \cdot \frac{\sin \vartheta_s}{\cos \delta} \quad (6 b)$$

Večja kot sta kota ϑ_p in ϑ_s , močnejši je vrtnec, ki ga ustvarja vodilnik.

V naslednjem koraku našega proučevanja vodilnika vključimo gonilnik. Zapišemo Eulerjevo turbinsko enačbo za tokovno cev:

$$E_u = \omega \cdot [(r \cdot c_u)_1 - (r \cdot c_u)_2] \quad (7 a)$$

Koristno specifično delo na obodu gonilnika E_u se opravi samo ob spremembi vrtilne količine – zmnožek $(r \cdot c_u)$ – ali cirkulacije na poti med vstopom in izstopom iz lopatičnega kanala gonilnika, pri čemer se gonilnik vrti s kotno hitrostjo ω . Zaradi notranjih izgub turbine je za delo v gonilniku turbine uporaben ustrezno zmanjšan padec vode H_n , in sicer:

$$E_u = \eta_t \cdot g \cdot H_n \quad (7 \text{ b})$$

V enačbi (7 b) pomeni η_t celotni izkoristek turbine, po definiciji v standardu [4], g pa je zemeljski pospešek. Na lopate gonilnika se prenese največ energije oziroma se ustvari največji navor, če odtekajoča voda nima več vrtnice – pri tem mora biti $(r \cdot c_u)_2 = 0$. Ob tej predpostavki dobimo neposredno zvezo med povprečnim vstopnim vrtnicem in energijskim neto padcem H_n , ki je potreben za ustvarjanje navora ob pretoku skozi turbino [5]:

$$(r \cdot c_u)_1 = \eta_t \frac{g \cdot H_n}{\omega} \quad (8)$$

Prostor med vodilnikom in gonilnikom je prazen, brez vpliva na zapisano cirkulacijo, ki jo generira vodilnik. Sledeč zakonu o ohranitvi vrtilne količine, lahko izenačimo:

$$(r \cdot c_u)_1 = (r \cdot c_u)_0 \quad (9)$$

Z upoštevanjem enačbe (8) in enačbe (9) zapišemo

$$(r \cdot c_u)_0 = \eta_t \frac{g \cdot H_n}{\omega} \quad (10)$$

Dobili smo enačbo vrtilne količine, ki jo mora vodilnik ustvariti, da bo turbina s kotno hitrostjo ω lahko predelala padec H_n . Tok vrtilne količine celotnega vodilnika dobimo z integracijo krajevnega produkta $(r \cdot c_u) \cdot dQ$ vzdolž črte odprtja a_0 , od tlačne strani P do sesalne strani S in pomnožimo s številom vrzeli med lopatami oziroma številom lopat z_v :

$$Q \cdot (r \cdot c_u)_0 = z_v \cdot \int_P^S R \cdot c_u \cdot dQ \quad (11)$$

V obravnavanem enostavnem mode-

lu vodilnika predpostavljamo, da je delec pretoka dQ konstanten vzdolž črte integriranja in po višini vodilnika B_v in da delovanje lokalne hitrosti skoncentriramo v dveh točkah, kjer nastopata komponenti hitrost c_{pu} in c_{su} , radija R_p in R_s ter še kota ϑ_p in ϑ_s . Iz tega sledi, da je enačba (11) srednja vrednost ustreznih produktov:

$$Q \cdot (r \cdot c_u)_0 = \frac{Q}{2} (R_p \cdot c_{pu}) + \frac{Q}{2} (R_s \cdot c_{su}) \quad (12)$$

Pretok Q izločimo in ob upoštevanju enačb (6 a) ter (6 b) sledi:

$$(r \cdot c_u)_0 = \frac{1}{2} c_p \left(R_p \cdot \sin \vartheta_p + R_s \frac{\sin \vartheta_s}{\cos \delta} \right) \quad (13)$$

Slednjič z upoštevanjem enačbe (5) dobimo vrtilno količino vodilnika:

$$(r \cdot c_u)_0 = \frac{Q}{2D_v \cdot B_v \cdot A_0 \cdot b_l} \left(R_p \cdot \sin \vartheta_p + R_s \frac{\sin \vartheta_s}{\cos \delta} \right) \quad (14)$$

Sedaj enačbo vrtilne količine (14) vstavimo v enačbo (10) in dobimo:

$$\frac{Q}{2D_v \cdot B_v \cdot A_0 \cdot b_l} \left(R_p \cdot \sin \vartheta_p + R_s \frac{\sin \vartheta_s}{\cos \delta} \right) = \eta_t \frac{g \cdot H_n}{\omega} \quad (15)$$

Zanima nas pretok Q skozi turbino kot funkcija energijskega potenciala in geometrijskih značilnosti vodilnika. Po preureditvi enačbe (15) sledi:

$$Q = \eta_t \frac{g \cdot H_n}{\omega} \cdot 2B_v \cdot b_l \cdot \left\{ \frac{D_v \cdot A_0}{R_p \sin \vartheta_p + R_s \sin \vartheta_s / \cos \delta} \right\} \quad (16)$$

Dobili smo pretok, ki je možen glede na razpoložljivi padec H_n in geometrijske značilnosti cilindričnega vodilnika.

3 Geometrijske značilnosti vodilnika

Geometrijske značilnosti vodilnika, ki vplivajo na pretok po enačbi (16), so naslednje:

- višina vodilnika B_v : vpliva premo sorazmerno,
- odprtje A_0 : vpliva premo sorazmerno,
- kot vrtnice ϑ : vpliva obratno sorazmerno,
- razmerje (D_v/R_p) ali (D_v/R_s) : vpliva premo sorazmerno, giblje se okoli vrednosti 2; pri zelo majhnih odprtjih je manjše od 2, pri večjih pa večje od 2.

Zanimivo, da delilni premer D_v vodilnika ne nastopa neposredno. To pomeni, da če pristopamo k razvoju nove turbine in proučujemo vodilnik in potrebno maksimalno odprtje, nam še ni potrebno poznati delilnega premera vodilnika ter števila vodilnih lopat, tako se lahko osredotočimo na vstopni premer gonilnika in temu potem prilagajamo novi vodilnik.

Iz enačbe (16) sledi, da vse veličine, odvisne od geometrije in položaja lopat oziroma odprtja vodilnika, lahko popišemo z brezdimenzijsko funkcijo vodilnika F_v . Tako je:

$$F_v = F_v(A_0) = \frac{A_0 \cdot D_v}{R_p \sin \vartheta_p + R_s \sin \vartheta_s / \cos \delta} \quad (17)$$

V naslednjem poglavju bomo proučili potek in vrednosti te funkcije za različne vodilnike z različnimi oblikami profila lopat in sklepali o določeni univerzalnosti. Obenem bomo za izbrane turbine primerjali pretoke, ki jih bomo določili s to metodo, z rezultati realiziranih turbin, ki so bile predhodno izmerjene kot turbinski modeli.

4 Analiza cilindričnih vodilnikov

Analizo vodilnika po opisani metodi pričnemo tako, da narišemo z enim od programov za dvodimenzionalno risanje par lopat vodilnika v merilu, podobno kot na sliki 1, in sicer za

večje število različnih odprtij ter v obsegu, ki nas zanima. Zatem za vsako odprtje poiščemo tangente na obris lopat v točkah P in S, ju prenesemo v točke na $\frac{1}{4}$ in $\frac{3}{4}$ dolžine črte a_0 ter omenjene točke povežemo z osjo turbine. Nato izmerimo veličine, ki jih potrebujemo za analizo: odprtje, kote vrtnica, kot mimobežnosti in radialni razdalji; skratka veličine, ki jih rabimo za račun v enačbi (17).

Tabela 1. Nabor podatkov za računanje funkcije vodilnika F_v turbine [6], enačba (17)

Odprtje a_0	Odprtje A_0	Radialna razdalja R_p	Radialna razdalja R_s	Kot vrtinca ϑ_p	Kot vrtinca ϑ_s	Kot	Funkcija F_v
[mm]	[–]	[mm]	[mm]	[°]	[°]	[°]	[–]
0,00	0,0000						0,00000
8,850	0,1175	751,140	748,980	65,778	82,577	16,943	0,12112
20,037	0,2661	752,255	743,134	65,728	79,600	14,190	0,27835
...	...	...	...	...	...	...	...
129,951	1,7258	739,279	694,496	45,422	46,657	5,001	2,51455

Prvi predstavljeni primer je francisova turbina višje srednje specifične hitrosti $n_q = 60,9$ [6], tabela 1. Med različnimi odprtji sta lopati zavrti za 3° , kar pa ni pravilo, ker bo tu nastopalo odprtje A_0 kot neodvisna spremenljivka. Cilj prvega dela analize je, da dobimo potek funkcije vodilnika F_v v odvisnosti od odprtja A_0 . Tako so na sliki 2 zbrane in prikazane funkcije različnih analiziranih cilindričnih vodilnikov. Raziskane turbine se razlikujejo po specifični hitrosti n_q , številu lopat vodilnika, njihovih profilih in tudi oba tipa turbin sta zastopana. V tabeli 2 pa so zbrani podatki analiziranih vodilnikov. Za predstavljeni široki nabor vodilnikov nas preseneča podobnost potekov funkcije F_v , kot sledi po sliki 2. Izstopa edino turbina [9], katere vodilnik sestavljajo lopate s simetričnim profilom, izrazito polne oblike in primerno ošiljenim repom. Krivulje vodilnikov turbin za nižje specifične hitrosti se končajo pri manjših odprtjih oziroma na meji uporabnega območja.

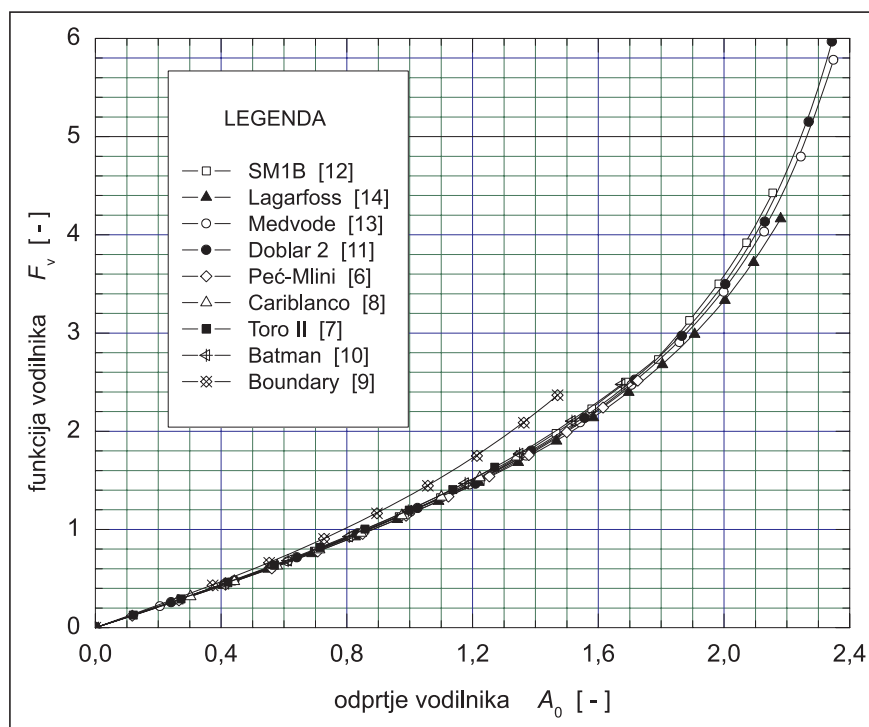
Izmed vseh obravnavanih turbin sta izbrana samo dva tipična primera in prikazana na slikah 3 in 4. Analiza je bila opravljena po opisanem postopku z namenom, da napovedane pretoke Q primerjamo z dejanskimi razmerami, ugotovljenimi z meritvami na modelu turbin in preračunano na velikost prototipa turbine. Zanima nas, s kakšno verjetnostjo oziroma natančnostjo lahko napovemo pretok

pri različnih padcih, načeloma okoli optima ter večji pretoki do največjega odprtja vodilnika.

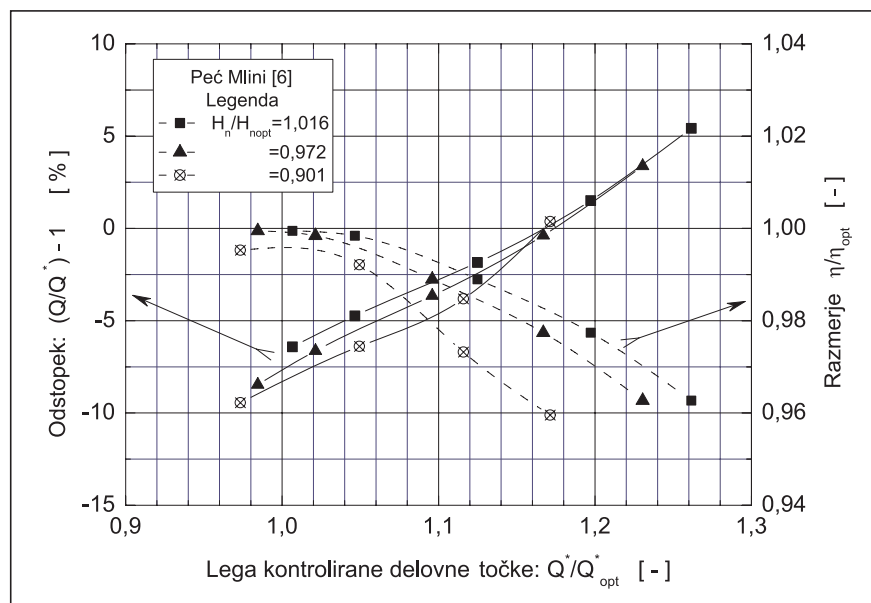
Na prikazanih slikah je padec predstavljen kot razmerje med analiziranim padcem H_n in padcem, ki prečka optimum turbine $H_{n, \text{opt}}$. Nadalje je tudi lokalni izkoristek turbine predstavljen v razmerju do optima η_{opt} . Na abscisi diagramov pa je razmerje Q^*/Q_{opt} , ki tudi predstavlja odklik opazovanega pretoka od optimalnega. Pri predstavljenih rezultatih veličine, ki izvirajo iz rezultatov meritev modela (Q^* , H_n , η), štejemo kot referenčne in zanesljive. Na levi abscisi vseh predhodno naštetih slik je prikazan odstopok v odstotkih med napovedanim pretokom Q in izmerjenim pretokom Q^* . Pozitivne vrednosti odstopka pomenijo, da je napovedani ali izračunani pretok večji od izmerjenega.

Prva skupina rezultatov pripada turbinam francisovega tipa (slika 3); druga skupina pa kaplanovim turbinam (slika 4).

Najbolj opazna razlika med rezultati je v tem, da pri francisovih turbinah krivulje odstopkov naraščajo z večanjem pretoka, pri kaplanovih turbinah pa te krivulje zdržema pa-



Slika 2. Potek funkcije vodilnika različnih turbin



Slika 3. Francisova turbina: primerjava pretoka Q po enačbi (16) in pretoka prototipa Q^* za različne analizirane padce H_n turbine

dajo s pretokom. Nadalje ugotovimo, da pri francisovih turbinah dobimo presenetljivo dobro ujemanje med napovedjo in meritvijo. Najboljše je pri specifično najbolj počasni turbini [7]. Ko se vodilnik odpre do največje vrednosti, odstopek celo menja predznak. Pri naslednjem primeru malo hitrejša turbine [8] je odstopek v vseh pregledanih točkah pozitiven; napovedali smo večji pretok za 3,2 % do 6,6 %, z odpiranjem vodilnika odstopek narašča. Podrobno obravnavana specifično hitrejša turbina (tabela 1 in slika 3) ima absolutno višja od-

stopanja, ta so približno od -9,4 % do +5,4 % pri največjih odprtjih vodilnika. Pri specifično najhitrejši francisovi turbini pa je računani odstopek od -24 % do +20 %, vendar pa kljub različnemu padcu krivulje odstopkov prečkajo ničlo v ozkem pasu pretoka.

Ostale analizirane turbine, ki so kaplanovega tipa, izkazujejo precej manj ugodno sliko rezultatov. Tu so odstopanja vsa negativna; celo do -31,8 %, v najboljšem primeru pa samo -7,2 %. Ta fenomen je treba skrbneje

proučiti. Sklepamo, da so ti odstopki takega reda velikosti, da ne morejo izvirati iz nenatančnega ali nerealnega modela, po katerem določamo smer vode za vencem vodilnih lopat. Ne smemo pozabiti, da je izstopajoča skupina dvojno reguliranih turbin, ki so zelo občutljive na pravilno razmerje med odprtjem vodilnika in nastavnim kotom gonilnih lopat. Kriterij za pravilno razmerje je izkoristek turbine. Znano je, da morajo imeti kaplanove turbine pri velikih odprtjih zaradi boljšega delovanja sesalne cevi primerno zvrtilen tok na vstopu v sesalni konus.

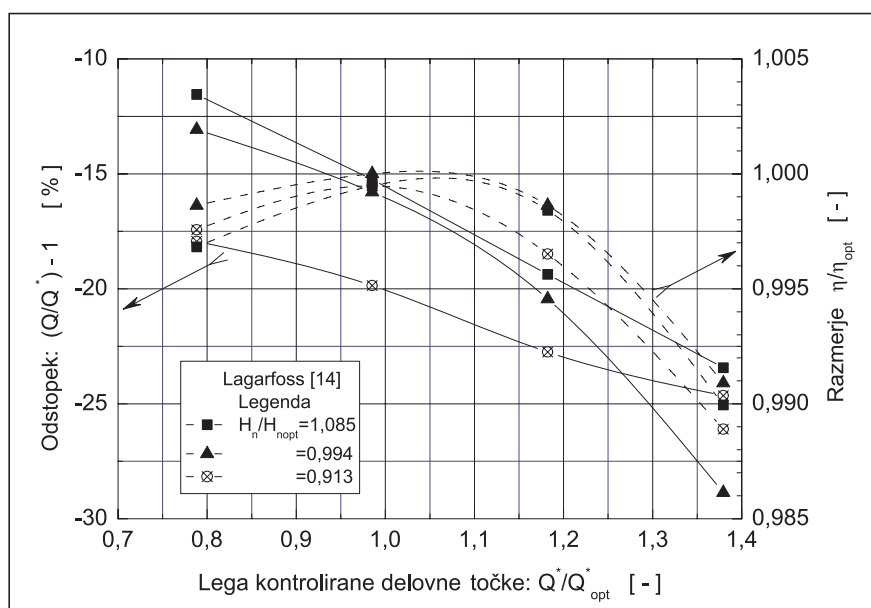
Naš model procesa temelji na predpostavki, da za gonilnikom turbine ni vrtinca. Če ponovno izpeljemo celoten postopek z upoštevanjem odtekačnega vrtinca, katerega povprečna vrtilna količina znaša $(r \cdot c_u)_2$, dobimo na koncu za dodatni člen razširjeno enačbo (16):

$$Q = \left[\eta_t \frac{g \cdot H_n}{\omega} + (r \cdot c_u)_2 \right] \cdot 2B_v \cdot b_f \cdot F_v \quad (18)$$

Pozitivni predznak člena $(r \cdot c_u)_2$ nakazuje vrtenec v smeri vrtenja gonilnika, negativni predznak pa v nasprotni smeri. Kot smo ugotovili pri eni od analiziranih turbin, daje model brez upoštevanja izstopnega vrtinca pribl. za 32 % premajhen rezultat za pretok, čeprav ta opazovana delovna točka ni daleč od optimuma turbine. Če bi računali pretok po enačbi (18) in bi vzeli, da člen $(r \cdot c_u)_2$ lahko doseže po iznosu 30 odstotkov člena $(\eta_t \cdot g \cdot H_n / \omega)$, kar je popolnoma realno, bi dobili zanemarljivo odstopanje teoretičnega rezultata od realnega primera.

Enačbo (18) lahko še dalje razvijemo in posplošimo. Uvedemo koeficient ε_{r2} , ki naj bo razmerje med povprečno vrtilno količino izstopnega toka gonilnika $(r \cdot c_u)_2$ in vrtilno količino, ki jo vsebuje razpoložljivi padec turbine $(\eta_t \cdot g \cdot H_n / \omega)$:

$$\varepsilon_{r2} = \frac{\omega \cdot (r \cdot c_u)_2}{\eta_t \cdot g \cdot H_n} \quad (19)$$



Slika 4. Kaplanova turbina: primerjava pretoka Q po enačbi (16) in pretoka prototipa Q^* za različne analizirane padce H_n turbine

Tabela 2. Glavni podatki analiziranih turbin in vodilnikov

Projekt	Tip turbine in spirale	Spec. hitr. n_q optimuma	Število z_v vodilnih lopat	Profil lopate*
Toro II [7]	francisova, jeklena spirala	25,4	20	pozit. ukrivljen
Cariblanco [8]	francisova, jeklena spirala	27,0	20	simetričen
Pe Mlini [6]	francisova, jeklena spirala	60,9	20	pozit. ukrivljen
Boundary [9]	francisova, jeklena spirala	70,6	20	simetričen
Batman [10]	francisova, jeklena spirala	78,5	24	pozit. ukrivljen
Doblar 2 [11]	kaplanova, jeklena spirala	113,3	24	pozit. ukrivljen
SM 1 B [12]	kaplanova, beton. semispir.	128,4	24	simetričen
Medvode [13]	kaplanova, beton. semispir.	144,3	24	pozit. ukrivljen
Lagarfoss [14]	kaplanova, beton. semispir.	150,2	24	simetričen

* Pozitivno ukrivljen profil pomeni, da je delovna stran lopate ploska ali konkavna.

Smer oziroma predznak povprečene vrednosti komponente hitrosti c_{u2} nakazuje predznak celotnega koeficienta. Slenjič koeficient ε_{r2} uvedemo v enačbo (18):

$$Q = \eta_t \frac{g \cdot H_n}{\omega} [1 + \varepsilon_{r2}] \cdot 2B_v \cdot b_l \cdot F_v \quad (20)$$

Izpeljana funkcijska zveza (enačba (20) pregledno in na fizikalno jasen način povezuje vse najpomembnejše parametre, ki kakorkoli vplivajo na pretok nestisljivega fluida skozi vodilnik cilindričnega tipa. Za pridobitev natančnejših rezultatov na teoretični način je treba uporabiti metode in orodja za simulacijo toka iz sklopa računalniške dinamike fluida – CFD. Tam pa je pristop k reševanju v tem prispevku obravnavane problematike precej drugačen. Obravnava se natančno definirana geometrija, ki je podvržena točno določenim tokovnim okoliščinam. Šele iz množice simuliranih geometrij in različic tokov bi lahko izluščili najbolj osnovne vplivne parametre.

■ 5 Sklep

Uporabnost v tem prispevku razvite teorije se kaže na več segmentih dela

pri analiziranju delovanja obstoječih in razvoja novih turbin.

Ponuja se kot prva in najbolj preverjena pomoč pri določitvi uvodnih in tako imenovanih preliminarne geometrije pretočnega trakta oziroma vodilnika francisove ali kaplanove turbine. Z upoštevanjem razpona projektiranega delovnega območja turbine (pretok – padec) lahko določimo odprtje vodilnika s posebnim poudarkom na izbranem profilu vodilnih lopat. To je zlasti dobrodošlo pri pripravi geometrije in mreže za modeliranje toka s katerimkoli orodjem za računalniško analizo toka – CFD. S tem se izognemo nepotrebnim in zamudnim variantam mreženja in računanja, da ujamemo pravo geometrijo vodilnika, ki natančno ustreza simulirani delovni točki, ki jo določata pretok in energijski padec [13], [14].

Drugo je analitični pripomoček pri študiju možnosti obnove in povečanja moči starih turbin. Povečanje moči starih turbin sloni na boljšem izkoristku novega gonilnika in primernem vodilniku, pri kaplanovih turbinah pa veliko dosežemo že samo z zamenjavo lopat gonilnika z naprednejšo hidravlično obliko. Vendar pa pri takih obnovah največ prispeva povečan

pretok vode skozi turbino. In tu nastopi vodilnik kot ozko grlo. Če ne razpolagamo z meritvami modela turbine, ki je zelo podoben bodoči obnovljeni turbini, si pomagamo z metodo, ki je tu predstavljena. Pretočnost vodilnika določamo z enačbo (16), še natančneje pa z enačbo (20), če le poznamo delež vrtinca, ki bo zapuščal gonilnik pri skrajnih pretokih. Ob proučevanju možnosti povečanja pretoka je potrebno vzporedno preveriti, ali mehanizem vodilnika ter hidravlični servomotor omogočata povečan zasuk vodilnih lopat.

Ob pogledu na enačbo (16) vidimo, da je kotna hitrost gonilnika v imenovalcu. To pomeni, da ob znižanju vrtilne hitrosti turbine povečamo pretočnost vodilnika z enako geometrijo vodilnika. S tem pa se tudi poveča specifična obremenjenost gonilnika s pretokom (karakteristični koeficient pretoka), ki se do neke mere da kompenzirati s povečanjem iztočnega premera gonilnika. Opisani pristop k obnovi turbine je mogoč, vendar komaj ekonomsko upravičen, ker taka rešitev zahteva nov generator, sicer močnejši, toda počasnejši in zlasti ustrezno dražji od prvotnega generatorja.

Tretja vrsta problematike zadeva prenos zmogljivosti modela turbine na prototip. Niso redki primeri, da na izvedbi turbine ne moremo ali pa ni smotrno realizirati vodilnika, ki je homologen modelnemu. Največkrat je treba spremeniti število lopat in posledično delilni premer vodilnika. Do sedaj tega nismo problematizirali; vodilnik se konstrukcijsko uskladi z gonilnikom, ob tem se šteje, da karakteristike vodilnika veljajo za vse variante vodilnikov. Imamo orodje, s katerim lahko zanesljivo ocenimo spremembo pretočnosti vodilnika, če spremenimo katero od značilnih veličin: število lopat, profil, delilni premer ali položaj vrtišča lopate, skratka vsako veličino, ki vpliva na potek funkcije vodilnika, enačba (17). Pri taki analizi se je treba osredotočiti samo na relativno spremembo funkcije vodilnika za oba primera, kajti s tem ne posegamo v gonilnik in štejemo, da ostane odtekajoči vrtinec za gonilnikom nespremenjen.

Literatura

- [1] Kovalev, N. N.: Gidroturbini, konstrukcii i voprosi proektirovaniya, Izdanie 2-e, dopolnennoe i pere-rabotannoe, Izdatelstvo "Mašino-stroenie", Leningrad 1971.
- [2] Wilson, D. G.: The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines, *The MIT Press*, Cambridge, Massachusetts 1984, ISBN 0-262-23114-X.
- [3] Whitfield, A., Baines, N. C.: Design of radial turbomachines, *Longman Scientific & Technical, Longman Group UK Limited*, 1990, ISBN 0-582-49501-6.
- [4] International Standard IEC 60193: Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests, Second edition, *IEC*, Geneva 1999.
- [5] Barlit, V. V.: Gidravličeskie tur-biny, *Izdatelskoe obedinenie "Viša škola"*, Kiev 1977.
- [6] HE Pe Mlini: Primopredajna ispitivanja modela turbine, *Turboinštitut* No. 2699, Ljubljana, rujan 2002.
- [7] PS TORO II: Report on the model acceptance test, *Turbo-inštitut* No. 2241, Ljubljana, March 1994.
- [8] HE CARIBLANCO: Poročilo o preizkusu modelne turbine, *Turboinštitut* No. 2830, Ljubljana, april 2005.
- [9] PS BOUNDARY: Report on Turbine Model Tests, *LMH*, Lausanne, 1997.
- [10] PS BATMAN: Report on Turbine Model Tests, *LMH*, Lausanne, 1997.
- [11] HE Doblar II: Preizkus modelne turbine, *Turboinštitut* No. 2526, Ljubljana, junij 1999.
- [12] Sante Marguerite 1/B HPP: Report on Model Acceptance Tests, *Turboinštitut* No. 2620, Ljubljana, July 2001.
- [13] HE Medvode: Preizkusi mo-delne turbine, *Turboinštitut*, poročilo št. 2775, Ljubljana, 2003.
- [14] Lagarfoss HPS: Preliminary report on model acceptance test, *Turboinštitut* No. 2848, Ljubljana, 2005.
- [15] Jošt, D., Lipej, A.: Upper Mam-quam Hydro Project; Numerič-ni izračun toka, *Turboinštitut*, poročilo št. 2771, Ljubljana, december 2003.
- [16] Schilling, R., Riedel, N., Bader, R., Aschenbrenner, T., Weber, Ch., Fernandez, A.: Rapid pro-totyping of hydraulic machinery, *Proc. XVIII IAHR Symposium*, Volume I, Valencia, Spain 1996.

Oznake

a_0	odprtina – najkrajša razdalja med lopatama
A_0	brezdimenzijsko odprtje
b_l	koeficient blokiranja preseka
B_v	višina vodilnika
c	hitrost – absolutna
D_v	delilni premer vodilnika
F_v	funkcija vodilnika z dimenzijo 1
E_u	specifična energija
g	zemeljski pospešek
H_n	turbinski padec
n	vrtlina hitrost
$n_q = n \cdot Q^{1/2} / H_n^{3/4}$	specifična hitrost (računano z: n [min ⁻¹])
Q	volumski pretok

r, R	radialna oddaljenost
z_v	število lopat vodilnika
δ	kot mimobega
ε_r	koeficient vrtnica
ϑ	kot vrtnica
η_t	izkoristek turbine
ω	kotna hitrost gonilnika

Indeksi

0	za vodilnikom
1	pred gonilnikom
2	za gonilnikom
m	meridianski
O	odprtina, odprtje
P	tlačna stran
S	sesalna stran
t	turbina, turbinski
u	obod, obodni
v	vodilnik, vodilni

Zahvala

Avtor se zahvaljuje podjetju Litostroj Power - Litostroj E.I. d.o.o. iz Ljubljane, da je dovolilo objavo podatkov o njihovih projektih in turbinah. Zahvala gre tudi podjetju ANDINO Hydropower Engineering d. o. o. iz Ljubljane za posredovanje podatkov o dveh turbinah ([9] in [10]) ter da je dopustilo objavo rezultatov analize teh dveh turbin.

Guide apparatus of the cylindrical type and its impact on the maximum capacity of a Francis or Kaplan turbine

Abstract: We have developed a method for turbine-discharge prediction. The geometrical characteristics of the guide apparatus and the profile of the guide vane must be known as well as the turbine net head, the efficiency, the speed of rotation and the amount of flow rotation leaving the runner. Nine different turbines with defined guide apparatus, all measured in a laboratory test-loop, were taken as a reference, and then the measured and computed discharges at different operating points were compared. The smallest differences in the discharges (a few percent) were obtained for low specific speed turbines and these increased with the specific speed of the turbine, and in all cases the energy of the runner outlet flow rotation was disregarded. For Kaplan turbines the predicted discharges are authentic, as far as we know, the outlet flow rotation – the direction of rotation and its energy in relation to the turbine net head energy. The method is a useful tool for the project and the preliminary design of new turbines and is applicable for the study of a feasible reconstruction and upgrading of existing Francis and Kaplan turbines.

Keywords: cylindrical guide apparatus, Francis turbine, Kaplan turbine, discharge characteristics of guide apparatus, influence on maximum turbine capacity, prediction of discharge,