

# Meritev izkoristka in nastavitve krmilnih parametrov kaplanove turbine z dolgim cevničnim sistemom s primerjalno metodo

## Measurement of Relative Turbine Efficiency and Adjustment of Governing Parameters on Long Penstock Kaplan Turbine with Comparative Method

Andrej J. Trebše

*Prispevek obravnava meritve izkoristka kaplanove turbine s primerjalno metodo (test indeks) ter nastavitve delovanja krmilnih sistemov za upravljanje vodilnika in gonilnika. Pri dolgem pretočnem traktu se zaradi večjih izgub vodnega padca med obremenjevanjem stroja spreminja čisti padec.*

*Na podlagi modelnih preizkusov kaplanove turbine in meritve izkoristka turbine na prototipu, smo s primerjalno metodo optimirali krmiljenje vodnega stroja.*

© 2004 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: turbine kaplan, metode primerjalne, izkoristek strojev, krmiljenje)**

*The paper deals with efficiency measurement of Kaplan turbine with relative method (index test) and adjustment of operating of runner and guide vane governing system. At certain longer penstocks the losses in conduit at turbine load operation change the net head.*

*On basis of model test on Kaplan turbine and relative turbine efficiency measurement on prototype the turbine governing system was optimized in accordance with comparative method.*

© 2004 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: Kaplan turbine, comparative methods, turbine efficiency, turbine governing system)**

### 0 UVOD

Na hidroelektrarnah Doblar II in Plave II smo opravili preverjanje izkoristka agregata po primerjalni metodi - testni indeks v skladu s priporočili SIST EN 60041 [1] - poglavje 15. Rezultate meritev smo uporabili tudi za določitev krmilnih parametrov in omejitev delovanja vodnega stroja.

Meritve so bile opravljene pri povprečnih čistih padcih  $H_n$  in preračunane na zajamčeni padec za povečanje turbinske moči. Zato smo te meritve uporabili tudi za dokazovanje izpolnjevanja povečanih zajamčenih vrednosti.

Pri obremenjevanju stroja se zaradi dolgega cevne sistema povečajo energijske izgube, tako da ni mogoče krmiliti odprtja turbine na povprečnem čistem padcu. V krmilni sistem smo morali vgraditi nov model upravljanja odprtja kaplanove turbine po trenutnem čistem padcu vode.

Običajno terenske razmere ne dopuščajo meritev po primerjalni metodi na celotnem področju školjčnega diagrama. Včasih se lahko opravi meritev le na enem padcu, kar pa ni dovolj za izdelavo delovalnega diagrama turbine.

V primeru, da so bili opravljeni modelni preizkusi, se lahko po spodaj prikazani metodi opravi primerjava med modelom in prototipom.

Nastavitev obratovalnega razmerja med vodilnikom in gonilnikom po trenutnem čistem padcu je bolj natančna kakor v primeru, če bi stroj deloval na povprečnem čistem padcu.

### 1 PRERAČUN FIZIKALNIH VELIČIN

Zbiranje podatkov in preračun merilniških rezultatov smo opravili z računalnikom, ki omogoča skupaj z uporabljenimi merilniškimi enotami natančno obdelavo podatkov. V skladu s priporočili SIST EN 60041 [1], SIST IEC 60308 [2] in SIST IEC 60545 [3] smo merili vse fizikalne veličine, tako da smo uporabili umerjene instrumente z visokim natančnostnim razredom.

Poglavitna naloga meritev je, da bi čim bolj natančno izmerili in določili pravo vrednost merjene fizikalne veličine. Pri vsakem merjenju nastanejo odstopki ali napake meritve. Pri oceni meritvenega odstopka smo upoštevali naslednje možne vrste napak:

- **Sistematični odstopki** – s kalibriranjem določen kakovostni razred merilnih instrumentov.
- **Naključni odstopki** – razsipanje rezultatov smo obdelali po metodi najmanjših kvadratov (GAUSS).
- **Sestavljeni odstopki** – napaka rezultata se v tem primeru dobi s pomočjo totalnega diferenciala funkcije.
- **Skupni meritveni odstopki** – oceno pogreška meritev smo določili tako, da smo v enačbo za preračun skupnega odstopka vpisali verjetne odstopke fizikalnih veličin, ki se pojavijo v enačbi za preračun turbinskega izkoristka, turbinske moči in pretoka v skladu s priporočili SIST EN 60041 [1].

V nadaljevanju podajamo postopke za preračun turbinskih parametrov.

### 1.1 Zemeljski pospešek

Zemeljski pospešek smo preračunali v skladu s priporočilom SIST EN 60041 [1], kjer je v Helmertovi formuli upoštevana odvisnost geografske širine  $\varphi$  (°) in nadmorske višine  $z$  (m)

$$g = 9,7803 \cdot (1 + 0,0053 \cdot \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z \quad (1).$$

Hidroelektrarna leži na geografski širini ( $\varphi = 46,046^\circ$ ) in nadmorski višini ( $z = 95,42\text{m}$ ).

Z upoštevanjem geografskih veličin smo z enačbo (1) določili zemeljski pospešek, ki smo ga uporabljali pri računanju drugih fizikalnih vrednosti:  $g = 9,80695 \text{ (ms}^{-2}\text{)}$

### 1.2 Gostota vode v odvisnosti od temperature in tlaka

V priporočilih SIST EN 60041 [1] je podana enačba, v kateri je prikazana odvisnost gostote vode od temperature vode in tlaka vode:

$$\rho_v = 999,972 \cdot \left[ 1 - \frac{(T - 4,6864)^2}{510113,5} \cdot \frac{T + 289,7991}{T + 58,11615} \right] \frac{1}{1 - k \cdot p} \quad (2).$$

V to enačbo smo vpisali naslednje spremenljivke:

- $T$  temperatura vode v °C,
- $p$  vodni tlak, merjen pred turbino v barih,
- $k$  konstanta vodne stisljivosti  $k = 47,1 \cdot 10^{-6} \text{ bar}^{-1}$ .

Pri vsakem preračunu smo upoštevali vodni tlak v barih pri vtoku vode v spiralni okrov. Temperaturo vode smo izmerili pred preizkušanjem.

### 1.3 Preračun energijskih veličin

Na podlagi spodaj prikazanega energijskega prereza agregata, smo najprej izpostavili preračun energijskih veličin (sl. 1).

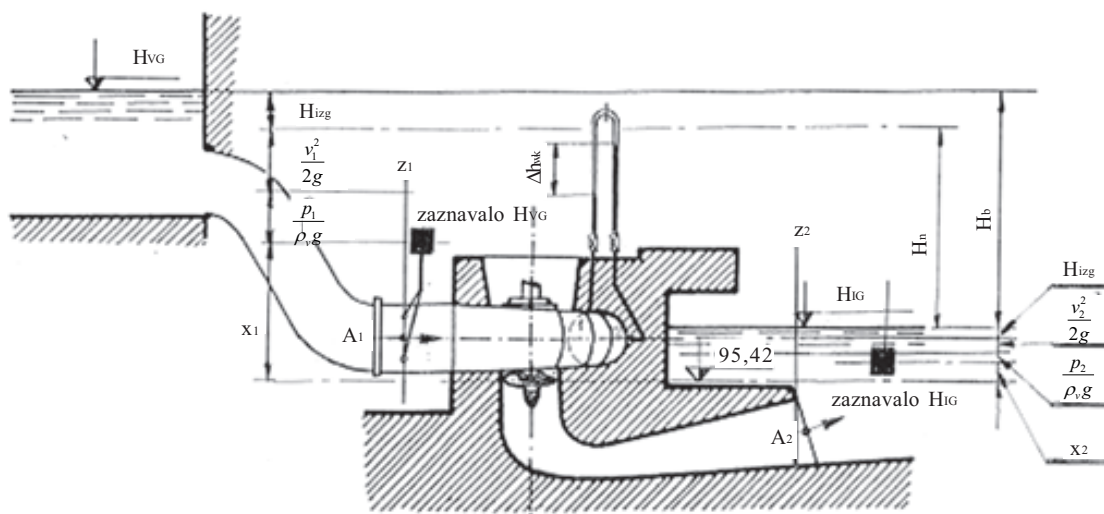
#### 1.3.1 Preračun specifične energije - čisti padec

Za določitev višinskih in nivojskih merilnih instrumentov na iztoku vode iz turbine, smo uporabili znane višinske točke in meritve spodnje vode, ki jo uporablja elektrarna. Ta meritev je povezana tudi v turbinskem krmilju, kjer se te meritve uporabijo za preračun trenutnega vodnega padca.

Vodni tlak, merjen pred turbino, smo uporabili za preračun statičnega dela vodnega tlaka pri vtoku vode v turbino.

Padec na turbini smo preračunali v skladu s priporočili SIST EN 60041 [1] glede na izmerjeni vodni tlak in podane geodetske višinske razlike.

Torej smo čisti padec v spodnji enačbi izrazili tako, da je le-ta enak razliki energijskih veličin pred turbino v točki  $z_1$  in na iztoku iz turbine v točki  $z_2$ . [8]:



Sl. 1. Prikaz energijskega prereza turbine

$$H_n = z_1 + \frac{p_1}{\rho_v \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - z_2 - \frac{p_2}{\rho_v \cdot g} - \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad (3).$$

Glede na to, da smo za celotni preračun čistega padca izbrali referenčno ničelno točko sredino gonilnika, ki je na višinski koti 95,42 m.n.v., smo po spodnjih enačbah (4) do (9) razčlenili statični in dinamični čisti padec.

### 1.3.1.1 Preračun statičnega dela čistega padca

Statični vodni tlak, merjen pri vtoku v turbino  $H_{sv}$ :

$$\frac{p_1}{\rho_v \cdot g} = H_{sv} = (10^5 \cdot H_{stv}) / \rho_v \cdot g + x_1 \quad (4),$$

kjer so:

- $p_1$  vodni tlak pri vtoku v turbino,
  - $H_{stv}$  statična tlačna višina pri vtoku,
  - $x_1$  razdalja med sredino zaznavala in koto gonilnika m.
- Statični vodni tlak, merjen na iztoku iz turbine  $H_{si}$ :

$$\frac{p_2}{\rho_v \cdot g} = H_{si} = (10^5 \cdot H_{sti}) / \rho_v \cdot g + x_2 \quad (5),$$

kjer so:

- $p_2$  vodni tlak pri iztoku iz turbine,
- $H_{sti}$  statična tlačna višina pri iztoku,
- $x_2$  razdalja med sredino zaznavala in koto gonilnika m.

Celotni statični del vodnega padca  $H_{st}$  smo izrazili v spodnji enačbi:

$$H_{st} = H_{sv} - H_{si} \quad (6).$$

### 1.3.1.2 Preračun dinamičnega dela neto padca

Dinamični del čistega padca smo preračunali z upoštevanjem vtočne in iztočne povprečne hitrosti vode:

$$H_{din} = \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad (7).$$

Vodne hitrosti ne moremo meriti neposredno, zato smo izrazili hitrost vode z vstopnim in izstopnim prerezom  $A_1$  in  $A_2$  ter preračunanim celotnim pretokom  $Q_0$

Izmerili smo vstopni prerez  $A_1$  in izstopni prerez  $A_2$  ter upoštevali preračunani zemeljski pospešek  $g = 9,80695$  tako, da smo izrazili dinamični padec v enačbi (8) samo s pretokom:

$$H_{din} = \frac{Q_0^2}{2 \cdot g} \cdot \left( \frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right) \quad (8).$$

### 1.3.1.3 Preračun celotnega čistega padca

Čisti padec  $H_n$  smo nato preračunali po enačbi:

$$H_n = H_{st} + H_{din} \quad (9).$$

### 1.3.2 Preračun pretoka

Winter-Kennedyjeva metoda preračuna pretoka vode skozi turbino sloni na meritvi razlike vodnega tlaka v spiralnem okrovu  $\Delta h_{WK}$  in konstanti  $k_0$ .

V skladu s priporočilom SIST EN 60041 [1] smo po spodnji enačbi (10) preračunavali pretok vode skozi turbino. Natančnost meritve pretoka smo preračunali z upoštevanjem ocene pogreška meritev, opisane v poglavju 1 in v skladu s priporočilom SIST EN 60041 [1].

Konstanto za izračun pretoka, ki je odvisna od geometrijske oblike spiralnega okrova, smo izračunali po enačbi (11) [4] in [5]:

$$Q_0 = k_0 \cdot (\Delta h_{WK})^n \quad (10),$$

kjer so:

- $n = 0,48 - 0,52$  eksponent tlačne diference,
- $\Delta h_{WK}$  vodni tlak, merjen na dveh različnih radijih (1 in 2) v spiralnem okrovu v barih in preračunan v metre vodnega stolpca,
- $k_0$  konstanta, ki je odvisna od geometrijske oblike spiralnega okrova in kota merilnih priključkov in se preračuna po spodnji enačbi:

$$k_0 = \frac{2\pi}{\varphi} \cdot \sqrt{2g} \cdot \frac{r_1 \cdot r_2}{\sqrt{r_2^2 - r_1^2}} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{a}{r} \cdot dr \quad (11),$$

kjer so:

- $\varphi$  kot, ki označuje izbrani prerez, na katerem smo določili pretok,
- $r_1$  polmer meritve diferencialnega tlaka  $\Delta h_{WK} 1$ ,
- $r_2$  polmer meritve diferencialnega tlaka  $\Delta h_{WK} 2$ ,
- $r_z$  zunanji polmer spiralnega okrova,
- $r_n$  notranji polmer spiralnega okrova,
- $a$  širina spiralnega okrova,
- $r$  polmer,
- $dr$  prirastek polmera.

### 1.3.3 Preračun turbinskega izkoristka

Pri preračunu turbinskega izkoristka smo upoštevali zajamčeni izkoristek generatorja, ki ga je podal proizvajalec električnega stroja.

V skladu s priporočilom SIST EN 60041 [1] smo merili generatorsko moč  $P_{gen}$  na sponkah merilnih tokovnih in napetostnih transformatorjev, ki so vgrajeni v generatorskem merilnem sistemu.

Meritev generatorske moči smo opravili po trivatmetrski metodi. Natančnost meritve generatorske moči smo preračunali z upoštevanjem ocene pogreška meritev, opisane v poglavju 1 in v skladu s priporočilom SIST EN 60041 [1].

### 1.3.3.1 Preračun generatorskega izkoristka

Na podlagi zajamčenih vrednosti izkoristka generatorja smo določili odvisnost generatorskega

izkoristka od obremenitve stroja – enačba (12). Z upoštevanjem spodnjih podatkov smo preračunali generatorski izkoristek, ki ga je proizvajalec generatorja zajamčil pri faktorju generatorske moči  $\cos \phi = 1$ :

$$\eta_{gen} = 1,45 \cdot 10^{-6} \cdot P_{gen}^3 - 1,4086 \cdot 10^{-4} \cdot P_{gen}^2 + 4,71556 \cdot 10^{-3} \cdot P_{gen} + 0,92214376 \quad (12).$$

### 1.3.3.2 Preračun turbinske moči

Na podlagi preračunanega generatorskega izkoristka in na podlagi izmerjene generatorske moči  $P_{gen}$  smo preračunali turbinsko moč  $P_{tur}$ :

$$P_{tur} = \frac{P_{gen}}{\eta_{gen}} \quad (13).$$

### 1.3.3.3 Preračun turbinskega izkoristka

Turbinski izkoristek smo preračunali na podlagi izmerjenih in preračunanih fizikalnih veličin: čistega padca, pretoka in turbinske moči. V skladu s spodnjo enačbo smo prilagodili tudi vse preostale preračune:

$$\eta_{tur} = \frac{P_{tur}}{\rho_v \cdot g \cdot Q_0 \cdot H_n} \quad (14).$$

## 1.4 Preračun rezultatov na povprečni ali zajamčeni čisti padec

V skladu s priporočili SIST EN 60041 [1] smo vse merilniške rezultate pretoka  $Q_0$  in turbinske moči  $P_{tur}$  pri trenutnih čistih padcih  $H_n$  preračunali na

zajamčeni čisti padec  $H_{gar}$  po spodnjih enačbah (15) in (16):

$$P_{gar} = P_{tur} \cdot \left( \frac{H_{gar}}{H_n} \right)^{1,5} \quad (15)$$

$$Q_{gar} = Q_0 \cdot \left( \frac{H_{gar}}{H_n} \right)^{0,5} \quad (16),$$

kjer so:

- $P_{tur}$  preračunana turbinska moč,
- $P_{gar}$  zajamčena turbinska moč,
- $Q_0$  preračunani pretok,
- $Q_{gar}$  zajamčeni pretok.
- $H_n$  izmerjeni neto padec,
- $H_{gar}$  zajamčeni padec.

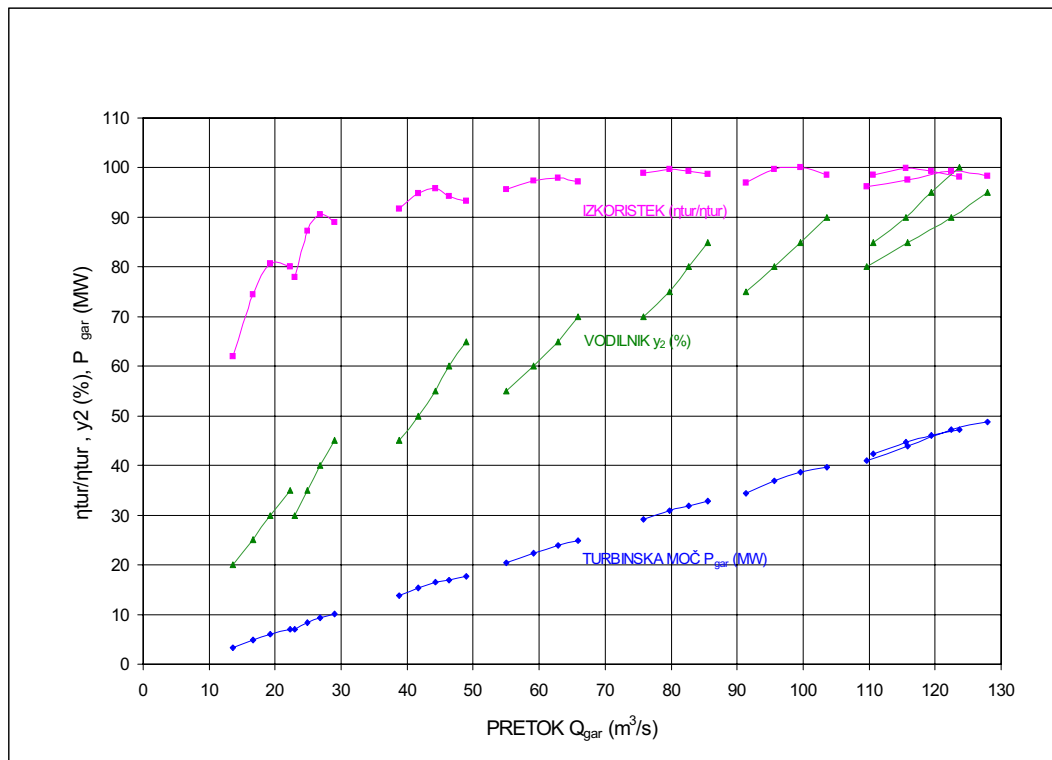
## 2 PREDSTAVITEV MERILNIŠKIH REZULTATOV

### 2.1 Preračun tlačnih izgub ter predstavitev merilniškega diagrama

Izgube celotnega stroja  $H_{izg}$  smo izračunali z enačbo (17) in prikazali v diagramu  $y_2/H_{izg}$  (sl. 8). Pri vtoku vode smo merili vtočno statično in na iztoku iztočno statično fizikalno veličino, torej bruto padec, od katerega smo odšteli statični in dinamični del padca, torej čisti padec, po spodnji enačbi (18) [6]:

$$H_{izg} = H_b - H_n \quad (17)$$

$$H_{izg} = [H_{VG} - H_{IG}] - \left[ (H_{sv}) - (H_{si}) + \left[ Q_0^2 / 2g \cdot (1/A_1^2 - 1/A_2^2) \right] \right] \quad (18).$$



Sl. 2. Diagram meritve izkoristka kaplanove turbine pri zajamčenem padcu  $H_{gar}$

V diagramu (sl. 2) smo prikazali meritev s primerjalno metodo pri zajamčenem čistem padcu  $H_{gar}$ . Prikazana sta izkoristek turbine  $\eta_{tur}/\eta_{tur}$  in zajamčena turbinska moč  $P_{gar}$  v odvisnosti od zajamčenega pretoka  $Q_{gar}$ .

Običajno se pri kaplanovih turbinah s kratkim pretočnim sistemom vse fizikalne veličine preračunajo na povprečni čisti padec za določitev krivulje upravljanja vodilnika in gonilnika. V zgornjem diagramu (sl. 2) smo vse vrednosti preračunali na zajamčeni čisti padec v skladu z enačbami v priporočilu SIST EN 60041 [1], ki so prikazane v poglavju 1.4. Tako izračunamo tudi rezultate na povprečni čisti padec za upravljanje vodilnika in gonilnika.

## 2.2 Določitev upravljalnega razmerja med vodilnikom in gonilnikom ter padcem in pretokom vode skozi turbino

V skladu s primerjalnimi meritvami smo določili v modelnem školjčnem diagramu posameznega propelerja  $y_3$  (kot gonilnika  $\beta$ ) delovalno točko razmerja vodilnika  $y_2$  ( $A_0$ ) pri izmerjenem padcu  $H_n$  ( $\psi$ ) (sl. 3). Glede na to, da so se optimumi izkoristkov ujemali z odprtji, smo na podlagi dveh meritev odbrali delovalne diagrame pri posameznem izmerjenem padcu (sl. 3).

To pomeni, da smo v diagramu vsakega modelnega propelerja vrisali v izmerjeni točki padca  $H_n$  ( $\psi$ ) odprtje vodilnika  $y_2$  ( $A_0$ ). Skozi dve izmerjeni točki smo potegnili premico, ki je presekala preostale padce, na katerih smo odbrali posamezna relativna

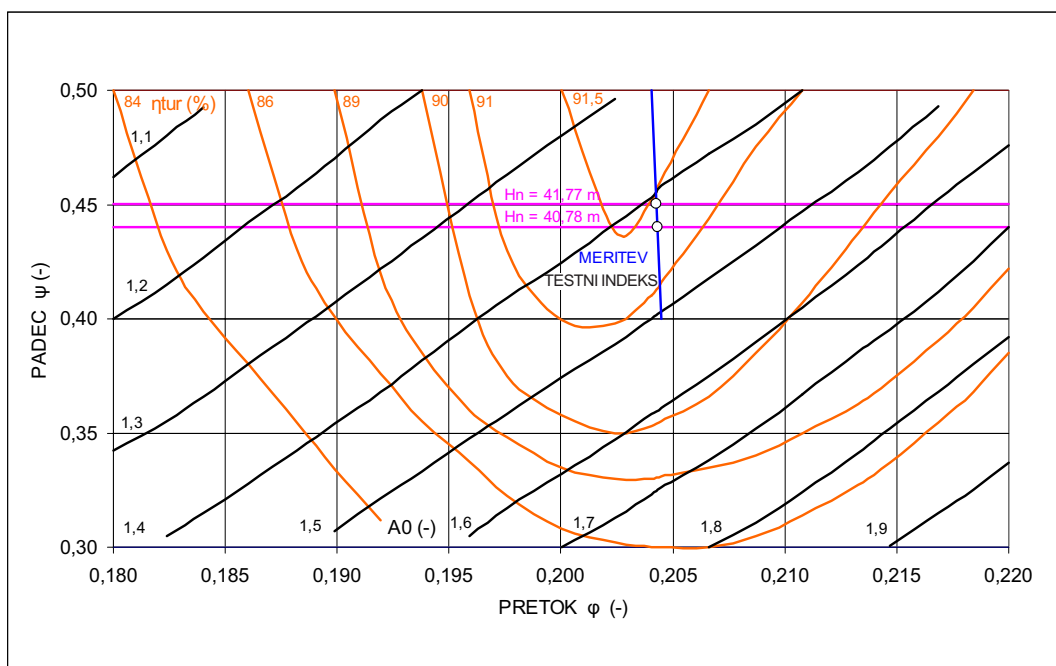
odprtja  $A_0$  in jih preračunali v absolutna odprtja vodilnika. Na modelnem školjčnem diagramu  $\beta = 20^\circ$  (sl. 3) smo prikazali izmerjeni točki, na katerih so bila odbrana odprtja. Iz ugotovitve, da iz modelnih školjčnih diagramov lahko določimo povezavo odprtij glede na različne padce, smo v nadaljevanju prikazali diagram krmiljenja, ki vsebuje odbrane veličine  $y_2/y_3$  na petih padcih  $H_n$  (sl. 9).

V diagramu (sl. 9) je vrisana tudi krivulja delovalnega razmerja  $y_2/y_3$ , ki seka izračunane neto padce. Na podlagi primerjalne metode propelerjev in izmerjenih vrednosti smo narisali obratovalni diagram (sl. 4).

Na obratovalnem školjčnem diagramu (sl. 4) je prikazana krivulja spreminjajočega se čistega padca v odvisnosti od obremenjevanja turbine. Diagram (sl. 4) je narisana na temelju izmerjenih rezultatov posameznih propelerjev turbine brez preračunavanja na povprečni ali zajamčeni čisti padec. Razlika med izmerjenimi in povprečnimi čistimi padci je tako velika, da ni mogoče upravljati vodilnika in gonilnika v skladu s priporočili SIST EN 60041 [1].

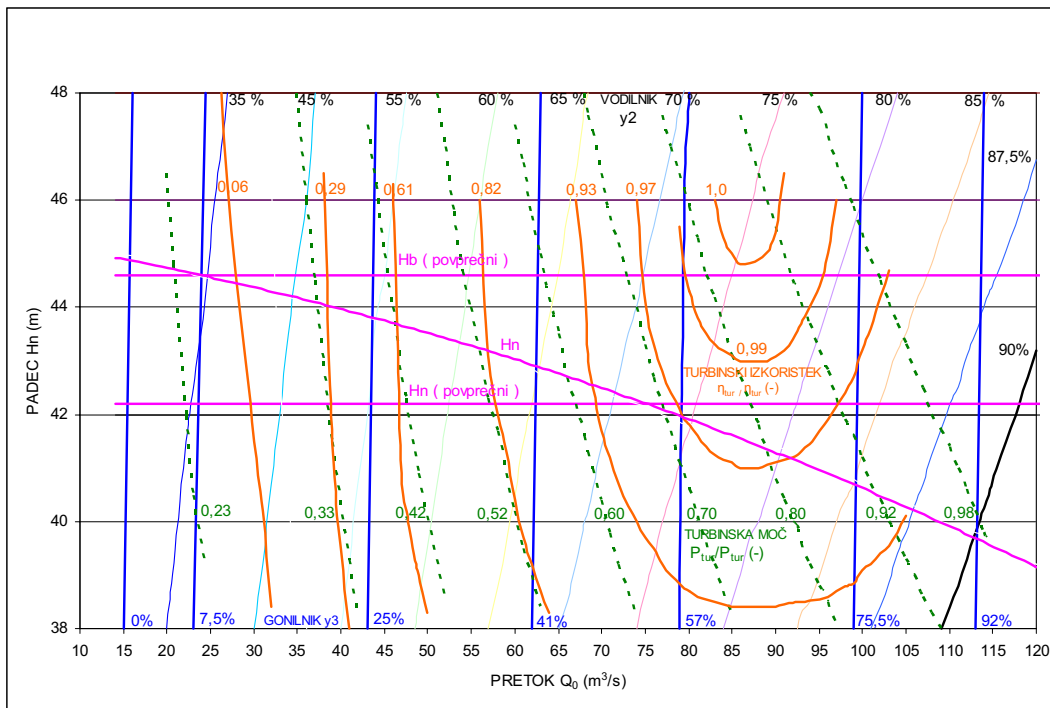
Tlačne izgube in dinamični čisti padec se v pretočnem traktu spreminjajo v odvisnosti od pretoka. Zato smo v nadaljevanju prikazali, kako smo s turbinskim krmilnim sistemom rešili problem delovanja turbine na trenutnem padcu.

Na naslednjih straneh je prikazan diagram razmerja vodilnik/gonilnik skozi optimume (sl. 6) pri različnih padcih. Prikazali smo tudi preostale pomožne diagrame, na podlagi katerih smo določili potrebne parametre:  $y_2/H_n$  (sl. 5),  $y_2/H_{din*}$  (sl. 7),  $y_2/H_{izg}$  (sl. 8),  $y_2/y_3 f(H_n)$  (sl. 9) in  $y_2/Q_{of}(H_n)$  (sl. 10).

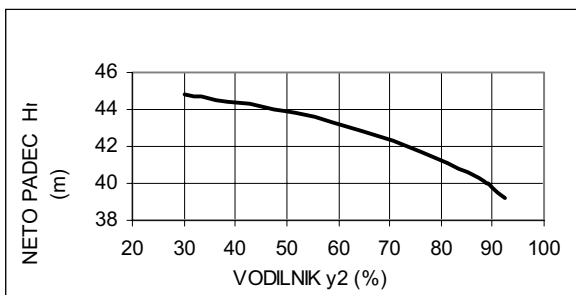


Sl. 3. Modelni školjčni diagram  $\beta = 20^\circ$

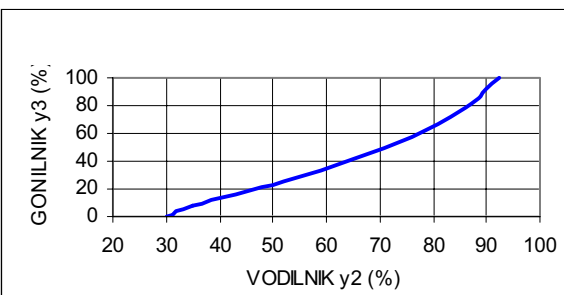




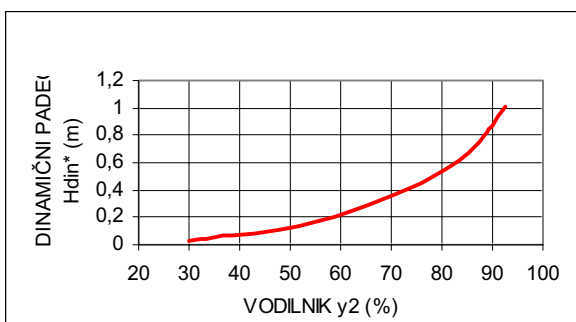
Sl. 4. Obratovalni školjčni diagram kaplanove turbine



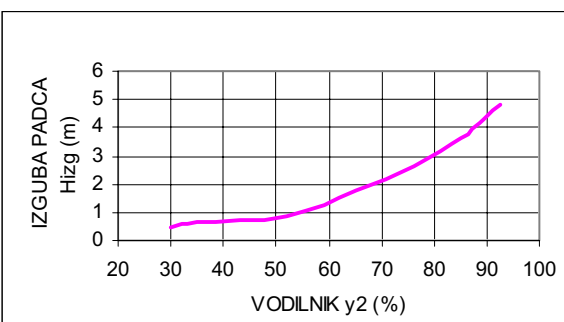
Sl. 5. Diagram odvisnosti neto padca od odprtja vodilnika



Sl. 6. Diagram optimalnega razmerja  $y_2/y_3$  pri obratovanju



Sl. 7. Diagram dinamičnega padca pri obremenjevanju



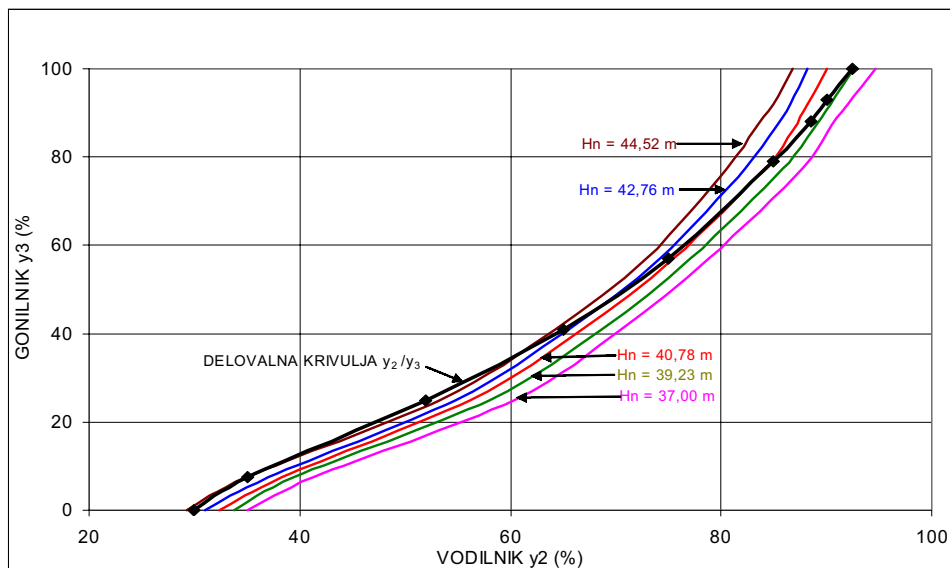
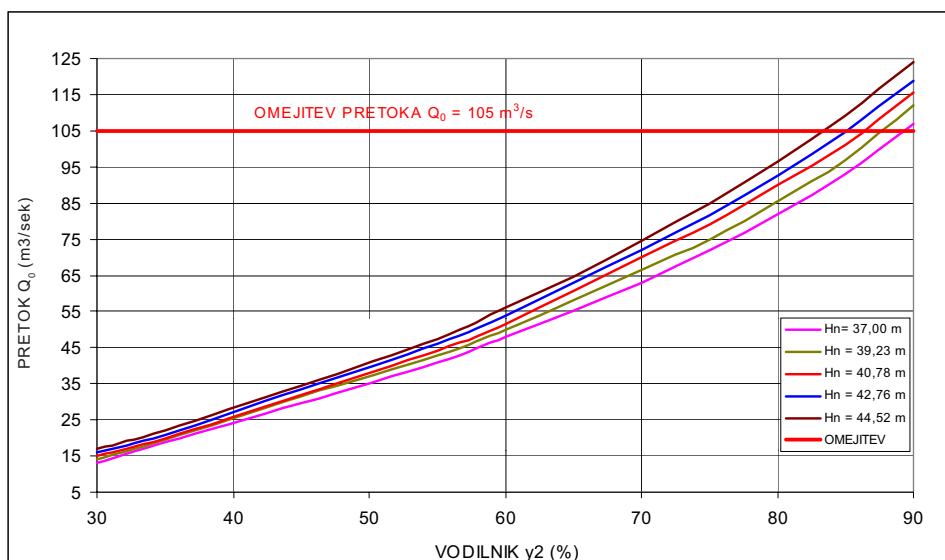
Sl. 8. Diagram izgube padca pri obremenjevanju

### 2.3 Upravljanje gonilnika z uvajanjem drugega približka čistega padca in omejitvev pretoka

V školjčnem obratovalnem diagramu (sl. 4) sta vrisana povprečni celotni in čisti padec ter delovalna krivulja čistih padcev  $H_n^*$ .

Glede na to, da smo iz meritev izračunali

dinamični padec vode v odvisnosti od pretoka vode skozi turbino, ki je povezana z odvisnostjo odprtja vodilnika, smo lahko za prvi preračun čistega padca  $H_n^*$  uporabili vrednosti iz diagrama (sl. 7). Na podlagi obratovalnega školjčnega diagrama smo narisali diagram odvisnosti pretoka pri različnih padcih v odvisnosti odprtja vodilnika  $y_2/Q_{of}(H_n)$  (sl. 10). Torej

Sl. 9. Skupni diagram krmiljenja  $y_2/y_3$  z vrisano delovalno krivuljo

Sl. 10. Diagram odvisnosti pretoka od odprtja vodilnika in čistega padca

smo lahko pri nekem odprtju vodilnika in izračunanem prvem približku čistega padca  $H_n^*$  določili pretok vode skozi turbino  $Q_0$ . Ta pretok smo nato uporabili za ponovni preračun dinamičnega padca in preračunali drugi natančnejši čisti padec  $H_n$ .

V diagramu (sl. 10) določeni pretok  $Q_0$  smo uporabili tudi kot povratno zvezo za omejitev odprtja vodilnika in za prikazovanje pretoka skozi turbino.

Na podlagi zgornjih parametrov smo torej določili gonilniško odprtje v odvisnosti vodilniškega odprtja na podlagi drugega približka čistega padca v skladu z diagramom  $y_3 = f(y_2, H_n)$  (sl. 9).

Na sliki 9 smo prikazali delovalno krivuljo, po kateri se gonilnik upravlja v odvisnosti odprtja vodilnika in trenutnega padca.

Z nastavitvijo obratovalnega razmerja vodilnika in gonilnika pri trenutnem padcu vode smo

izboljšali hidravlična natočna razmerja in zmanjšali pojav povratnega tlačnega udara v sesalni cevi ([6] do [8]).

Na podlagi zgornjega opisa smo v nadaljevanju prikazali blokovno shemo krmiljenja gonilnika (sl. 11) [9].

Omeniti moramo, da smo za obdelavo odvisnosti v turbinskem krmilnem sistemu uporabili točke izmerjenih petih padcev. Pri obdelavi podatkov smo upoštevali devet padcev, izmerjenih s primerjalno metodo.

Za določitev pretoka  $Q_0$  smo upoštevali v školjčnem diagramu pet čistih padcev, tako kakor pri določitvi diagrama odvisnosti vodilnika in gonilnika skozi optime pri enakih petih padcih. Tako je bilo programerju v turbinskem krmilnem sistemu, po spodnji blokovni shemi (sl. 11) [9], lažje obdelati zahtevane funkcije.

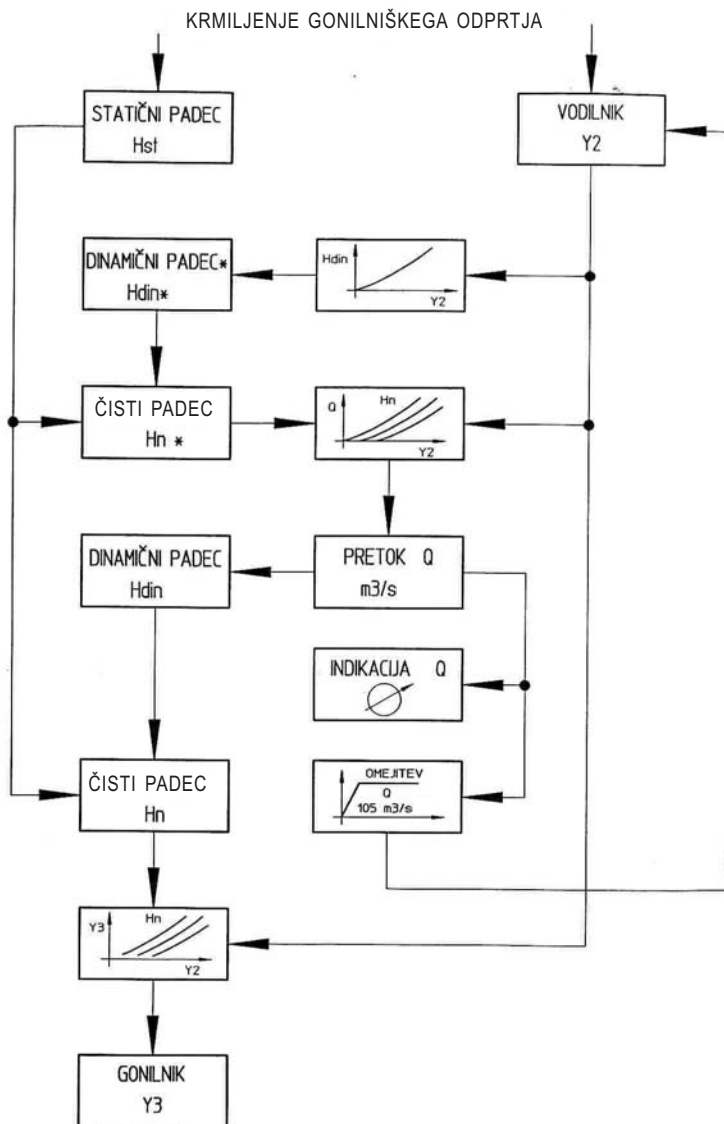
### 3 SKLEP

Na podlagi zgoraj opisanih meritev smo v turbinski krmilnik vnesli vse potrebne parametre za optimalno delovanje agregata. Potek delovanja smo spremljali z merilniškimi sistemom LAB VIEW. Meritve so bile opravljene v skladu z mednarodnimi standardi. Izmerjeni rezultati so bili v skladu s tolerancami in priporočili omenjenih standardov.

### 4 OZNAKE

$A_0$	brezrazsežno odprtje vodilnika	-
$A_1$	vtočni prerez	m <sup>2</sup>
$A_2$	iztočni prerez	m <sup>2</sup>
$dr$	prirastek polmera	m
$g$	težnost	ms <sup>-2</sup>
$H_b$	celotni padec	m
$H_{din}$	dinamični padec	m
$H_{din*}$	približek dinamičnega padca	m

$H_{gar}$	zajamčeni čisti padec	m
$H_{izg}$	izguba padca	m
$H_n$	čisti padec	m
$H_{n*}$	prvi približek čistega padca	m
$H_{si}$	statična tlačna višina pri iztoku	m
$H_{sfi}$	statični padec pri iztoku	m
$H_{sv}$	statični padec pri vtoku	m
$H_{sv}$	statična tlačna višina pri vtoku	m
$H_{VG}$	gladina vode pri vtoku	m.n.v.
$k$	konstanta stisljivosti vode	bar <sup>-1</sup>
$k_0$	konstanta za preračun pretoka	-
$P^{gar}$	zajamčena turbinska moč	MW
$P^{gen}$	generatorska moč	MW
$P^{tur}$	turbinska moč	MW
$p$	vodni tlak, merjen pred turbino	bar
$p_1$	vodni tlak pri vtoku v turbino	bar
$p_2$	vodni tlak pri iztoku iz turbine	m
$r$	polmer	m
$r_n$	notranji polmer spiralnega okrova	m
$r_z$	zunANJI polmer spiralnega okrova	m



Sl. 11. Blokovni diagram krmiljenja gonilniškega odprtja



$r_1$	polmer meritve diferencialnega tlaka $\Delta h_{WK}$ v točki 1	m	$y_2$	relativna lega servomotorja vodilnika	%
$r_2$	polmer meritve diferencialnega tlaka $\Delta h_{WK}$ v točki 2	m	$y_3$	relativna lega servomotorja gonilnika	%
$T$	temperatura vode	°C	$Q_0$	pretok vode	$m^3s^{-1}$
$H_{IG}$	gladina vode pri iztoku	m	$Q^{gar}$	zajamčeni pretok vode	$m^3s^{-1}$
$v_1$	povprečna vtočna hitrost vode	m/s	$\beta$	kot nagiba gonilnikovih lopat	°
$v_2$	povprečna iztočna hitrost vode	m/s	$\eta_{gen}$	izkoristek generatorja	%
$z$	nadmorska višina	m	$\eta_{tur}$	izkoristek turbine	%
$z_1$	točka energijskih veličin pred turbino -		$\rho_v$	gostota vode	$kgm^{-3}$
$z_2$	točka energijskih veličin za turbino -		$\cos \Phi$	faktor generatorske moči	-
$x_1$	višinska razlika od sredine gonilnika do tlačnega zaznavala - vtok	m	$\varphi$	brezrazsežno št. pretoka -	
$x_2$	višinska razlika od sredine gonilnika do tlačnega zaznavala - iztok	m	$\varphi$	geografska širina	°
			$\varphi$	kot izbranega prereza v spirali	°
			$\psi$	brezrazsežno število čistega padca -	

## 5 LITERATURA

- [1] SIST EN 60041 field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines.
- [2] SIST EN 60308 international code for testing of speed governing system for hydraulic turbines.
- [3] SIST EN 60545 guide for commissioning, operation and maintenance of hydraulic turbines.
- [4] Schweiger, F. (1978) Research work on flow measurement by the Winter Kennedy method. Proceeding of Flomeko.
- [5] Schweiger, F. and V. Kerčan (1985) Winter–Kennedijeva metoda za merjenje pretoka na hidroelektrarnah. *Automatika*.
- [6] Calvin, V. D. and K. E. Sorensen (1969) Handboock of applied hydraulics. *Mc Graw–Hill Book Company*.
- [7] Streeter, V.L. (1961) Handbook of fluid dynamics. *Mc Graw–Hill Book Company*.
- [8] Jordan, V. (1983) Prehodni režimi v hidravličnih sistemih. *Partizanska knjiga*.
- [9] Trebše, A.J., Poročili o preizkusih na gradbišču št. 1351 in 1375 - Litostroj e.i. 2002/2003

Avtorjev naslov: Andrej J. Trebše

Litostroj e.i.  
Litostrojska cesta 40  
1000 Ljubljana  
andrej.trebse@litostroj-ei.si

Prejeto: 25.11.2003  
Received:

Sprejeto: 8.4.2004  
Accepted:

Odprto za diskusijo: 1 leto  
Open for discussion: 1 year