



**UNIVERZITET U NIŠU
MAŠINSKI FAKULTET U NIŠU**



Dragan M. Svrkota

**NUMERIČKO EKSPERIMENTALNA
ISTRAŽIVANJA NESTACIONARNIH STRUJANJA
U POSTROJENJIMA SA CROSS-FLOW
TURBINAMA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Niš, 2023.



**UNIVERZITET U NIŠU
MAŠINSKI FAKULTET**



Dragan M. Svrkota

**NUMERIČKO EKSPERIMENTALNA
ISTRAŽIVANJA NESTACIONARNIH STRUJANJA
U POSTROJENJIMA SA CROSS-FLOW
TURBINAMA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Niš, 2023.



**UNIVERSITY OF NIŠ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING**



Dragan M. Svrkota

**NUMERICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH
OF UNSTEADY FLOW IN HYDROPOWER
PLANTS WITH CROSS-FLOW TURBINES**

DOCTORAL DISSERTATION

Niš, 2023.

Podaci o doktorskoj disertaciji

Mentor:	dr Živojin Stamenković, vanr. prof. Univerzitet u Nišu Mašinski fakultet u Nišu
Naslov:	Numeričko eksperimentalna istraživanja nestacionarnih strujanja u postrojenjima sa cross-flow turbinama
Rezime:	<p>Nestacionarni režimi u hidropostrojenju mogu da rezultiraju ozbiljnim poremećajima u radu hidroelektrane i da izazovu oštećenja opreme. Najbolji način za sprečavanje takvih nepovoljnih ishoda je izrada analize nestacionarnih režima pomoću matematičkog modela sistema hidroelektrane.</p> <p>Na bazi prikupljenih podataka o 270 hidroelektrana sa Cross-flow turbinama uradjene su regresione analize i izvedene su regresione jednačine koje prikazuju zavisnost specifičnog broja obrtaja (n_s), nominalnog broj obrtaja (n_t), prečnika (D_1) i širine radnog kola (B_1) i mlaznice (B) Cross-flow turbine u funkciji od napora i protoka turbine.</p> <p>Dobijene jednačine se koriste za procenu radnih karakteristika Cross-flow turbine korišćenjem dostupnih školjkastih dijagrama za tri različite Cross-flow turbine ($n_s=45.7, 68.8$ i 93.4). Konačno, procijenjene radne karakteristike korišćene su za formiranje graničnog uslova "CROSS-FLOW TURBINA" unutar nestacionarnog 1D matematičkog modela.</p> <p>Model je potvrđen kroz studije slučaja upoređivanjem izračunatih i izmerenih vrednosti u brzini obrtanja turbine i ulaznom pritisku u turbinu, a koji su nastali kao posledica ispada turbinskog agregata. Razlika između izračunatog i izmerenog pritiska je do 10% u kritičnom periodu (od trenutka ispada agregata do trenutka zatvaranja sprovodnog aparata). U slučaju brzine obrtanja turbine u navedenom periodu, razlika između izračunate i izmerene vrednosti broja obrtaja je manja do 10%.</p>
Naučna oblast:	Energetika i procesna tehnika
Naučna disciplina:	
Ključne reči:	Cross-flow turbina, jedinične karakteristike, školjkasti dijagram, hidroelektrana, ispad, nestacionarni režimi, hidraulički udar
UDK:	621.224
CERIF klasifikacija:	T 210 Mašinstvo, hidraulika, vakuumska tehnologija i akustički inženjering
Tip licence Kreativne zajednice:	Odabrani tip licence. CC BY-NC-ND

Data on Doctoral Dissertation

Doctoral Supervisor:	dr Živojin Stamenković, assoc. prof. University of Nis Faculty of Mechanical Engineering in Nis
Title:	Numerical and experimental research of unsteady flow in hydropower plants with cross-flow turbines
Rezime:	<p>Transients in hydropower plants can result in serious disturbances in a plant operation and damage of equipment. The best way to prevent such adverse outcomes is to conduct a transient-state analysis using a mathematical model of the hydropower plant system.</p> <p>Based on the collected data on 270 hydropower plants with cross-flow turbines, regression analyses were done and regression equations were derived that relate a cross-flow turbine specific speed (n_s), turbine rated speed (n_t), turbine runner diameter (D_1) and turbine runner width (B_1) and jet (B) as a function of turbine head and discharge.</p> <p>The obtained equations were used to estimate the turbine performance characteristics using available unit hill charts of three different cross-flow turbines ($n_s=45.7, 68.8$ i 93.4). Finally, the estimated performance characteristics were used to form the boundary condition "CROSS-FLOW TURBINE" within the unsteady 1D mathematical model.</p> <p>The model was validated through case studies by comparing calculated and measured changes in the turbine speed and turbine inlet pressure, induced by sudden load rejection. The difference between the calculated and measured peak pressures was up to 10% during the critical period, (from the moment of load rejection up to the guide vanes closure). In the case of turbine speed, the difference between the peak values was less than 10% in the same period.</p>
Scientific Field:	Energy and process technology
Scientific Discipline:	
Key Words:	Cross-flow turbine, unit characteristics, hill chart, hydropower plant, load rejection, transients, water hammer.
UDC:	621.224
CERIF Classification:	T 210 Mechanical engineering, hydraulics, vacuum technology, vibration and acoustic engineering
Creative Commons License Type:	Selected License Type. CC BY-NC-ND

NUMERIČKA I EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA NESTACIONARNIH STRUJANJA U POSTROJENJIMA SA CROSS-FLOW TURBINAMA

SADRŽAJ

Naslovne strane

Izvod

Sadržaj

Oznake

1. Cross-flow turbina

- 1.1. Uvod
- 1.2. Tehnički opisi Cross-flow turbine
- 1.3. Oblast primene Cross-flow turbine
- 1.4. Radne karakteristike Cross-flow turbine
- 1.5. Školjkasti dijagrami (univerzalna karakteristika) Cross-flow turbina

2. Regresione analize

- 2.1. Regresione analize za Cross-flow turbinu
 - 2.1.1. Specifični broj obrtaja turbine; $n_s = n_s(H_n)$
 - 2.1.2. Specifični broj obrtaja turbine; $n_s = n_s(H_n, Q_t)$
 - 2.1.3. Broj obrtaja turbine; $n_t = n_t(H_n, Q_t)$
 - 2.1.4. Broj obrtaja turbine; $n_t = n_t(H_n, D_1)$
 - 2.1.5. Širina mlaznice turbine; $B = B(H_n, Q_t)$
 - 2.1.6. Prečnik radnog kola turbine; $D_1 = D_1(H_n, Q_t)$
 - 2.1.7. Prečnik vratila turbine; $D_v = D_v(H_n, Q_t)$
 - 2.1.8. Brzina strujanja vode u mlaznici; $V_b = V_b(H_n)$

2.2. Regresione analize za momente inercije

2.2.1. Moment inercije turbine; $J_T = J_T(P_t, n_t)$

2.2.2. Moment inercije spojnice; $J_S = J_S(P_t, n_t)$

2.2.3. Moment inercije multiplikatora; $J_M = J_M(P_t, iN)$

2.2.4. Moment inercije generatora [$J_g = J_g(P_g, n_g)$] i masa generatora [$M_g = M_g(P_g, n_g)$]

2.2.5. Moment inercije turbinskog agregata; [$J_{TA} = J_{TA}(J_T, J_S, J_M, J_g)$]

3. Matematičko modeliranje nestacionarnih režima u hidropostrojenju sa Cross-flow turbinom

3.1. Uvod

3.2. Osnovne jednačine nestacionarnog strujanja

3.2.1. Izvođenje jednačina

3.2.1.1. Jednačina dinamičke ravnoteže

3.2.1.2. Jednačina kontinuiteta

3.2.2. Brzina prostiranja poremećaja

3.2.3. Metoda rešavanja jednačina nestacionarnog strujanja

3.3. Konturni uslovi

3.3.1 Konturni uslov „CROSS-FLOW TURBINA”

3.3.2 Konturni uslov „REZERVOAR SA KONSTANTNIM NIVOOM“

3.3.3 Konturni uslov „REDNA VEZA DVE CEVI“

3.3.4. Konturni uslov „PREDTURBINSKI ZATVARAČ“

4. Numerički model proračuna nestacionarnih režima u hidropostrojenju sa Cross-flow turbinom

4.1. Modeliranje Cross-flow turbina - jedinični školjkasti dijagrami

4.2 Implementacija razvijenih modela u hidrodinamički model nestacionarnih strujanja

4.3. Razvoj softvera za numeričko rešavanje razvijenog modela

5. Testiranje, analiza i potvrda modela za proračun nestacionarnih režima

5.1. Testiranje razvijenog modela - bazni test model

5.1.1. Primena modela na kontruni uslov „CROSS-FLOW TURBINA”

5.1.1.1. Linearan zakon zatvaranja sprovodnog aparata (SA)

5.1.1.2. Lomljen zakon zatvaranja sprovodnog aparata (SA)

5.1.2. Primena modela na konturni uslov „PREDTURBINSKI ZATVARAČ“ (LZ)

5.1.3. Uporedni prikaz promene pritiska i protoka usled zatvaranja SA i LZ

5.2. Validacija modela za proračun nestacionarnih režima

5.2.1. Hidroelektrana BELCI

5.2.2. Hidroelektrana ZABUKH 2

5.2.3. Hidroelektrana VELEŽ

5.2.2. Hidroelektrana FILIPESTI 2

6. Analiza dobijenih rezultata

6.1. Rezultati i ocena rezultata regresionih analiza

6.2. Rezultati i ocena rezultata proračuna nestacionarnih režima

6.3. Zaključna razmatranja urađenih analiza

7. Pravci daljih istraživanja

8. Literatura

9. Algoritam i programski kod

Oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
ΔH	[m]	Hidraulički gubitci
a	[m/s]	Brzina prostiranja poremećaja (brzina zvuka)
A	[m ²]	Površina
B	[m]	Širina mlaznice Cross-flow turbine
B ₁	[m]	Širina radnog kola Cross-flow turbine
D	[m]	Oznaka za prečnik
D ₁	[m]	Spoljnji prečnik radnog kola Cross-flow turbine
D ₂	[m]	Unutrašnji prečnik radnog kola Cross-flow turbine
D _{bv}	[m]	Prečnik predturbinskog leptirastog zatvarača
D _v	[m]	Prečnik vratila Cross-flow turbine
e	[mm]	Debljina zida cevovoda
E	[N/m ²]	Modul elastičnosti materijala cevovoda
F _G	[N]	Sila Zemljine teže
F _I	[N]	Sila inercije delića
F _p	[N]	Sila pritiska
F _R	[N]	Sila reakcije zidova cevi
F _T	[N]	Sila trenja okvašene površi
g=9.81	[m/s ²]	Ubrzanje Zemljine teže
HA,HB,HP	[m]	Pritisak u tačkama cevovoda A, B i P
H _n	[m]	Nominalni neto pad na turbini
H _o	[m]	Neto pad turbine za η _{bep}
H _t	[m]	Pad na turbini
i _N	[-]	Prenosni odnos multiplikatora (ng/nt)
J	[kgm ²]	Polarni moment inercije
J _g	[kgm ²]	Moment inercije generatora
J _{m1}	[kgm ²]	Moment inercije zupčanika ulaznog sklopa multiplikatora
J _{m2}	[kgm ²]	Moment inercije zupčanika izlaznog sklopa multiplikatora
J _{Sg}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice generatora – veza sa multiplikatorom
J _{Sm1}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice multiplikatora – veza sa turbinom
J _{Sm2}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice multiplikatora – veza sa generatorom
J _{st}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice turbine

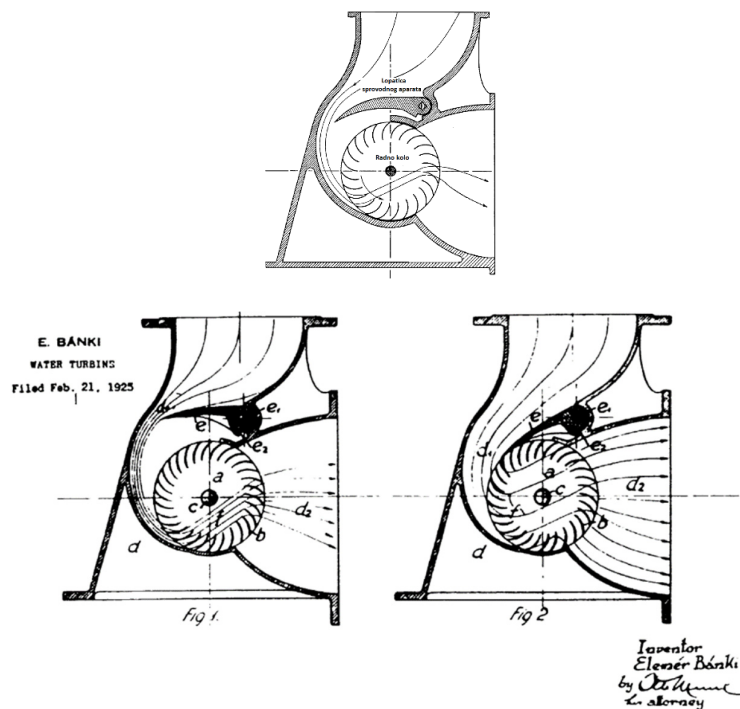
Oznaka	Jedinica	Opis
J_t	[kgm ²]	Moment inercije turbine
K	[N/m ²]	Modul elastičnosti fluida
L_v	[m]	Dužina vratila radnog kola Cross-flow turbine
M_{gen}	[kg]	Masa generatora
n	[min ⁻¹]	Broj obrtaja
$n_1 = n_{11}/n_{110}$	[-]	Bezdimenziona vrednost jediničnog broj obrtaja
n_{11}	[min ⁻¹]	Značica jediničnog broja obrtaja
n_{110}	min ⁻¹	Značica jediničnog broja obrtaja za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja turbine
N_{gen}	[min ⁻¹]	Broj obrtaja generatora
n_s	[-]	Specifični broj obrtanja
n_{so}	[-]	Specifični broj obrtanja za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja turbine
n_t	[min ⁻¹]	Nominalni broj obrtaja turbine
p	[Pa]	Pritisak
P	[kW]	Snaga
$P_1 = P_{11}/P_{110}$	[-]	Bezdimenziona vrednost jedinične snage
P_{11}	[-]	Značica jedinične snage
P_{110}	[-]	Značica jedinične snage za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja turbine
P_{gen}	[kW]	Aktivna snaga na vratilu generatora
P_t	[kW]	Snaga na vratilu turbine
Q	[m ³ /s]	Protok
$Q_1 = Q_{11}/Q_{110}$	[-]	Bezdimenziona vrednost jediničnog protoka
Q_{11}	[m ³ /s]	Značica jediničnog protoka
Q_{110}	[m ³ /s]	Značica jediničnog protoka za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja turbine
Q_A, Q_B, Q_P	[m ³ /s]	Protok u tačkama cevovoda A, B i P
Q_o	[m ³ /s]	Protok kroz turbinu za η_{bep}
Q_t	[m ³ /s]	Protok turbine
R_i	[m]	Unutrašnji poluprečnik cevi
R_o	[m]	Spoljnji poluprečnik cevi
SA	[%]	Otvor sprovodnog aparata turbine
$SA_{max}=100$	[%]	Maksimalni otvor sprovodnog aparata turbine
S_{gen}	[kVA]	Prividna snaga na vratilu generatora
t	s	Vreme
t_b	[m]	Debljina lopatica radnog kola Cross-flow turbine
t_l	[m]	Rastojanje između lopatica radnog kola Cross-flow turbine
T_{gen}	[Nm]	Moment generatora

Oznaka	Jedinica	Opis
T_{tur}	[Nm]	Moment turbine
T_u	[Nm]	Suma svih spoljnjih momenata koji djeluju na sistem (električni, hidraulički, trenja)
v	[m/s]	Brzina
v_b	[m/s]	Brzina u mlaznici
ζ	[-]	Koeficijent lokalnog otpora
η_{gen}	[-]	Stepen iskorišćenja generatora
$\eta_o = \eta_{bep}$	[-]	Maksimalni stepen iskorišćenja turbine (bep)
η_t	[-]	Stepen iskorišćenja turbine
λ	[-]	Koeficijent trenja
ν	[-]	Poasonov koeficijent
ρ	[kg/m ³]	Gustina vode
ρ_c	[kg/m ³]	Gustina čelika
φ	[rad]	Ugao
ψ	[-]	Korekcijski factor u zavisnosti od načina ugradnje cevovoda
ω	[s ⁻¹]	Ugaona brzina

1. | Cross-flow Turbina

1.1. Uvod

Cross-flow turbina (Slika 1.1) spada u akcijske turbine sa poprečnim protokom (engleski „Cross-flow turbine“) koje koriste samo kinetičku energiju mlaza, dok pritiska energija ostaje skoro nepromenjena od ulaza do izlaza iz radnog kola. Prema specifičnom broju obrtaja spada u sporohode turbine. Kod Cross-flow turbine uvodnik sprovodi vodu do usmerenih lopatica sprovednog aparata koje usmeravaju vodni mlaz kroz radno kolo turbine pri čemu se obezbeđuje dvostruko dejstvo mlaza na radno kolo (na ulasku i izlasku iz radnog kola).



Slika 1.1 Cross-flow turbina [04]

Cross-flow turbinu je konstruisao i prvi patentirao Australijanac A. G. M. Michell 1904. godine (Slika 1.2) a dalji razvoj je ostvario Mađar Donát Bánk pa se ova turbinu još naziva i Banki-Michellova turbina.

U Cross-flow turbine spada i Ossberger turbina nemačkog inženjera Fritza Ossbergera kome je 1922. godine dodeljen carski patent za njegovu "turbinu sa slobodnim mlazom". Posle mnogo poboljšanja koja je Fritz Ossberger ostvario na svojoj Cross-flow turbini 1933. godine je dobio još jedan Imperial patent za ovu turbinu.

IMPULSE TURBINE, APPLICATION FIELD JULY 14, 1903.

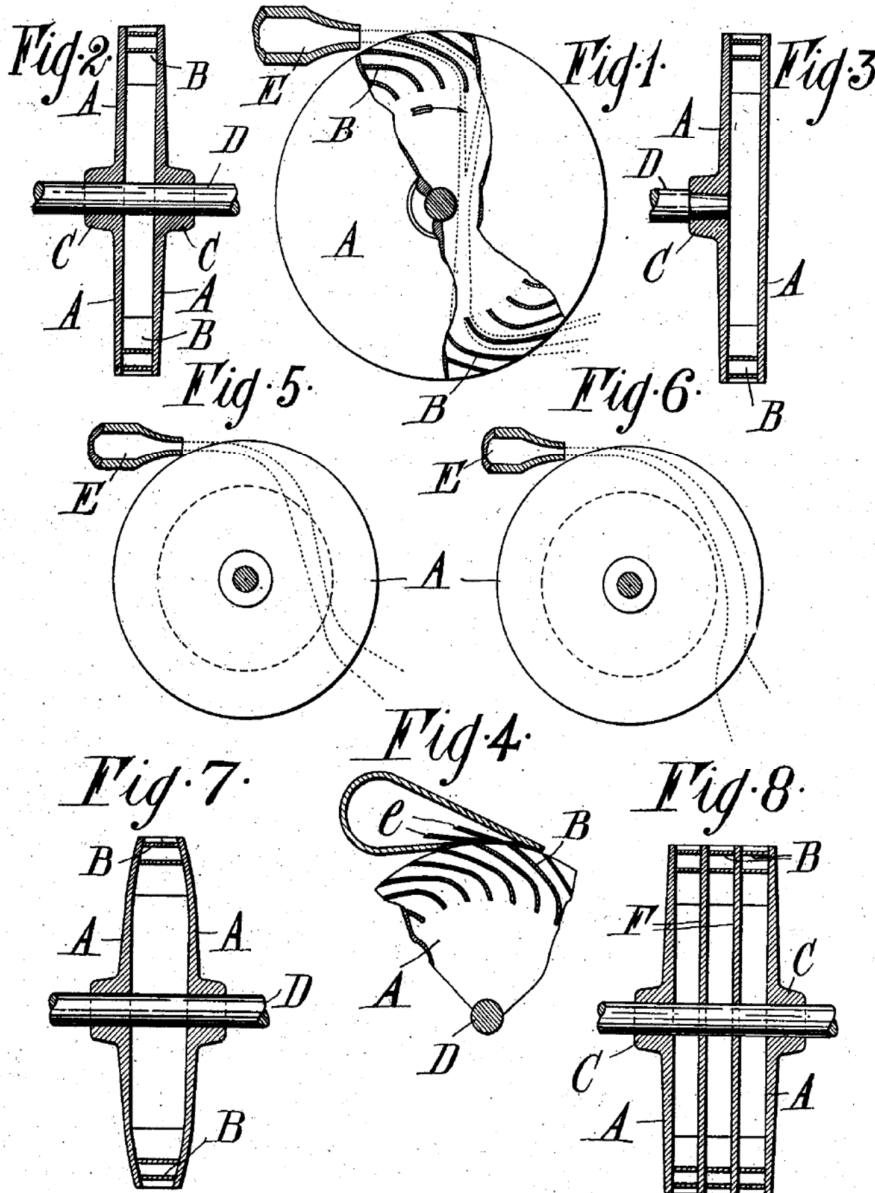
No. 760,898.

PATENTED MAY 24, 1904.

A. G. M. MICHELL.
IMPULSE TURBINE.

APPLICATION FILED JULY 14, 1903.

NO MODEL.



Witnesses
William H. Waters.
Walker C. Hart.

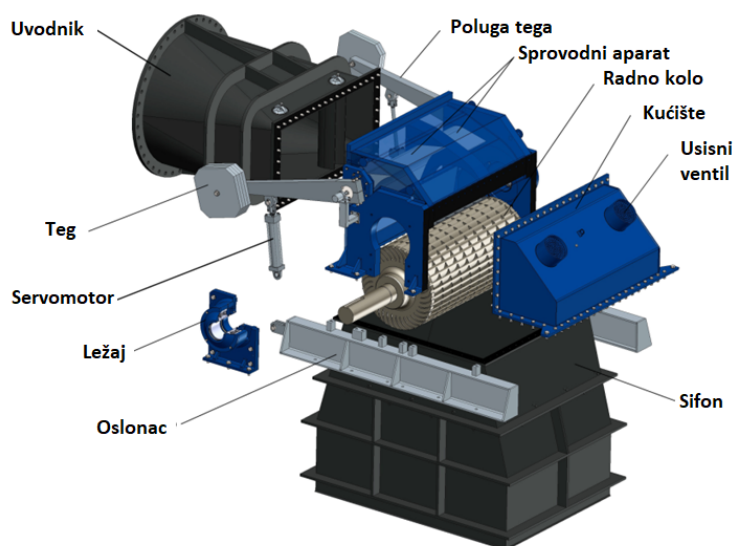
Inventor
Anthony J. M. Michell
by Edw. Walter & Sons.
Attorneys

Slika 1.2 Patent A. G. M. Michell-a

1.2. Tehnički opis Cross-flow turbine

Osnovni delovi jedne Cross-flow turbine su [14]:

- uvodnik i sprovodni aparat sa pogonskim mehanizmom,
- kućište turbine sa usisnim ventilima,
- radno kolo turbine sa vratilom i ležajevima, i
- sifon.

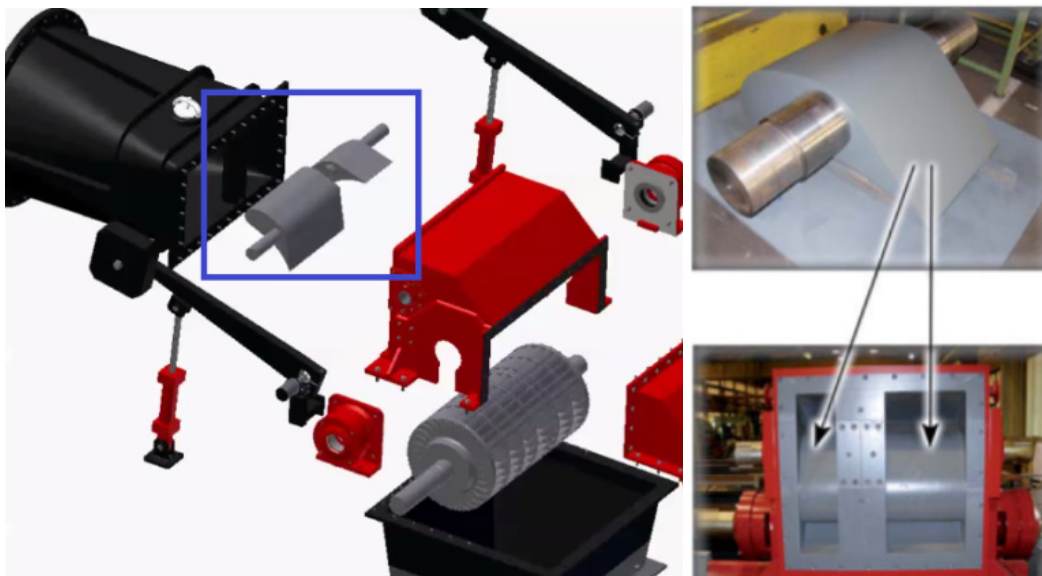


Slika 1.3 Prikaz komponenti jedne Cross-flow turbine [14]

Uvodnik Cross-flow turbine (Slika 1.3) sprovodi vodu do sprovodnog aparata. Usmerne lopatice sprovodnog aparata (Slika 1.4) usmeravaju vodni mlaz kroz radno kolo turbine bez udara. Cross-flow turbine se izvode kao jednokomorne sa jednom usmernom lopaticom (turbine manjeg kapaciteta) ili kao dvokomorne sa dve usmerne lopatice (turbine većeg kapaciteta). Usmerne lopatice dele vodeni mlaz, ujednačavaju ga i omogućuju da bez udara uđe u radno kolo pri čemu se obezbeđuje dvostruko dejstvo mlaza na radno kolo, a nakon čega voda otiče ispod turbine slobodno ili sifonom do donje vode.

Regulacione usmerne lopatice su postavljene na vratilu (Slika 1.4), kojim se definiše putem servomotora položaj lopatica sprovodnog aparata. Takođe, na krajevima vratila su postavljena poluge sa tegovima kojima se postiže mogućnost havarijskog zatvaranja turbine u slučaju njenog prekida rada tj. ispada turbinskog agregata (generatora) sa elektro mreže.

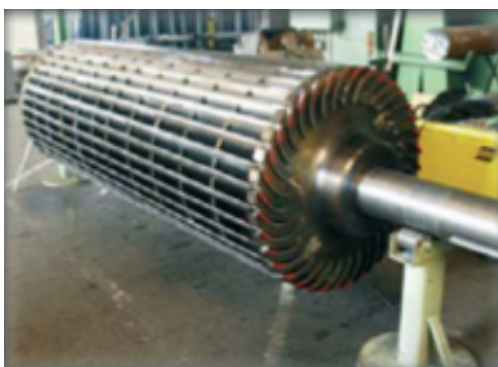
Kod dvokomorne Cross-flow turbine vodu usmeravaju dve izbalansirane, profilisane usmerne lopatice. Usmerne lopatice dele vodni mlaz, ujednačavaju ga i usmeravaju ga ka lopaticama radnog kola.



1.4. Sprovodni aparat sa usmernim lopaticama dvokomorne Cross-flow turbine [14]

Tehničko rešenje kućišta je tako izvedeno da je u njemu pri radu turbine barometarski pritisak, tj. oblik okvašenog dela kućišta mora da obezbedi efikasno usmeravanje i odvođenje vode dalje od radnog kola kako bi stepen iskorišćenja turbine bio maksimalan. Na kućištu su postavljeni usisni ventili.

Radno kolo Cross-flow turbine se sastoji od lopatica, diskova spoljnjih i unutrašnjih (Slike 1.3, 1.4, 1.5 i 1.6) i vratila (Slika 1.7). Lopatice radnog kola (Slika 1.8) su obostrano smeštene u unutrašnje i spoljnje diskove (Slika 1.6) i zavarene (Slika 1.5). Linearno postavljene lopatice stvaraju samo neznatnu osovinsku silu, tako da nije potrebno ugrađivati ojačane aksijalne ležajeve koji zahtevaju složeno pričvršćivanje i podmazanje. Kod radnih kola veće širine lopatice su višestruko poduprte umetnutim unutrašnjim diskovima (Slika 1.5).



Slika 1.5.
Radno kolo Cross-flow turbine



Slika 1.6.
Diskovi radnog kola

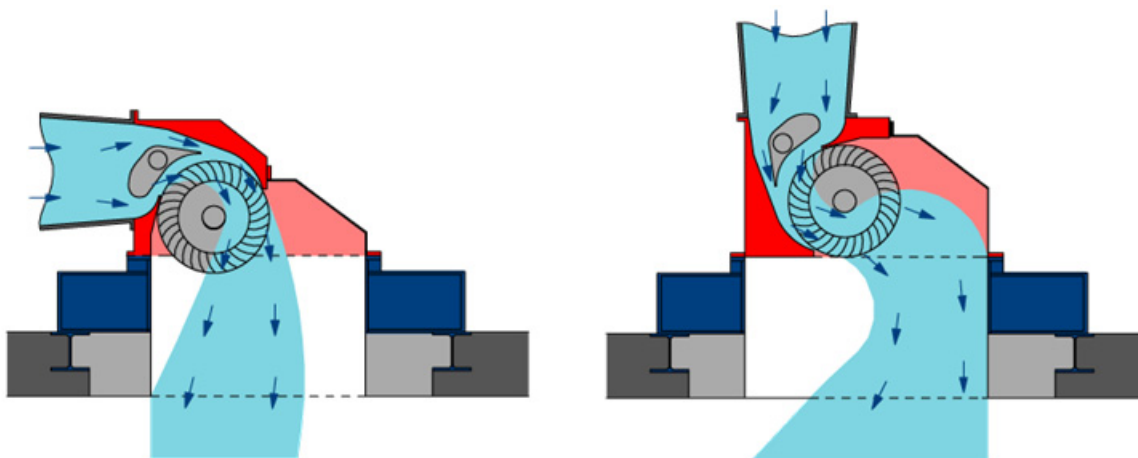


Slika 1.7.
Vrtilo radnog kola



Slika 1.8.
Lopatice radnog kola

Način uvođenja vode u radno kolo i izlaz vode iz radnog kola obezbeđuje efekat samočišćenja. Nečistoće koje pri ulasku vode u radno kolo upadnu među lopatice, pod dejstvom centrifugalne sile i protoka vode izbacuju se nakon polovine svakog obrtaja ponovo napolje van prostora radnog kola i odlaze u odvod (Slika 1.9).

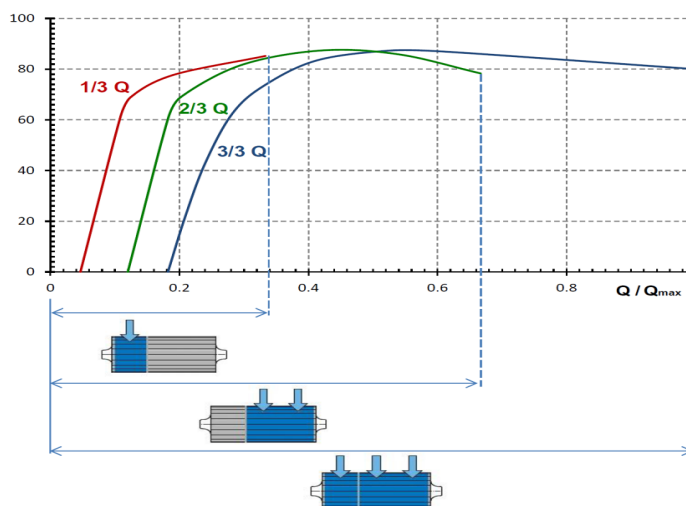


Slika 1.9

Cross-flow turbina sa horizontalnim i vertikalnim uvodnim delom [14]

Ukoliko je Cross-flow turbina većeg protoka ista se izvodi kao dvokomorna. Standardna raspodela dovodnih komora je u odnosu 1:2 ($1/3 + 2/3$). Uža komora prima mali protok vode, a šira komora srednji protok. Obe komore zajedno primaju pun protok.

Takvom raspodelom količina vode Cross-flow turbina može da radi sa dobrim stepenom iskorišćenja sve od njegove minimalne vrednosti, tj od cca 10% od instalisanog protoka do punog instalisanog protoka Q_{max} (Slika 1.10)..

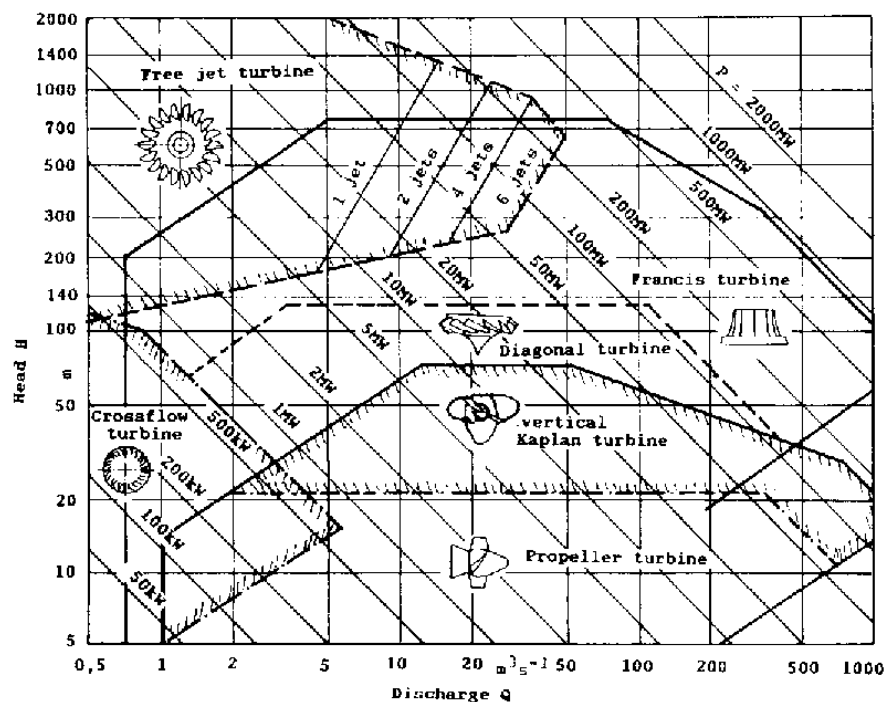


Slika 1.10.

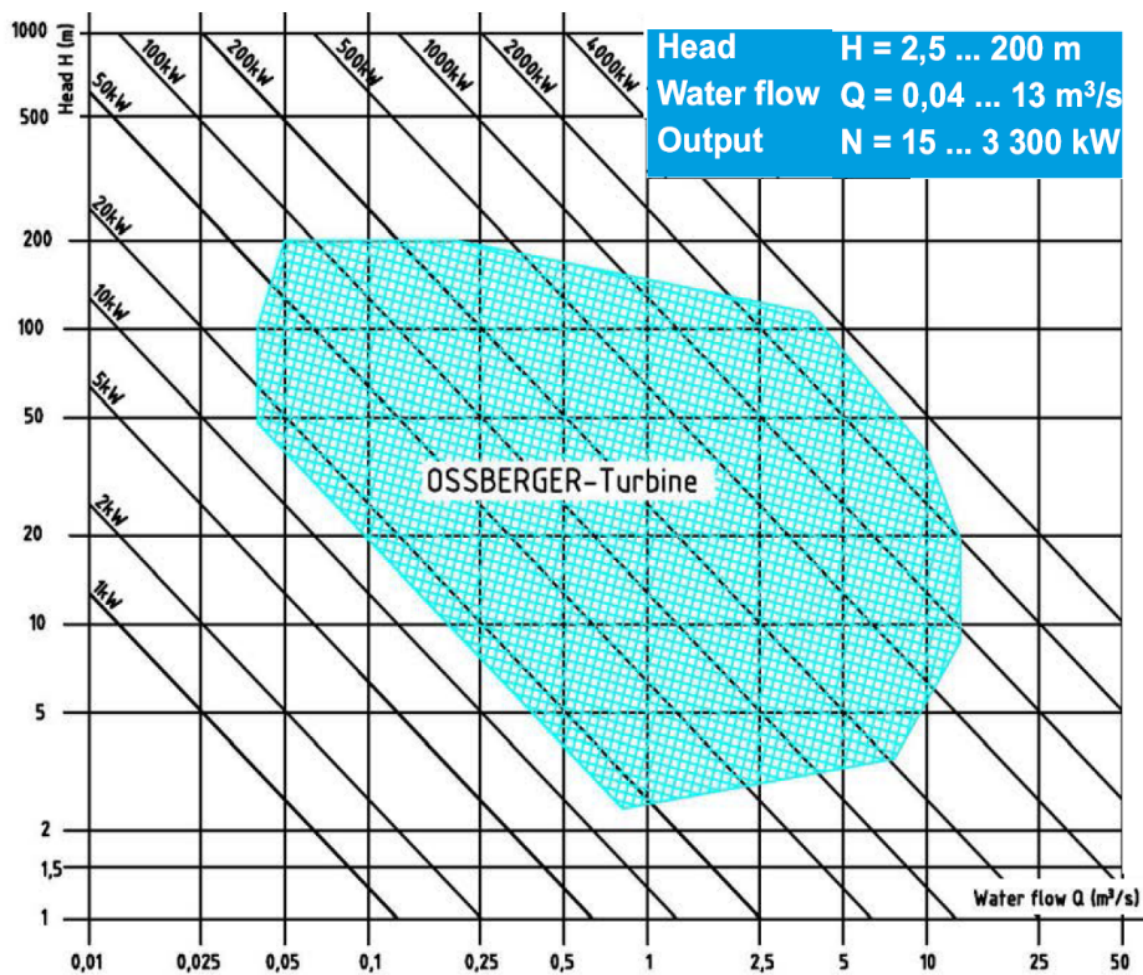
Stepen iskorišćenja Cross-flow turbine u funkciji kapaciteta eksploatacije [14]

1.3. Oblast primene cross-flow turbine

Cross-flow turbine su se nekada koristile za opseg protoka $0.5 \div 5.0 \text{ m}^3/\text{s}$ (Slika 1.11) i opseg padova $3 \div 110 \text{ m}$ [08] a danas se koriste za opseg protoka $0.04 \div 13.0 \text{ m}^3/\text{s}$ (Slika 1.12) i za opseg padova $2.5 \div 200 \text{ m}$ [14].



Slika 1.11 Oblast primene različitih tipova turbina [Izvor: Escher – Wyss]



Slika 1.12 Oblast primene Ossberger Cross-flow turbine [14]

1.4. Radne karakteristike Cross-flow turbine

Cross-flow turbine se definišu sledećim pogonskim veličinama:

H_t	m	Pad
Q_t	m^3/s	Protok
n_t	min^{-1}	Broj obrtaja
η_t	-	Stepen iskorišćenja
D_1	m	Karakteristični prečnik radnog kola
SA	[%]	Otvor sprovednog aparata
SA _{max} =100	[%]	Maksimalni otvor sprovednog aparata

Međusobna zavisnost ovih veličina nalazi se laboratorijskim opitima na modelu. Time se određuju karakteristične jednačine i veličine koje su iste za model i izvedenu turbinu druge veličine, a koja je modelu geometrijski i hidraulički slična [02], [21], [22], [24].

Rezultati koji se merenjima dobiju u modelskim ispitivanjima se svode na značice turbomašina (karakteristične veličine), koje predstavljaju jednoznačnu zavisnost osnovnih veličina utvrđenih pomoću zakona sličnosti.

U radu se prikazuju samo osnovne značice (karakteristične veličine) kojima se detaljno bavi teorija turbomašina. Karakteristike turbine se definišu u sistemu Q_{11} - n_{11} - P_{11} (u ruskoj nomenklaturi se koriste i oznake $Q'_i - n'_i - P'_i$) i predstavljaju pogonske veličine koje se odnose na neto pad turbine $H_n=1$ m i karakteristični prečnik radnog kola $D_1=1$ m.

Osnovne značice Cross-flow turbine

Q_{11} Značica jediničnog protoka

Značica jediničnog protoka Q_{11} je protok uslovno izabrane turbine koja ima prečnik radnog kola $D_1=1$ m i radi na padu od $H=1$ m. Ova veličina je dimenzijska [$m^{0.5}/s$], ali se često u praksi uzima jedinica protoka [m^3/s]. Značica jediničnog protoka je definisana izrazom 1.1.

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad (1.1)$$

n_{11} Značica jediničnog broja obrtaja

Značica jediničnog broja obrtaja n_{11} je brojno jednaka broju obrtaja n [min^{-1}] uslovno izabrane turbine koja ima prečnik radnog kola $D_1=1$ m i radi na padu od $H=1$ m. Često se za dimenziju ove veličine uzima jedinica [min^{-1}]. Definisana je izrazom 1.2.

$$n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \quad (1.2)$$

P_{11} Jedinična snaga na vratilu turbine

Značica jedinične snage na vratilu turbine P_{11} je brojno jednaka snazi uslovno izabrane turbine koja ima prečnik radnog kola $D_1=1$ m i radi na padu od $H=1$ m. Često se za dimenziju ove veličine uzima jedinica [kW]. Definisana je izrazom 1.3.

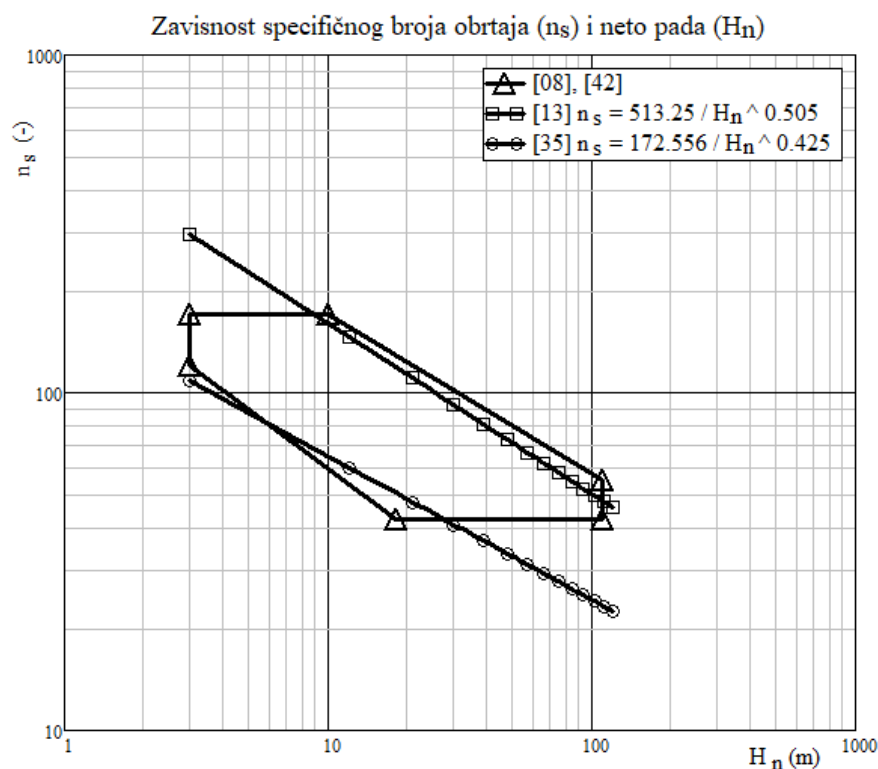
$$P_{11} = \frac{P}{D_1^2 H \sqrt{H}} = g Q_{11} n \quad (1.3)$$

n_s Specifični broj obrtaja

Praksa je pokazala da značice n_{11} i Q_{11} ne mogu da definišu geometrijski oblik turbine. Međutim, međusobni odnos značica n_{11} i Q_{11} ili n_{11} i P_{11} definisani za tačno određenu pogonsku tačku (nominalnu) turbine određuje tip turbine. Odnos ovih funkcionalnih značica (n_{11} i Q_{11} ili n_{11} i P_{11}) objedinjuje sve bitne parametre turbine: protok, pad, snagu i brzinu obrtaja i predstavlja opšti pokazatelj koji označava tip turbine. Specifični broj obrtaja (brzohodost) je brojno jednaka brzini obrtaja n [min^{-1}] uslovno izabrane turbine koja na padu od $H=1\text{m}$ daje snagu od $P=1\text{kW}$ i definiše se izrazom 1.4.4.

$$n_s = \frac{n \sqrt{P}}{H^{5/4}} = n_{11} \sqrt{g Q_{11} \eta} \quad (1.4)$$

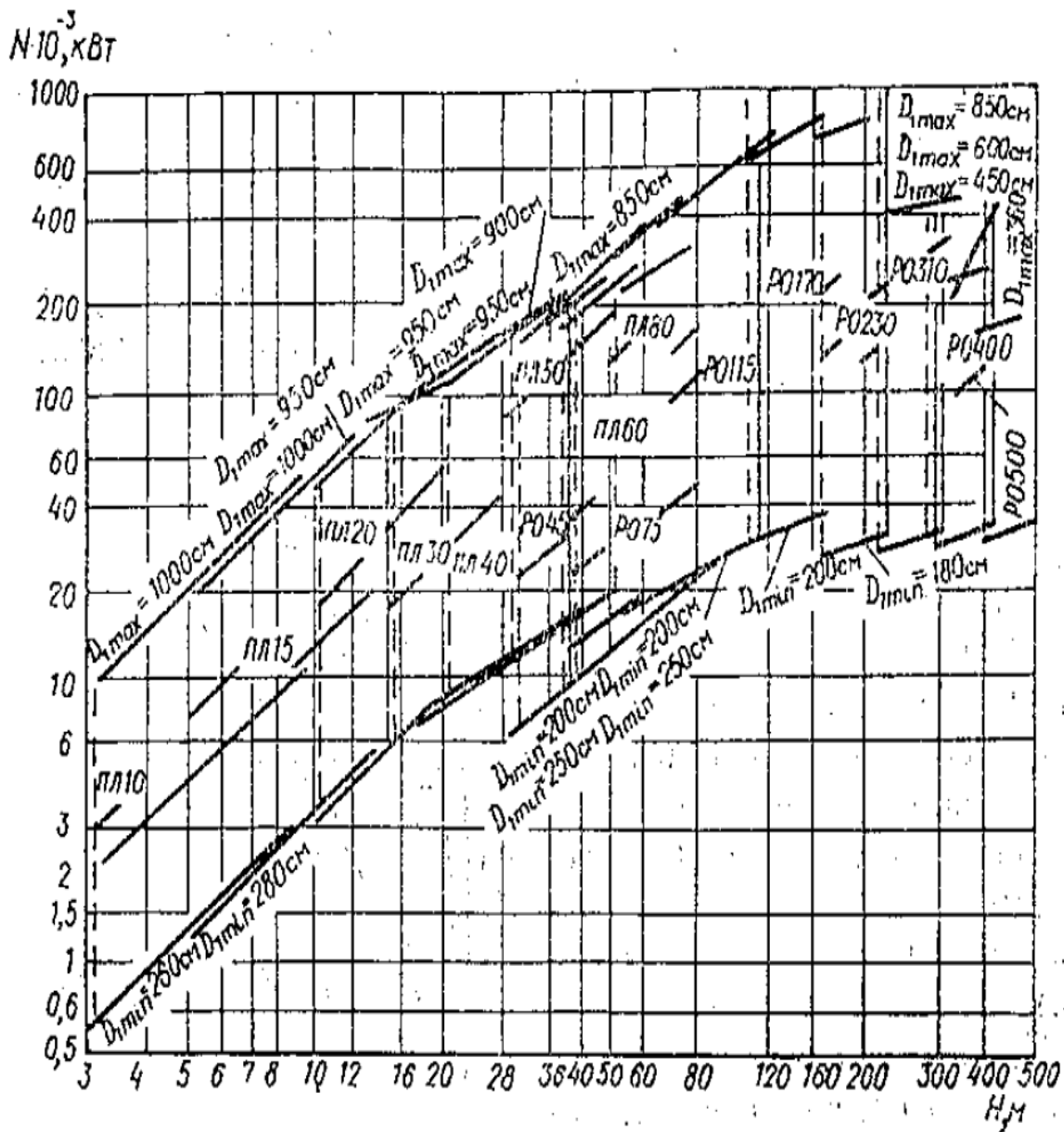
Specifični broj obrtaja pri definisanju karakteristika turbine se u prvoj iteraciji obično vezuje za neto pad. Određivanjem specifičnog broja obrtaja na osnovu neto pada definiše se broj obrtaja turbine a zatim i sve ostale karakteristične dimenzije turbine. Na osnovu analize izvedenih objekata i statističke obrade ([08],[13],[35],[42]) definisana je vrednost specifičnog broja obrtaja u funkciji neto pada koja je prikazana na slici 1.13



Slika 1.13 Zavisnost specifičnog broja obrtaja (n_s) Cross-flow turbine u funkciji neto pada (H_n), [08],[13],[35],[42]

1.5. Školjkasti dijagrami (univerzalna karakteristika) Cross-flow turbina

Veličine Q_{11} , n_{11} i η koje se prikazuju grafički u karakterističnom „školjkastom“ dijagramu u zavisnosti od otvora sprovednog aparata predstavljaju tzv. univerzalne karakteristike turbina. Za Francis, Kaplan i Pelton turbine u okviru ruske nomenklature [52] definisani su opsezi primene pojedinih tipova turbina (Slika 1.14 i tabele 1.1 i 1.2) i karakteristični školjkasti dijagrami za svaku turbinu kako je prikazano na slici 1.15 za Francis turbinu RO 115 [22].



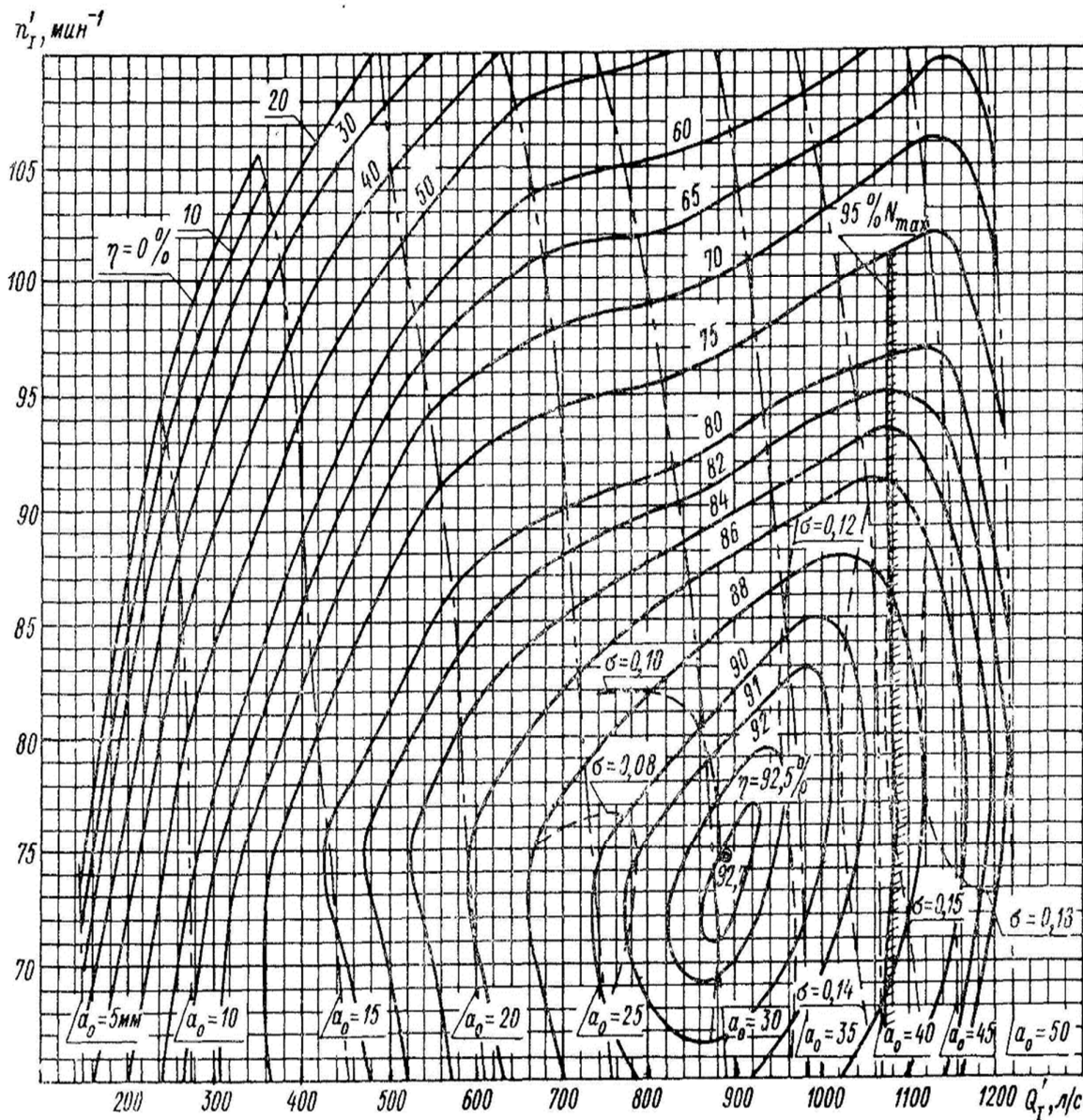
Slika 1.14 Dijagram i tablice nomenklature ruskih Kaplan (PJ) i Francis (PO) turbina [52]

Табела 1.1 tabelarni prikaz osnovnih parametara ruskih Kaplan turbina (ПЛ) [52]

Наименования параметров	Численные значения для типов колес							
	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
Диапазон применения рабочего колеса по напорам, м	5...15	10...20	15...30	20...40	30...50	40...60	45...70	50...60
Количество лопастей рабочего колеса z	2...4	4...5	5...6	6...7	7...8	7...8	8	8
Втулочное отношение $\bar{a}_{вт}$ ($\pm 5\%$)	0,2	0,37	0,40	0,44	0,47	0,51	0,56	0,6
Относительная высота направляющего аппарата b_0/D	0,42	0,4	0,4...0,375	0,375	0,35	0,35	0,35	0,35
Приведенная частота вращения n'_1 , мин ⁻¹	150...160	135...140	125...130	120...125	115...120	110...115	105...110	100...105
Приведенный расход, л/с:								
в оптимуме КПД Q'_{1opt}	1150... 1300	1100... 1250	1050... 1200	1000... 1150	950... 1100	900... 1050	850... 950	800... 900
максимальный Q'_{1max}	1900... 2300	1750... 2200	1150... 1950	1400... 1800	1300... 1600	1200... 1500	1000... 1400	950... 1200
Коэффициент кавитации σ_T при Q'_{1max}	0,9...1,3	0,7...1,1	0,6...0,05	0,4...0,75	0,35... 0,65	0,3...0,6	0,25...0,5	0,23...0,4

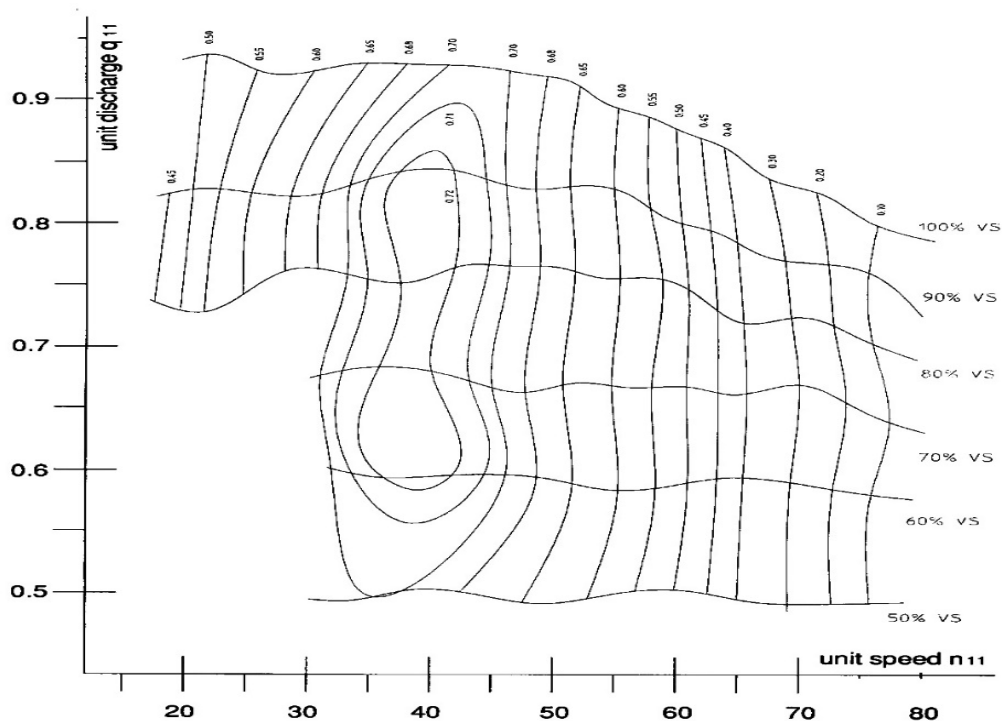
Табела 1.2 tabelarni prikaz osnovnih parametara ruskih Francis turbina (РО) [52]

Наименования параметров	Численные значения для типов колес										
	РО45	РО75	РО115	РО140	РО170	РО230	РО310	РО400	РО500	РО600	РО700
Диапазон применения рабочего колеса по напорам, м	30...45	40...75	70...115	90... 140	110... 117	160... 230	220... 310	290... 400	380... 500	480... 600	580... 700
Относительная высота направляющего аппарата b_0/D_1 , не менее	0,35	0,30	0,25	0,25	0,20	0,16	0,12	0,09	0,07	0,06	0,05
Приведенная частота вращения n'_{1opt} , мин ⁻¹	80...90	75...83	68...75	66... 73	67... 72	62... 70	60... 63	50... 66	58... 63	58... 60	55... 60
Приведенный расход, л/с:											
в оптимуме КПД Q'_{1opt}	1150... 1300	900... 1150	800... 950	750... 850	550... 700	400... 550	300... 400	180... 250	160... 230	150... 200	120... 180
на линии 95% N_{max} , Q'_{1max}	1350... 1550	1100... 1400	1000... 1200	950... 1050	700... 800	500... 700	400... 500	250... 320	230... 290	220... 260	190... 230
Коэффициент кавитации σ_T при Q'_{1max}	0,15... 0,24	0,13... 0,21	0,12... 0,18	0,07... 0,18	0,05... 0,14	0,04... 0,09	0,04... 0,06	0,04... 0,05	0,04... 0,05	0,04... 0,05	0,03... 0,04



Slika 1.15 Školjkasti dijagram Francis turbine RO 115 [22]

Radne karakteristike Cross-flow turbina se prikazuju na identičan način kao i karakteristike Kaplan, Francis i Pelton turbina preko veličina Q_{11} , n_{11} i η gde se karakteristike prikazuju grafički u karakterističnom „školjkastom“ dijagramu u zavisnosti od otvora sprovednog aparata (Slika 1.16). Za Cross-flow turbine ne postoje sređeni podaci modelskih ispitivanja kao kod Kaplan, Francis i Pelton turbina. Na osnovu pregleda dostupne literature [11], [23] za Cross-flow turbine pronađeni su školjkasti dijagrami za sledeće specifične brojeve obrtaja $n_s = 45.7$, 68.8 i 93.4 kako je prikazano u tabelama 1.3, 1.4. i 1.5. Za svaku od navedenih turbina postoje školjkasti dijagrami (Slike 1.17, 1.20 i 1.23).



Slika 1.16. Školjkasti dijagram turbine T12 [43]

Tabela 1.3. Cross-flow turbina B5-N ($n_s=45.7$) [11]

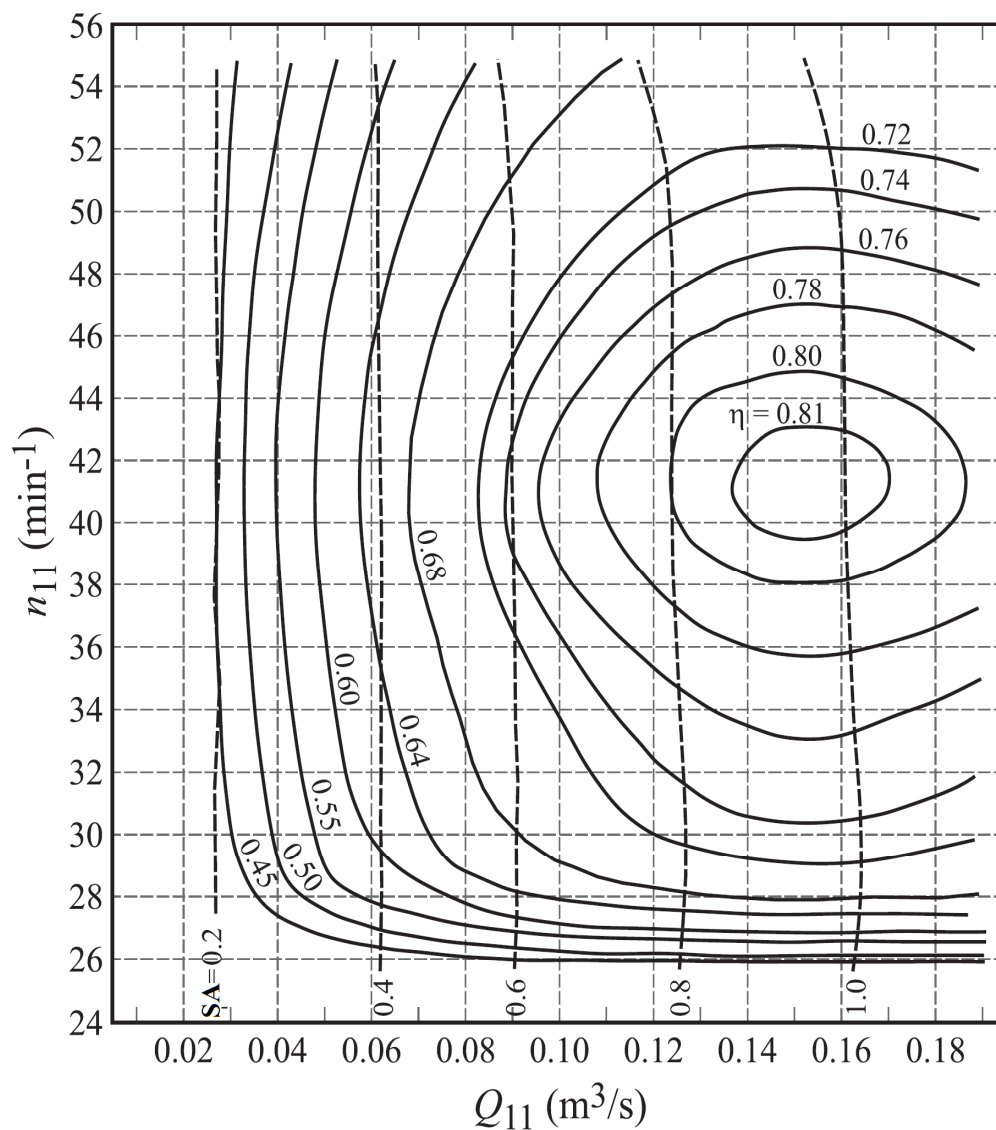
Specifični broj obrtaja	$n_s=45.7$
Jedinični protok	$Q_{11}=0.16$
Jedinični broj obrtaja	$n_{11}=41.2$
Maksimalna vrednost stepena iskorišćenja	$\eta=0.81$
Jedinična snaga	$P_{11}=1.232$

Tabela 1.4 Cross-flow turbina B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$) [11]

Specifični broj obrtaja	$n_s=68.8$
Jedinični protok	$Q_{11}=0.40$
Jedinični broj obrtaja	$n_{11}=40.1$
Maksimalna vrednost stepena iskorišćenja	$\eta=0.75$
Jedinična snaga	$P_{11}=2.943$

Tabela 1.5. Cross-flow turbina T15 ($n_s=93.4$) [23]

Specifični broj obrtaja	$n_s=93.4$
Jedinični protok	$Q_{11}=0.80$
Jedinični broj obrtaja	$n_{11}=38.0$
Maksimalna vrednost stepena iskorišćenja	$\eta=0.77$
Jedinična snaga	$P_{11}=6.043$

1.5.1. Cross-flow turbina B5-N ($n_s=45.7$)Slika 1.17. Školjkasti dijagram Cross-flow turbine B5-N ($n_s=45.7$) [11]Tabela 1.6 Osnovni podaci o Cross-flow turbini B5-N ($n_s=45.7$) [11]

Specifični broj obrtaja	$n_s=45.7$
Jedinični protok	$Q_{11}=0.16$
Jedinični broj obrtaja	$n_{11}=41.2$
Maksimalna vrednost stepena iskorišćenja	$\eta=0.81$
Jedinična snaga	$P_{11}=1.232$

Tabela 1.7 Turbina B5-N ($n_s=45.7$) [11]Prikaz Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

n_{11}	Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)										
	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
24.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.077	0.091	0.108	0.126	0.146	0.166
28.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.077	0.091	0.108	0.126	0.145	0.165
32.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.077	0.091	0.108	0.126	0.144	0.164
36.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.077	0.091	0.108	0.126	0.143	0.163
40.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.077	0.091	0.108	0.126	0.142	0.162
44.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.077	0.091	0.108	0.126	0.141	0.161
48.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.077	0.090	0.107	0.124	0.140	0.160
52.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.062	0.076	0.089	0.106	0.122	0.139	0.158
56.0	0.000	0.010	0.026	0.044	0.061	0.074	0.088	0.105	0.120	0.138	0.155

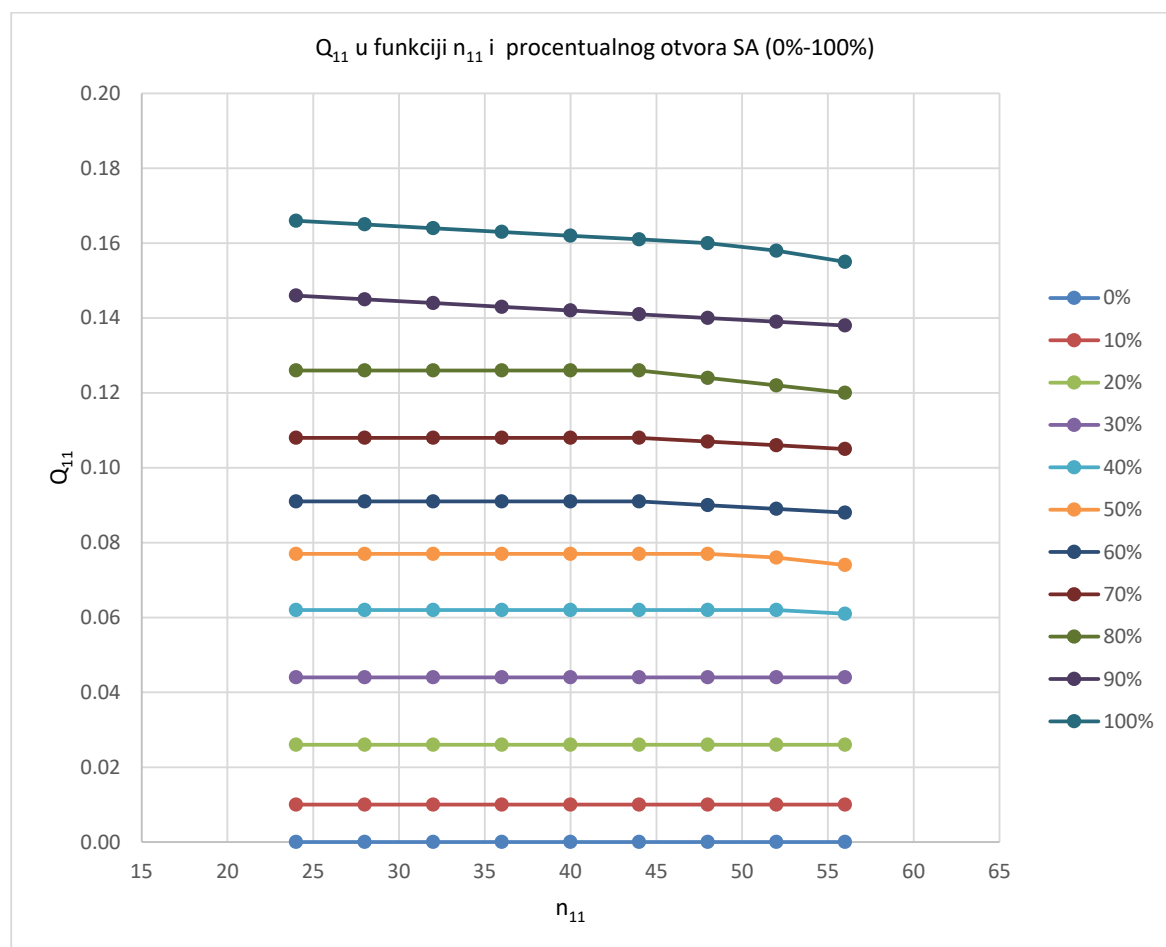
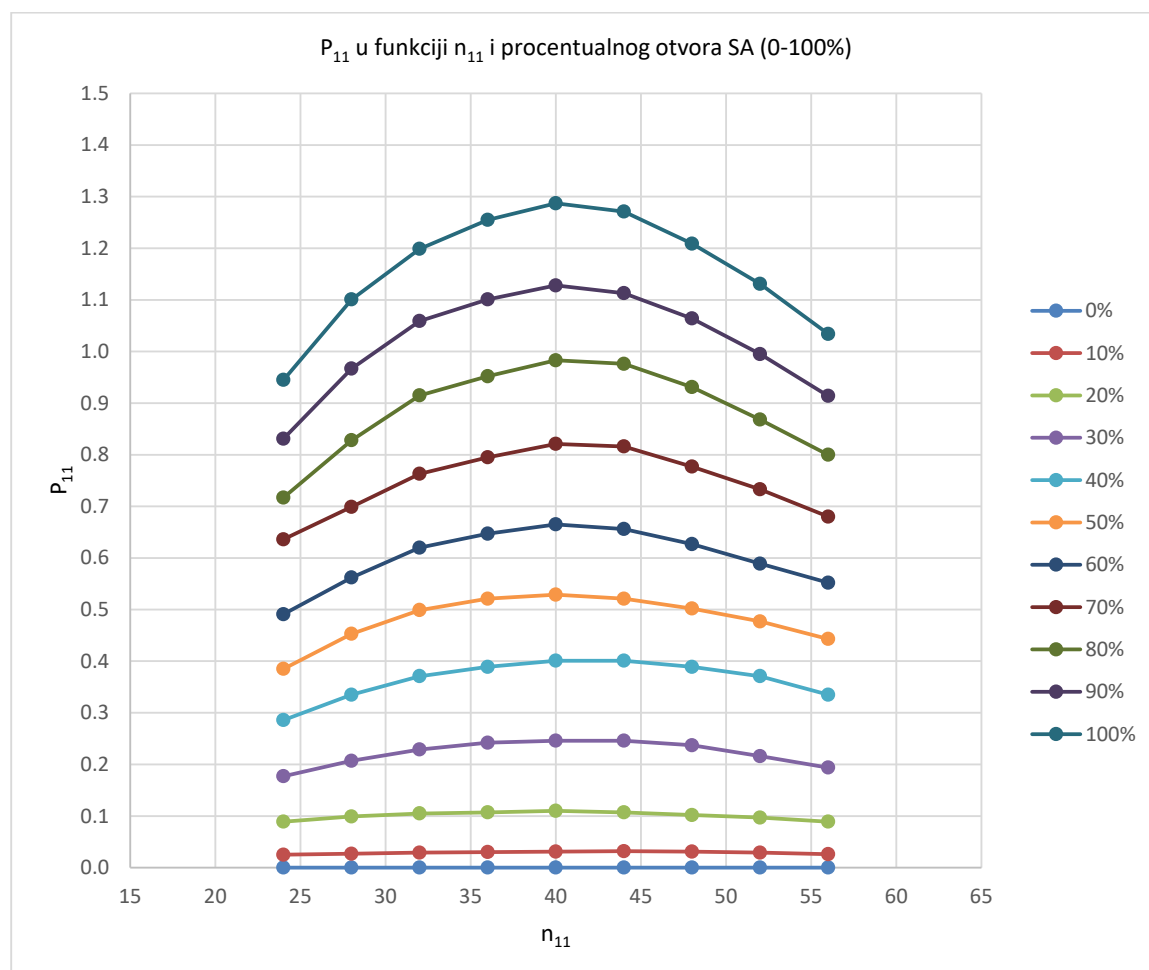
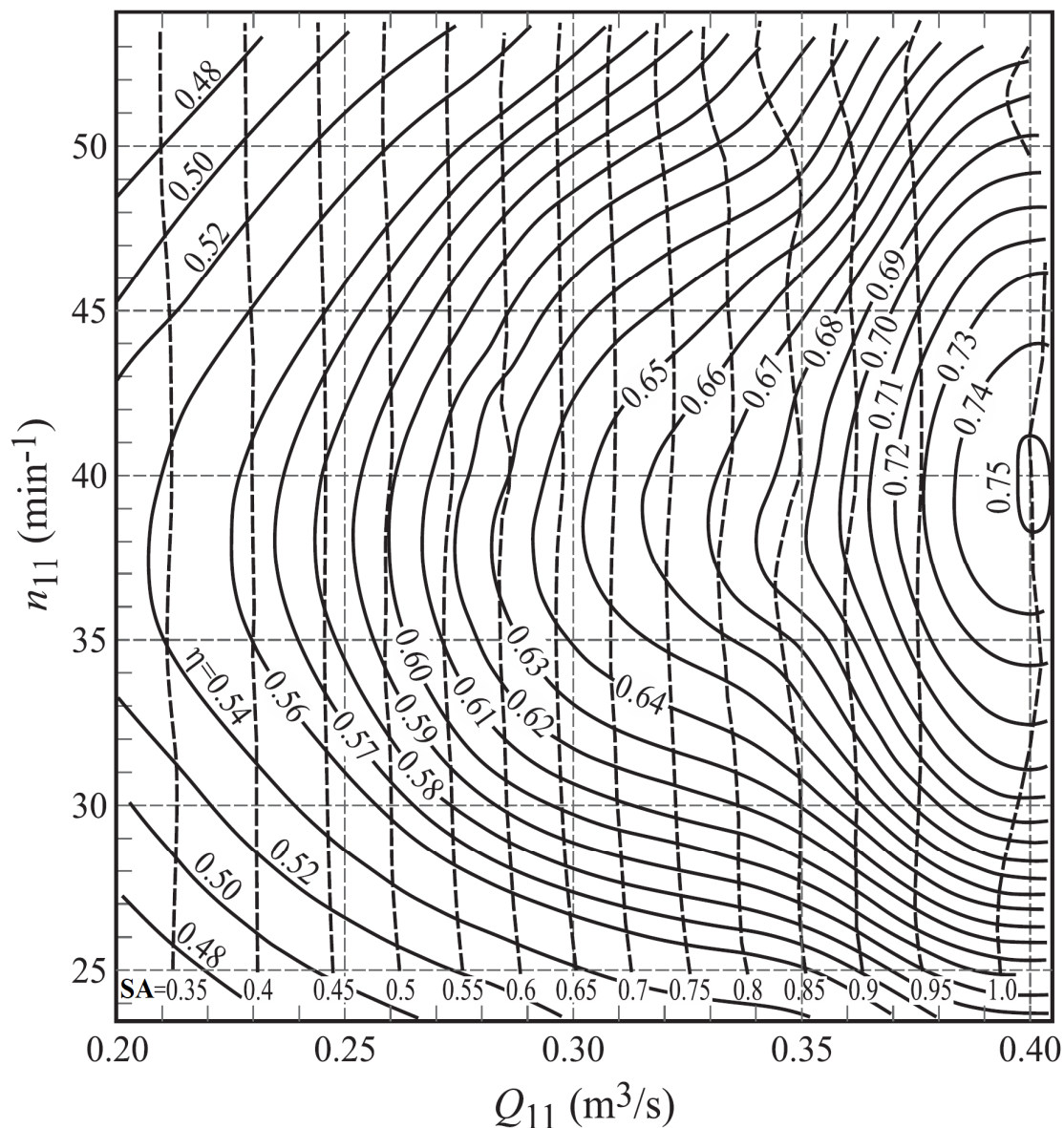
Slika 1.18. Turbina B5-N ($n_s=45.7$) [11]Prikaz Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

Tabela 1.8 Turbina B5-N ($n_s=45.7$) [11]Prikaz P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

n_{11}	P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)										
	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
24.0	0.000	0.025	0.089	0.177	0.286	0.385	0.491	0.636	0.717	0.831	0.945
28.0	0.000	0.027	0.099	0.207	0.335	0.453	0.562	0.699	0.828	0.967	1.101
32.0	0.000	0.029	0.105	0.229	0.371	0.499	0.620	0.763	0.915	1.059	1.199
36.0	0.000	0.030	0.107	0.242	0.389	0.521	0.647	0.795	0.952	1.101	1.255
40.0	0.000	0.031	0.110	0.246	0.401	0.529	0.665	0.821	0.983	1.128	1.287
44.0	0.000	0.032	0.107	0.246	0.401	0.521	0.656	0.816	0.976	1.113	1.271
48.0	0.000	0.031	0.102	0.237	0.389	0.502	0.627	0.777	0.931	1.064	1.209
52.0	0.000	0.029	0.097	0.216	0.371	0.477	0.589	0.733	0.868	0.995	1.131
56.0	0.000	0.026	0.089	0.194	0.335	0.443	0.552	0.680	0.800	0.914	1.034

Slika 1.19. Turbina B5-N ($n_s=45.7$) [11]Prikaz P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

1.5.2. Cross-flow turbina B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$) [11]Slika 1.20. Školjkasti dijagram Cross-flow turbine B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$) [11]Tabela 1.9 Osnovni podaci o Cross-flow turbini B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$) [11]

Specifični broj obrtaja	$n_s=68.8$
Jedinični protok	$Q_{11}=0.40$
Jedinični broj obrtaja	$n_{11}=40.1$
Maksimalna vrednost stepena iskorišćenja	$\eta=0.75$
Jedinična snaga	$P_{11}=2.943$

Tabela 1.10 Turbina B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$)Prikaz Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

n_{11}	Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)										
	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
20.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.335	0.365	0.395
25.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.335	0.365	0.396
30.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.335	0.365	0.400
35.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.334	0.365	0.405
40.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.335	0.365	0.405
45.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.335	0.365	0.405
50.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.334	0.365	0.403
54.0	0.000	0.057	0.115	0.172	0.230	0.265	0.287	0.311	0.333	0.363	0.398

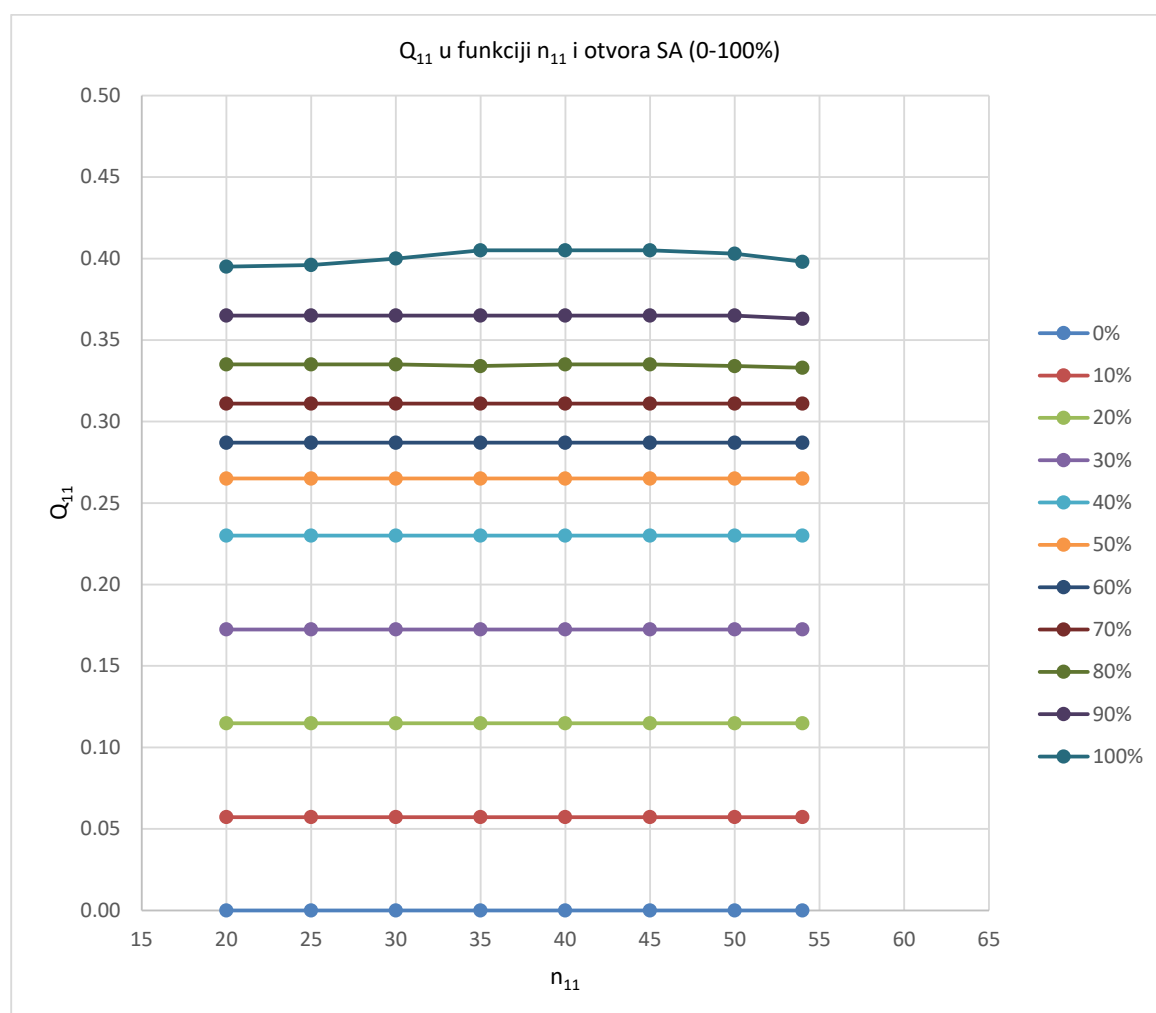
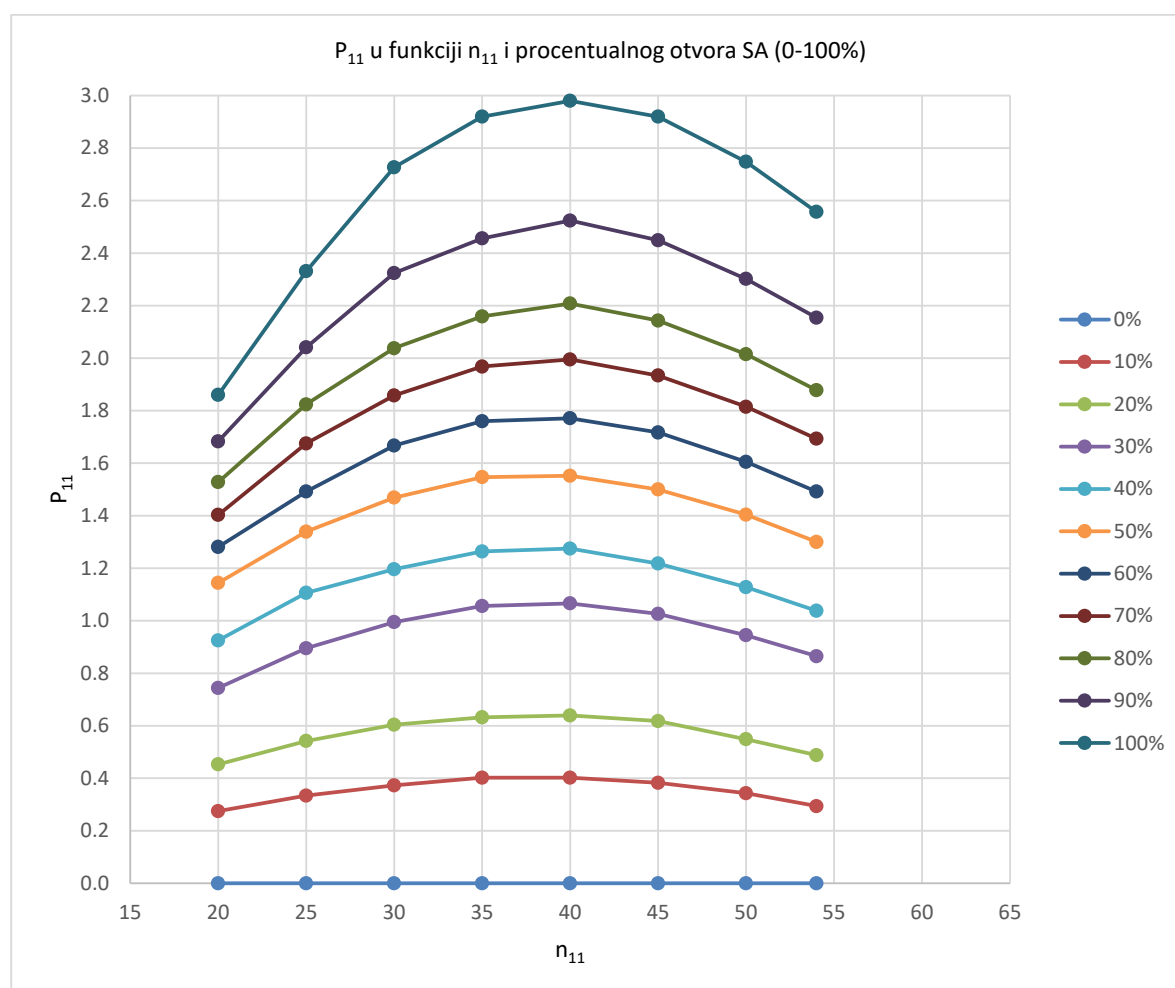
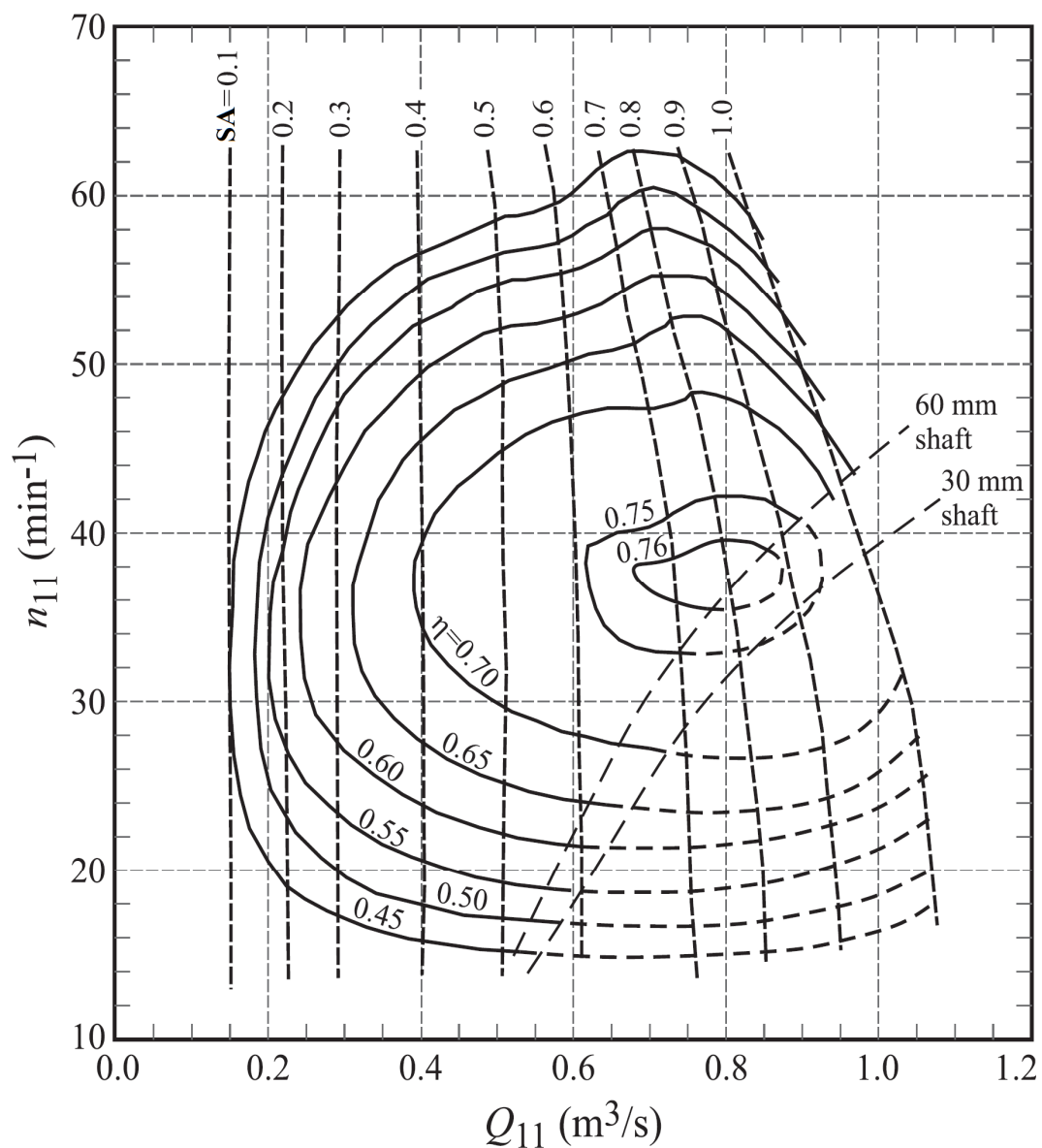
Slika 1.21 Turbina B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$)Prikaz Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

Tabela 1.11 Turbina B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$)Prikaz P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

n_{11}	P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)										
	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
20.0	0.000	0.275	0.453	0.744	0.925	1.144	1.281	1.403	1.528	1.683	1.860
25.0	0.000	0.334	0.542	0.895	1.106	1.339	1.492	1.675	1.824	2.041	2.331
30.0	0.000	0.373	0.604	0.995	1.196	1.469	1.667	1.858	2.038	2.324	2.727
35.0	0.000	0.402	0.632	1.056	1.264	1.547	1.760	1.968	2.159	2.456	2.920
40.0	0.000	0.402	0.639	1.066	1.275	1.552	1.771	1.995	2.208	2.524	2.980
45.0	0.000	0.383	0.618	1.026	1.218	1.500	1.717	1.934	2.143	2.449	2.920
50.0	0.000	0.343	0.549	0.945	1.128	1.404	1.605	1.815	2.015	2.302	2.748
54.0	0.000	0.294	0.488	0.865	1.038	1.300	1.492	1.693	1.878	2.154	2.557

Slika 1.22 Turbina B5N-GD-N1-x ($n_s=68.8$)Prikaz P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

1.5.3. Cross-flow turbina T15 ($n_s=93.4$) [23]Slika 1.23 Školjkasti dijagram Cross-flow turbine Cross-flow turbine T15 ($n_s=93.4$) [23]Tabela 1.12 Osnovni podaci o Cross-flow turbini Cross-flow turbine T15 ($n_s=93.4$) [23]

Specifični broj obrtaja	$n_s=93.4$
Jedinični protok	$Q_{11}=0.80$
Jedinični broj obrtaja	$n_{11}=38.0$
Maksimalna vrednost stepena iskorišćenja	$\eta=0.77$
Jedinična snaga	$P_{11}=6.043$

Tabela 1.13 Turbina T15 ($n_s=93.4$) [23]Prikaz Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

n_{11}	Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)										
	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
15.0	0.000	0.100	0.200	0.280	0.370	0.495	0.580	0.740	0.850	0.960	1.080
25.0	0.000	0.100	0.200	0.280	0.370	0.492	0.579	0.730	0.840	0.950	1.050
35.0	0.000	0.100	0.200	0.280	0.370	0.484	0.575	0.715	0.820	0.915	1.000
38.0	0.000	0.100	0.200	0.280	0.370	0.482	0.572	0.710	0.810	0.900	0.980
45.0	0.000	0.100	0.200	0.280	0.370	0.475	0.565	0.690	0.780	0.860	0.930
55.0	0.000	0.100	0.200	0.280	0.370	0.464	0.550	0.660	0.730	0.790	0.850

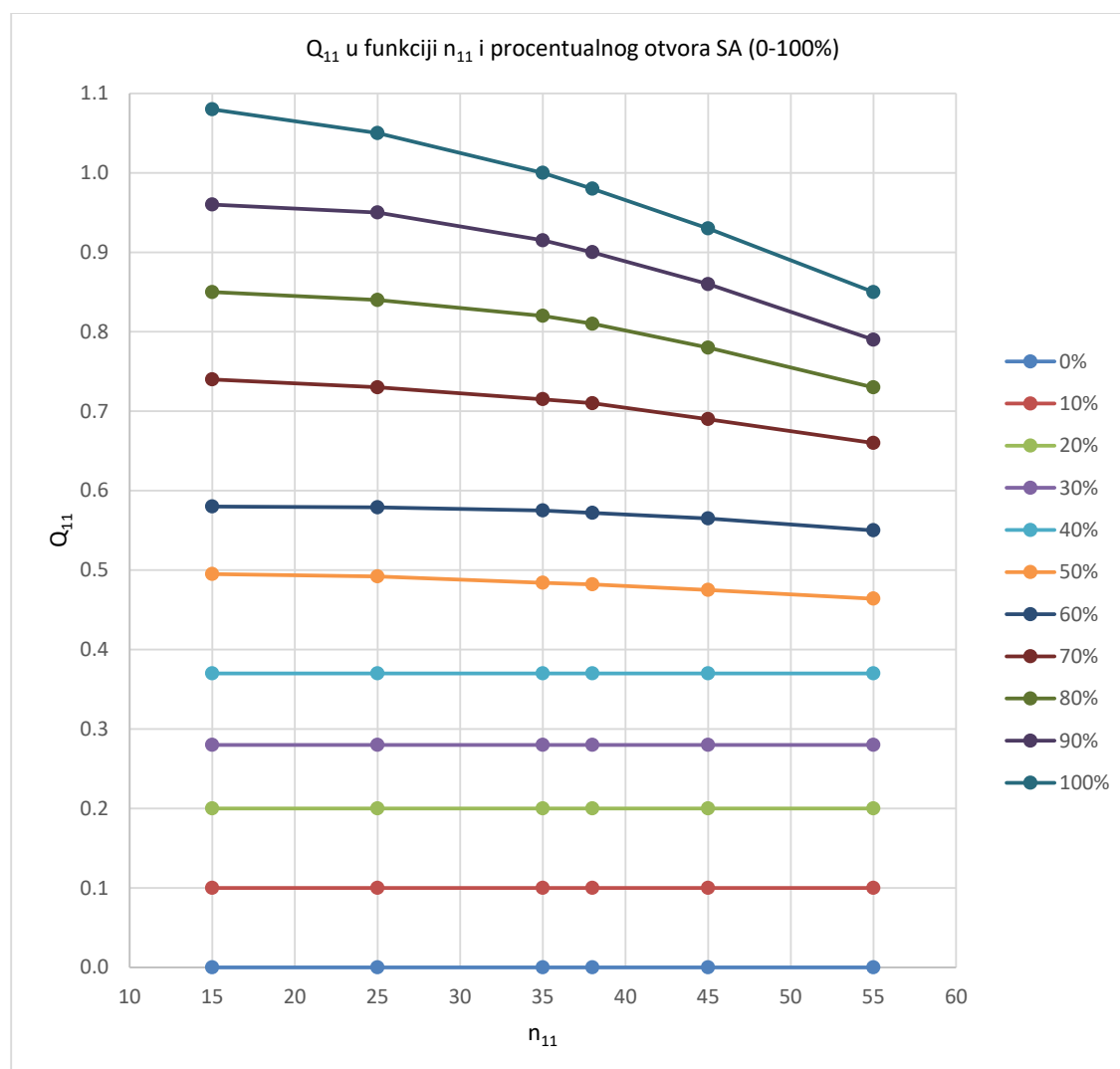
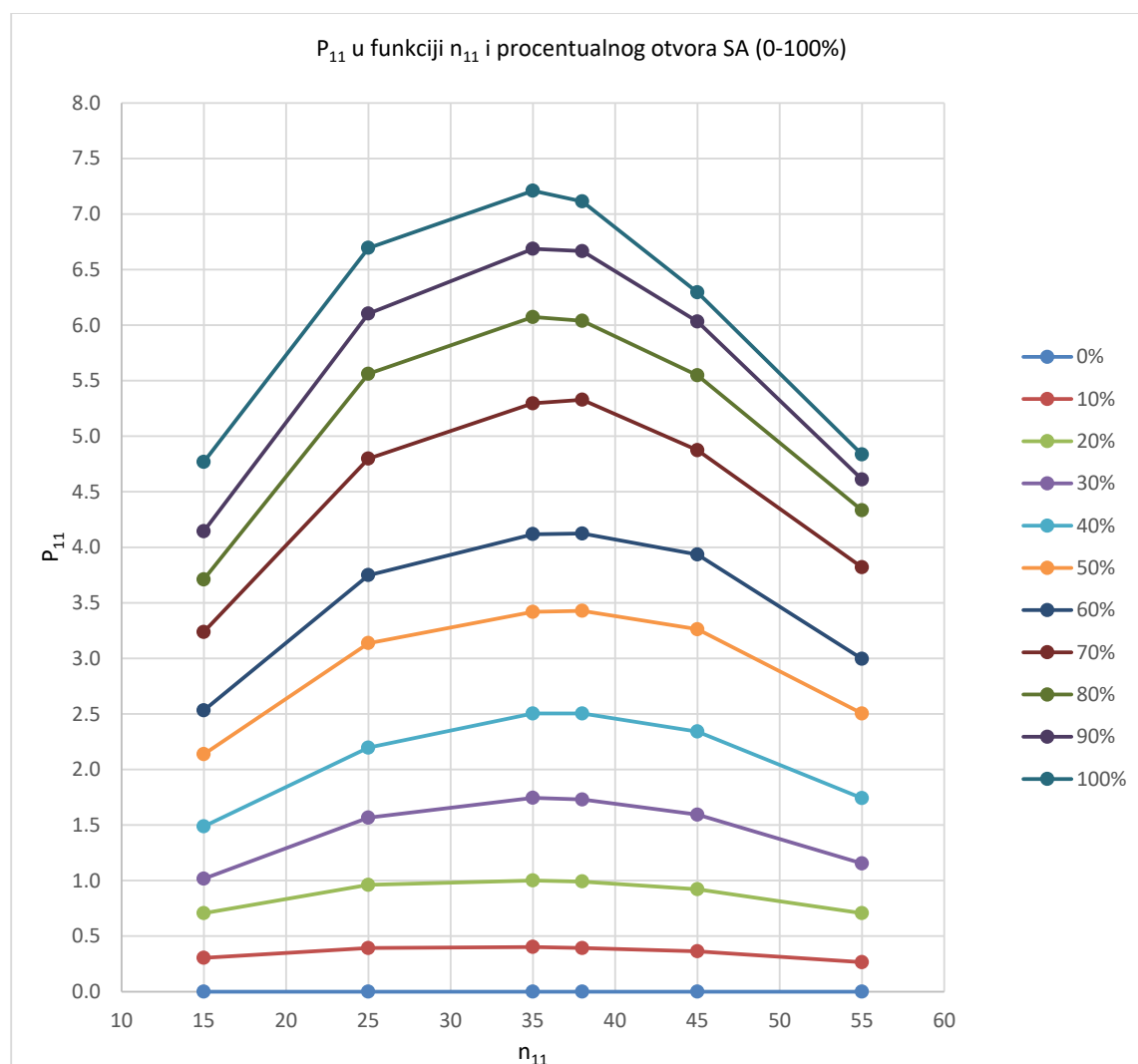
Slika 1.24 Turbina T15 ($n_s=93.4$) [23]Prikaz Q_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

Tabela 1.14 Turbina T15 ($n_s=93.4$) [23]Prikaz P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

n_{11}	P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)										
	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
15.0	0.000	0.304	0.706	1.016	1.488	2.137	2.532	3.238	3.711	4.144	4.768
25.0	0.000	0.392	0.961	1.566	2.196	3.137	3.749	4.798	5.562	6.104	6.695
35.0	0.000	0.402	1.001	1.744	2.504	3.419	4.118	5.296	6.073	6.687	7.210
38.0	0.000	0.392	0.991	1.730	2.504	3.428	4.124	5.328	6.039	6.666	7.114
45.0	0.000	0.363	0.922	1.593	2.341	3.262	3.935	4.874	5.548	6.032	6.295
55.0	0.000	0.265	0.706	1.154	1.742	2.504	2.995	3.820	4.333	4.611	4.836

Slika 1.25 Turbina T15 ($n_s=93.4$) [23]Prikaz P_{11} u funkciji n_{11} i procentualnog otvora sprovodnog aparata (SA)

2. | Regresione analize

2.1. Regresione analize za Cross-flow turbine

Osnovni parametri Cross-flow turbina kao što su prečnik radnog kola, broj obrtaja itd. su određeni na osnovu definisanih metodologija proračuna. Međutim, veoma je korisno za zadate realne radne parametre kao što su protok i pad da se sagledaju osnovni geometrijski parametri turbine na osnovu izraza koji su određeni regresionim analizama podataka prikupljenih na izvedenim objektima.

U kontekstu toga, u literaturi ([13], [35], [36]) se mogu pronaći određene vrednosti (npr. specifični broj obrtaja turbine n_s , prečnik radnog kola turbine D_1 , itd) koji su izvedeni na osnovu regresionih analiza izvedenih objekata (Slika 2.1).

TABLE 1: KPORDZE'S REGRESSION ANALYSIS OF CFT					
Dependent Parameter	Regression Equation	r^2 Value	Log Standard Deviation	Sample Period	# of Units Considered
D	$D = 0.329 (P/H)^{0.275}$	0.903	0.062	1966–83	30
D	$D = 1.730 (Q/N)^{0.191}$	0.828	0.083	1966–83	30
D	$D = 0.814 (H^{0.5}/Q)^{-0.222}$	0.764	0.096	1966–83	30
N	$N = 38.451 (H^{0.5}/D)^{1.032}$	0.990	0.050	1966–83	27
N	$N = 74.927 (H^{1.5}/Q)^{0.331}$	0.972	0.064	1966–83	27
(P/H)	$(P/H) = 341.218 (Q/N)^{0.641}$	0.945	0.150	1966–83	30

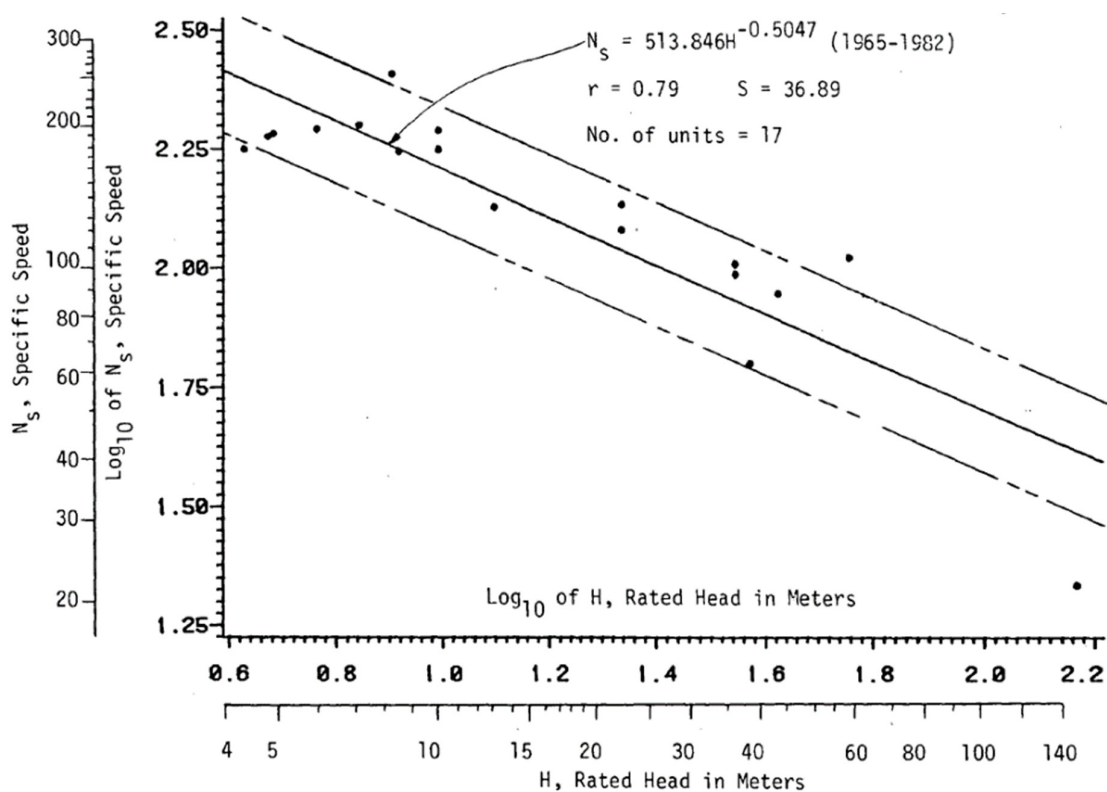
Slika 2.1 Kpordzeova tabela [36] sa prikazom rezultata regresionih analiza

Iz priloženih regresionih analiza [36] na koje se pozivaju i današnji izvori vidi se da je period razmatranja izvedenih objekata bio od 1966. do 1983. i da je regresionim analizama obuhvaćeno samo trideset hidroelektrana sa Cross-flow turbina.

Prema [13], za period od 1965 do 1982. i razmotrenih 17 agregata definisana je vrednost specifičnog broja obrtaja turbine u funkciji neto pada (Slika 2.2).

Ove regresione funkcije i danas se koriste u raznim časopisima i knjigama i navode se kao osnov pri izboru osnovnih parametara turbine, npr. za zadati neto pad iz regresionih krivih se u prvoj iteraciji definiše specifični broj obrtaja Cross-flow turbine a na osnovu njega se potom definiše broj obrtaja turbine i ostale tehničke karakteristike turbine.

Ovde će se uraditi regresione analize za bazu od prikupljenih dvesta sedamdeset hidroelektrana sa Cross-flow turbinama koje su puštene u pogon u periodu od 2006. do 2019. godine.

Slika 2.2. Prikaz regresionih analiza [13] zavisnosti $n_s=n_s(H)$

Razmatrana je baza podataka Cross-flow turbina proizvođača Ossberger i CINK a osnovni podaci o turbinama na izvedenim objektima su prikazani u tabeli 2.1. U tabeli 2.1 su korišćene sledeće oznake:

- H_n (m) Neto pad
- Q_t (l/s) Protok turbine koji odgovara neto padu
- D_1 (mm) Prečnik radnog kola turbine
- B (mm) Širina mlaznice
- n_t (min^{-1}) Broj obrtaja turbine
- D_v (mm) Prečnik vratila turbine
- P_t (kW) Izlazna snaga na vratilu turbine
- η_t (-) Stepen iskorišćenja turbine

Tabela 2.1 Baza podataka izvedenih objekata (270) sa Cross-flow turbinama

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H_n	Q_t	D_1	B	n_t	D_v	P_t	η_t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min ⁻¹]	[mm]	[kW]	[-]
1	2019	Kazakhstan	YNTYMAK	23.4	8000	1200	1400	181	240	1543	0.84
2	2019	Georgia	BITEKHI 1	69.0	400	400	180	847	80	227	0.84
3	2019	Czech Republic	NEJDEK	27.0	1200	500	600	390	110	267	0.84
4	2019	Georgia	AKHIELI	69.0	400	400	180	847	80	227	0.84
5	2019	Romania	POIANA	63.0	450	400	190	759	80	234	0.84
6	2019	Armenia	LUSIN	51.4	9650	1500	1360	191	340	4233	0.87

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H _n	Q _t	D ₁	B	n _t	D _v	P _t	η _t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min ⁻¹]	[mm]	[kW]	[-]
7	2019	Armenia	GEKHI 2 T1	50.7	3500	800	910	362	200	1514	0.87
8	2019	Romania	FILIPESTI 3 T2	33.1	8325	1250	1770	161	280	2246	0.83
9	2019	Romania	FILIPESTI 3 T1	33.1	8325	1250	1770	161	280	2246	0.83
10	2019	Greece	FLAMURIAS	91.5	725	500	240	750	110	560	0.86
11	2019	Japan	MISAKA KIRIGAHARA	140.3	170	400	50	1208	80	187	0.80
12	2019	Armenia	GEKHI 2	60.5	700	400	340	758	100	357	0.86
13	2019	Kyrgyzstan	OSH 200	12.0	2000	500	1500	260	110	193	0.82
14	2019	Serbia	JELIĆE	47.6	350	400	180	750	80	139	0.85
15	2018	Slovakia	BUKOVEC	42.5	300	300	210	1009	60	104	0.83
16	2018	Montenegro	BISTRICA LIPOVSKA	62.2	1900	600	520	500	150	986	0.85
17	2018	Japan	SHOKAWA-CHUO	36.4	140	300	100	720	60	41	0.82
18	2018	Greece	ACHLADOCHORI	82.5	1140	600	310	600	130	794	0.86
19	2018	Armenia	HAKARI T2	59.3	8000	1500	1180	195	340	4002	0.86
20	2018	Armenia	HAKARI T1	59.3	8000	1500	1180	195	340	4002	0.86
21	2018	Armenia	KAPUYTJUGH	107.8	1400	800	240	500	160	1273	0.86
22	2018	Romania	FILIPESTI 2 T2	29.6	8325	1250	1830	156	280	2004	0.83
23	2018	Romania	FILIPESTI 2 T1	29.6	8325	1250	1830	156	280	2004	0.83
24	2018	Serbia	GARINE	65.9	518	400	240	750	90	285	0.85
25	2018	Portugal	RIO DE MEL	102.5	1500	800	250	500	160	1282	0.85
26	2018	Serbia	KOSMAJ	17.3	1800	500	1170	319	110	256	0.84
27	2017	Serbia	BRUS I	35.0	1500	600	600	365	130	433	0.84
28	2017	Serbia	MEZDREJA	104.5	1000	600	250	750	120	871	0.85
29	2017	Armenia	LEV 2	71.4	7000	1500	840	229	340	4266	0.87
30	2017	Armenia	HOCHANTS	111.0	6000	1500	570	281	340	5684	0.87
31	2017	Serbia	SUKNARI	75.4	400	400	180	1000	80	251	0.85
32	2017	Ukraine	POLTAVA	36.0	700	400	390	610	90	205	0.83
33	2017	Guatemala	LA MEJANA	27.6	1000 0	1250	1980	152	300	2277	0.84
34	2017	Japan	APPORO DAM	14.9	2500	800	1090	182	160	300	0.82
35	2017	Serbia	MARIĆI	38.2	3200	800	990	317	180	1032	0.86
36	2017	United Kingdom	RIVER AVICH	17.7	2582	600	1330	253	130	376	0.84
37	2017	Serbia	BOŽIKOVAC	42.2	560	400	330	750	80	199	0.86
38	2017	Ukraine	KAPUSTYANKA	28.7	2200	600	900	335	130	520	0.84
39	2017	Slovakia	TURECKÁ	29.0	295	300	240	760	60	71	0.85
40	2017	Norway	MOLLISJOK KRAFT	7.8	200	200	480	500	40	11	0.72
41	2017	Japan	SEKINOSAWA	30.4	440	400	270	536	80	108	0.82
42	2017	Czech Republic	HHS	40.0	650	400	390	758	90	209	0.82
43	2017	Serbia	PRŠIĆI	45.3	400	400	220	750	80	153	0.86
44	2017	Georgia	KHEORI	88.8	2000	800	390	471	180	1516	0.87
45	2017	Armenia	ARTSAKH T2	135.3	3500	1250	390	361	280	4040	0.87
46	2017	Armenia	ARTSAKH T1	135.3	3500	1250	390	361	280	4040	0.87
47	2017	Georgia	MACHAKHELA	22.0	1200 0	1250	2650	141	300	2176	0.84
48	2017	Norway	IUNGSDALSHYTTA	23.5	300	300	270	600	60	57	0.82
49	2016	Chile	ARRAYAN-T1	72.1	2100	800	480	415	180	1278	0.86
50	2016	Bulgaria	KANINA 2	62.2	1700	600	480	526	150	902	0.87
51	2016	Azerbaijan	NYUGEDI	69.5	1500	600	400	600	130	880	0.86
52	2016	Serbia	KAMIK	30.0	800	400	480	513	90	198	0.84

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H _n	Q _t	D ₁	B	n _t	D _v	P _t	η _t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min ⁻¹]	[mm]	[kW]	[-]
53	2016	Serbia	ĐURINCI	39.2	730	400	400	600	80	239	0.85
54	2016	Spain	PONTELINARES	39.5	3000	800	760	311	180	1011	0.87
55	2016	Georgia	SANALIA	123.7	1210	600	240	750	150	1263	0.86
56	2016	Georgia	CHIRUKHI	65.2	3600	1000	690	323	220	2004	0.87
57	2016	Japan	JINNAI PARK	49.3	470	400	220	728	80	193	0.85
58	2016	United Kingdom	RAYMOND MAIRS	6.2	1100	400	1500	233	80	54	0.81
59	2016	United Kingdom	MULLAN ENERGY	7.0	1322	500	1290	204	90	73	0.80
60	2016	Armenia	AGHAVNO	125.9	4500	1250	460	359	300	4835	0.87
61	2016	United Kingdom	EDINAMPLE	21.4	652	400	460	434	80	115	0.84
62	2016	Armenia	ZABUKH 2	85.0	4500	1250	600	290	260	3227	0.86
63	2016	Greece	ANTHOUSA	51.7	450	400	210	761	80	196	0.86
64	2016	Romania	FILIPESTI 1 T2	29.3	8325	1250	1830	156	280	1986	0.83
65	2016	Romania	FILIPESTI 1 T1	29.3	8325	1250	1830	156	280	1986	0.83
66	2016	Honduras	CORRAL DE PIEDRAS	115.0	3050	1000	370	430	240	2994	0.87
67	2016	Serbia	PRELIV	88.3	360	400	150	1011	80	268	0.86
68	2016	Serbia	ĐEREKARE	75.5	360	400	160	1000	80	227	0.85
69	2016	United Kingdom	ARDEONAIG	52.5	250	300	150	1012	60	111	0.86
70	2016	Romania	CODLEA 2	55.0	320	400	180	760	80	147	0.85
71	2016	Serbia	KAŠIĆI 1	32.9	5650	1250	1050	172	240	1531	0.84
72	2016	United Kingdom	AULDMURROCH BURN	49.7	270	400	150	760	80	113	0.86
73	2016	United Kingdom	KILLINGTON	10.5	400	300	540	402	60	34	0.83
74	2015	Romania	CALUGARITA T2	57.5	150	300	90	1010	60	72	0.85
75	2015	Romania	CALUGARITA T1	56.9	450	400	190	759	80	216	0.86
76	2015	United Kingdom	INTAKE SIDE	15.8	453	300	490	506	60	58	0.83
77	2015	Chile	PICOLTUE BAJO	67.4	1750	800	400	403	160	994	0.86
78	2015	Armenia	SISIAN	87.0	5000	1250	640	309	280	3712	0.87
79	2015	United Kingdom	TAFF BARGOED	23.0	600	400	400	505	80	111	0.82
80	2015	United Kingdom	TULCHAN LODGE	37.3	370	400	210	610	80	112	0.83
81	2015	Serbia	VAROŠKA REKA	27.2	280	300	240	610	60	61	0.82
82	2015	Guatemala	MOPÁ	51.8	2400	800	550	360	180	1061	0.87
83	2015	Spain	COSTA D'EN BLANES*	5.0	350	300	670	285	60	14	0.82
84	2015	Romania	BUSTENI 3	72.9	100	300	50	1015	60	61	0.85
85	2015	Croatia	LETAJ	26.0	1280	600	730	281	120	268	0.82
86	2015	Ukraine	VISUM 1	18.1	6800	1250	1680	124	240	999	0.83
87	2015	Spain	MOLINO DEL CONDE	7.7	4580	800	2670	129	160	277	0.80
88	2015	Japan	OCHIAI HIRAISHI	65.5	250	400	110	732	80	136	0.85
89	2015	Georgia	MUTSO 1	38.0	340	400	190	600	80	108	0.85
90	2015	United Kingdom	AFON DYFRDWY	42.1	336	400	180	760	80	119	0.86
91	2015	United Kingdom	LLANGOWER	30.4	460	400	270	505	80	113	0.82
92	2015	United Kingdom	NANT COLWYN	39.3	340	400	180	612	80	113	0.86
93	2015	Serbia	SASTAV REKA T2	59.1	350	400	180	750	80	149	0.73
94	2015	Serbia	SASTAV REKA T1	52.8	1850	800	480	359	160	793	0.83

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H _n	Q _t	D ₁	B	n _t	D _v	P _t	η _t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min-1]	[mm]	[kW]	[-]
95	2015	Serbia	STARA VODENICA	88.0	360	500	120	750	90	270	0.87
96	2015	Japan	ZOMIZUYAMA	12.4	418	400	390	384	80	43	0.85
97	2015	Japan	TSUKUBANE	105.0	100	300	40	1208	60	88	0.85
98	2014	Bulgaria	KIMERA 1	42.0	1500	600	600	453	130	532	0.86
99	2014	Serbia	ŠAJINCE	52.7	600	500	270	600	100	267	0.86
100	2014	Serbia	PADINA	94.9	450	500	150	750	100	360	0.86
101	2014	Serbia	SKACAK	20.2	2400	800	870	211	160	399	0.84
102	2014	Spain	SOLVENTE	19.2	6500	1250	1560	136	240	1016	0.83
103	2014	Romania	CAPRA VII	36.0	3300	800	970	278	280	979	0.84
104	2014	Czech Republic	STRÁŽNÝ POTOK	34.9	540	400	330	610	80	160	0.87
105	2014	Spain	LOS ESQUERPS	64.3	600	500	210	642	100	325	0.86
106	2014	Romania	BALAN	26.6	250	300	240	610	60	54	0.83
107	2014	Serbia	SUŠARA	45.5	250	400	150	760	80	95	0.85
108	2013	United Kingdom	KINDROGAN	35.7	377	400	210	610	80	108	0.82
109	2013	Armenia	DZAGEDZOR	163.5	1400	800	240	600	180	1931	0.86
110	2013	Bulgaria	CHERNOGOROVO	19.6	9000	1250	2130	135	260	1435	0.83
111	2013	Serbia	KNEZEVICI	30.1	2350	800	690	256	160	583	0.84
112	2013	Bulgaria	LONG RIVER	71.5	335	500	150	759	90	200	0.85
113	2013	Serbia	VLADIĆI 1	64.7	1850	800	420	400	160	1021	0.87
114	2013	Romania	BRAZI *	45.0	100	300	60	1020	60	38	0.86
115	2013	Iceland	BUGAVIRKJUN	34.0	160	300	120	765	60	44	0.82
116	2013	United Kingdom	AULDHOUSE BURN	55.0	120	300	70	1015	60	56	0.86
117	2013	United Kingdom	SPRING HILL	29.1	41	200	50	1011	40	9	0.77
118	2013	Spain	GUADALOPE	45.6	500	400	300	549	90	190	0.85
119	2013	Spain	ANTOÑANA	70.0	1500	800	300	450	160	885	0.86
120	2013	Czech Republic	ÚV PODHRADÍ*	20.0	1600	600	780	314	120	257	0.82
121	2013	Romania	IZVORUL BORZ	58.2	150	300	90	1012	60	74	0.86
122	2013	Romania	FIRIZA 5	96.9	1500	800	270	500	160	1241	0.87
123	2013	Bulgaria	DEBNEVO T2	9.0	4000	800	2160	139	160	289	0.82
124	2013	Bulgaria	DEBNEVO T1	9.0	4000	800	2160	139	160	289	0.82
125	2013	Macedonia	DI KOM	26.0	160	200	210	1020	40	31	0.76
126	2012	Spain	MOLINO RUFINO	21.5	90	200	130	1030	50	15	0.79
127	2012	Romania	SEBES 1B T2	90.8	550	500	180	750	100	426	0.87
128	2012	Romania	SEBES 1B T1	89.1	950	600	270	600	120	722	0.87
129	2012	Colombia	COELLO 1/T2	12.4	6000	1000	2310	136	200	603	0.83
130	2012	Spain	EIGRA 2	50.0	140	300	90	1015	60	57	0.83
131	2012	Spain	EIGRA 1	50.0	140	300	90	1015	60	57	0.83
132	2012	Romania	PUTNA	37.0	750	500	390	496	100	236	0.87
133	2012	Romania	CALINEȘTI 2	60.8	900	600	300	500	120	461	0.86
134	2012	Romania	SUIOR 1B	55.0	150	300	90	1010	60	69	0.85
135	2012	Serbia	BELCI	31.6	5650	1250	1050	169	240	1471	0.84
136	2012	United Kingdom	MILLBURN	15.2	420	300	480	520	60	54	0.86
137	2012	Romania	HUTA 1	33.9	1900	800	540	287	160	549	0.87
138	2012	Romania	CODLEA	66.2	330	500	130	760	90	183	0.85
139	2012	Romania	RACHITELE	95.8	1290	800	270	500	160	1054	0.87

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H _n	Q _t	D ₁	B	n _t	D _v	P _t	η _t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min-1]	[mm]	[kW]	[-]
140	2012	Romania	IALOMICIOARA	12.8	1400	500	1020	268	100	148	0.84
141	2012	United Kingdom	KILNSEY PARK	9.0	250	200	540	610	40	17	0.77
142	2012	Romania	CIRESEL 1	58.6	2200	800	640	383	180	1101	0.87
143	2012	Spain	PEDROSA	10.5	500	300	690	400	60	42	0.82
144	2012	Spain	EL QUIEBRE*	25.1	278	300	250	760	60	59	0.86
145	2012	Romania	SUIOR 2	99.5	600	600	150	750	110	503	0.86
146	2012	Bulgaria	NARECHEN	20.5	5500	1000	1590	170	220	928	0.84
147	2012	Romania	BREAZA	38.4	8000	1250	1470	198	280	2294	0.76
148	2012	Romania	COMARNIC	53.1	8000	1250	1260	233	280	2294	0.55
149	2012	Armenia	JRADZOR	134.7	2600	1250	250	371	240	2988	0.87
150	2012	Russian Federation	TCHERNORETCHEN SKAYA	17.1	10000	1250	2520	121	280	1409	0.84
151	2011	Romania	VISTEA	81.1	1870	800	480	442	180	1279	0.86
152	2011	Colombia	COELLO 1/T1	12.4	6000	1000	2310	136	200	603	0.83
153	2011	Serbia	VODENICA	78.9	250	400	100	1010	60	164	0.85
154	2011	United Kingdom	BLACKMILL	9.6	230	300	330	389	80	18	0.83
155	2011	United Kingdom	TURRYBRENNAN BURN	40.5	45	200	50	1540	60	14	0.78
156	2011	Czech Republic	MVE HAMRY	40.5	500	400	270	610	80	170	0.86
157	2011	United Kingdom	CAORACH	13.9	960	400	840	357	80	107	0.82
158	2011	Ukraine	POLYANA	58.0	2500	800	690	354	180	1228	0.86
159	2011	Armenia	ARPA	52.0	5000	1250	1110	204	260	2001	0.78
160	2011	Armenia	ISKHANASAR	87.0	3200	1250	510	288	240	2116	0.77
161	2011	Serbia	ŠUTANOVINA	108.7	610	600	180	750	110	560	0.86
162	2011	Romania	SADAU	121.0	580	600	160	750	110	542	0.79
163	2011	Bulgaria	OSIKA	20.0	1780	600	870	281	120	293	0.84
164	2011	Serbia	BARE	121.5	1200	800	240	600	160	1230	0.86
165	2011	Serbia	KRSTIĆI	82.5	1000	600	330	600	130	700	0.86
166	2011	Serbia	VLADIĆI	29.1	2500	800	840	256	180	599	0.84
167	2011	Serbia	VELEŽ	107.0	960	600	330	600	130	707	0.70
168	2011	Romania	BAICU 2 T2	72.7	1750	800	510	403	160	1017	0.82
169	2011	Romania	BAICU 2 T1	72.7	1750	800	510	403	160	1017	0.82
170	2011	Romania	BAICU 1 T2	44.0	1250	600	640	404	120	403	0.75
171	2011	Romania	BAICU 1 T1	44.0	1250	600	640	404	120	403	0.75
172	2011	United Kingdom	GLENNMUCK	36.9	130	200	140	1018	40	36	0.77
173	2011	United Kingdom	SHOWCAVES	17.8	460	400	360	399	80	67	0.83
174	2011	Romania	PTM 2	57.2	600	500	250	569	100	290	0.86
175	2011	Romania	VALEA NEAGRA 2 T2	49.7	1130	600	490	448	120	474	0.86
176	2011	Romania	VALEA NEAGRA 2 T1	49.7	1130	600	490	448	120	474	0.86
177	2011	Romania	VALEA NEAGRA 1 T2	91.1	1130	800	300	476	170	879	0.87
178	2011	Romania	VALEA NEAGRA 1 T1	91.1	1130	800	300	476	170	879	0.87
179	2011	Romania	SUIOR	64.7	200	400	80	760	80	109	0.86
180	2011	Romania	CAMPINA T2	46.8	4000	1000	1140	253	220	1578	0.86
181	2011	Romania	CAMPINA T1	46.8	4000	1000	1140	253	220	1578	0.86
182	2011	Romania	CORNULUI T2	42.8	3500	1000	960	253	220	1364	0.93
183	2011	Romania	CORNULUI T1	45.8	4500	1250	1020	202	260	1739	0.86

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H _n	Q _t	D ₁	B	n _t	D _v	P _t	η _t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min-1]	[mm]	[kW]	[-]
184	2010	Romania	PRIBOIASA II	133.2	1690	1000	260	500	200	1899	0.86
185	2010	Bulgaria	TVARDISHKA	30.0	1800	600	720	368	130	442	0.83
186	2010	Romania	SACADAT 2	45.3	1170	600	510	459	120	447	0.86
187	2010	Romania	SACADAT 1	21.3	1190	500	690	358	100	206	0.83
188	2010	USA	LSF	73.0	793	600	210	570	120	494	0.87
189	2010	USA	ISABELLA	32.0	2832	800	930	280	170	773	0.87
190	2010	Spain	MOLINO LUGO	3.0	1650	600	2250	109	100	38	0.78
191	2010	Armenia	AMBERD 1	126.5	1000	800	200	600	160	1067	0.86
192	2010	Cambodia	KT - 01 - R	3.1	1650	600	2040	110	100	39	0.78
193	2010	Cambodia	AC - 02 - S	6.6	3750	800	2370	125	150	194	0.80
194	2010	Romania	CORNU T2	48.2	3000	1000	840	287	200	1220	0.86
195	2010	Romania	CORNU T1	47.8	5000	1250	1110	227	260	2014	0.86
196	2010	Romania	PTM	45.7	200	300	150	1015	60	75	0.84
197	2010	United Kingdom	CROMFORD CORN MILL	5.0	455	300	990	250	70	14	0.63
198	2010	Romania	BRODINA 2	58.2	2030	800	510	381	170	999	0.86
199	2010	Romania	BUSTENI 2	77.8	700	600	240	600	110	459	0.86
200	2010	Romania	UCEA	156.7	1480	1000	210	492	200	1953	0.86
201	2009	Armenia	JERUK 2	61.3	4800	1250	900	253	260	2511	0.87
202	2009	Serbia	PROHOR PČINJSKI	6.0	1590	500	1620	184	90	83	0.89
203	2009	Norway	MELHEIM KRAFT	6.8	225	200	560	486	40	12	0.80
204	2009	Portugal	P.501.1*	50.0	200	400	100	760	80	84	0.86
205	2009	Czech Republic	KANAYAMAZAWA	40.6	320	400	180	728	80	109	0.86
206	2009	Romania	ILIES 2	22.9	1200	500	870	360	110	224	0.83
207	2008	Armenia	SARNAKUNG	102.3	500	500	130	759	10	431	0.86
208	2008	Bulgaria	ZARENICA	11.0	2500	600	1650	204	130	223	0.83
209	2008	Romania	FENES III	92.0	720	600	230	750	110	558	0.86
210	2008	Romania	TUNEA	3.5	600	400	1200	210	90	16	0.78
211	2008	Czech Republic	GRAFITOVÉ DOLY	25.0	200	200	260	1018	40	40	0.82
212	2008	Czech Republic	MVE SVRŽNO	2.9	1100	500	1680	104	90	25	0.80
213	2008	Armenia	MARMASHEN T2	19.2	8000	1250	1890	140	260	1265	0.84
214	2008	Armenia	MARMASHEN T1	19.2	8000	1250	1890	140	260	1265	0.84
215	2008	Armenia	HEGHNAJUR	128.0	1200	800	240	1000	160	1296	0.86
216	2008	Bulgaria	GEOVREN	35.0	2200	800	630	287	160	634	0.84
217	2008	Armenia	MUSHEGH	122.8	300	500	100	1007	90	310	0.86
218	2008	United Kingdom	NEWMILLS	8.0	150	300	240	385	60	10	0.85
219	2008	Romania	BUSTENI	123.1	800	600	160	750	130	835	0.86
220	2008	United Kingdom	HUNTERS FARM	9.5	300	300	420	385	60	22	0.79
221	2008	Romania	EHRESTE	69.7	1100	600	420	556	120	654	0.87
222	2008	Romania	BRODINA 1	50.6	1500	800	480	359	150	647	0.87
223	2008	Romania	BRODINA DE JOS	60.5	1700	800	490	403	170	877	0.87
224	2007	Bosnia & Herzegovina	KALJANI T2	36.7	2000	800	540	287	160	601	0.84
225	2007	Bosnia & Herzegovina	KALJANI T1	36.7	2000	800	540	287	160	601	0.84
226	2007	Romania	DI 1M D	60.2	3900	1250	800	227	280	1957	0.85
227	2007	United Kingdom	TOBERMORY POWER	25.2	1000	500	540	400	100	207	0.84

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H _n	Q _t	D ₁	B	n _t	D _v	P _t	η _t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min ⁻¹]	[mm]	[kW]	[-]
228	2007	Slovakia	RUŽINÁ T2*	20.0	280	300	280	610	60	45	0.82
229	2007	Slovakia	RUŽINÁ T1*	20.0	280	300	280	610	60	45	0.82
230	2007	Norway	MARANOSS	11.3	210	200	400	625	40	19	0.82
231	2007	Romania	CAMPINA IV/VII - PT 3CM	26.5	3400	800	1800	216	180	715	0.81
232	2007	Romania	CAMPINA IV/VII - PT 2CM	37.2	3400	1000	1200	220	220	1029	0.83
233	2007	Romania	CAMPINA IV/VI - DI 4P	54.2	4000	1250	980	227	260	1827	0.86
234	2007	Romania	CAMPINA IV/VI - DI 3P	40.1	4000	1000	1380	218	220	1337	0.85
235	2007	Romania	CAMPINA IV/V - PD 3S	22.7	6000	1250	2100	137	260	1106	0.83
236	2007	Romania	CAMPINA IV/V - DI 2P	45.8	4000	1000	1290	253	220	1545	0.86
237	2007	Romania	CAMPINA IV/IV - DI 4P	54.2	4000	1250	980	227	260	1827	0.86
238	2007	Romania	CAMPINA IV/IV - DI 3P	40.1	4000	1000	1380	218	220	1337	0.85
239	2007	Romania	CAMPINA IV/IV - DI 2P	45.8	4000	1000	1290	253	220	1545	0.86
240	2007	Romania	CAMPINA IV/III - PT 3CM	26.5	3400	800	1800	216	220	715	0.81
241	2007	Romania	CAMPINA IV/III - PT 3CM	26.5	3400	800	1800	216	180	715	0.81
242	2006	Romania	CAMPINA IV/II - PD 3S	22.7	6000	1250	2100	137	260	1106	0.83
243	2006	Romania	CAMPINA IV/II - DI 4F	54.2	4000	1250	980	227	260	1827	0.86
244	2006	Romania	CAMPINA IV/II - DI 3P	40.1	4000	1000	1380	218	220	1337	0.85
245	2006	Romania	CAMPINA IV/I - DI 2P	45.8	4000	1000	1290	253	220	1545	0.86
246	2006	Romania	CAMPINA IV/I - PT2 CM T2	37.2	3400	1000	1200	220	220	1029	0.83
247	2006	Romania	CAMPINA IV/I - PT2 CM T1	37.2	3400	1000	1200	220	220	1029	0.83
248	2006	Czech Republic	HORKA*	33.0	130	300	100	762	60	35	0.83
249	2006	Poland	NOWY SACZ	17.0	120	300	130	515	100	17	0.85
250	2006	Romania	VALEA DE PESTI*	32.9	800	500	360	447	260	214	0.83
251	2006	Romania	CAMPINA III. - PD 2 S/B	25.2	6000	1250	1500	162	260	1234	0.83
252	2006	Romania	CAMPINA III. - PD 2 S/A	25.2	6000	1250	1500	162	280	1234	0.83
253	2006	Romania	CAMPINA III. - DI 1M/C	70.0	3330	1250	560	273	280	1900	0.83
254	2006	Romania	CAMPINA III. - DI 1M/B	70.0	3330	1250	560	273	280	1900	0.83
255	2006	Romania	CAMPINA III. - DI 1M/A	70.0	3330	1250	560	273	280	1900	0.83
256	2006	Romania	CAMPINA II. - PT 1 GV/C	29.0	5000	1250	1170	446	260	1180	0.83
257	2006	Romania	CAMPINA II. - PT 1 GV/B	29.0	2000	800	720	697	150	472	0.83
258	2006	Romania	CAMPINA II. - PT 1 GV/A	29.0	5000	1250	1170	446	260	1180	0.83
259	2006	Romania	CAMPINA II. - PD 1 S/B	25.2	6000	125	1500	162	260	1231	0.83
260	2006	Romania	CAMPINA II. - PD 1 S/A	25.2	6000	125	1500	162	260	1231	0.83
261	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 1VE*	18.4	3000	800	1140	201	160	454	0.84
262	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 3 B1/F1*	24.0	500	400	450	510	80	97	0.82
263	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 4 B2/F1*	35.0	500	400	390	610	80	141	0.82
264	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 5 MV*	17.8	500	400	390	440	80	73	0.84
265	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 6 BR/F1*	33.7	500	400	300	510	80	135	0.82
266	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 6 BR/F2*	51.7	500	500	270	608	90	216	0.85

R.br	God	Zemlja	Hidroelektrana	H _n	Q _t	D ₁	B	n _t	D _v	P _t	η _t
[-]	[-]	[-]	[-]	[m]	[l/s]	[mm]	[mm]	[min ⁻¹]	[mm]	[kW]	[-]
267	2006	Greece	TRIPOTAMOS	12.0	1700	500	1270	260	110	160	0.80
268	2006	Czech Republic	NEJDEK	27.0	1200	500	600	390	110	267	0.84
269	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 3 B1/F2*	26.3	800	500	540	385	100	171	0.83
270	2006	Romania	CAMPINA I. - PD 4 B2/F2*	37.3	800	500	450	458	100	246	0.84

Napomena: Hidroelektrane označene (*) predstavljaju objekte na sistemima pitke vode.

U nastavku su na osnovu podataka iz tabele 2.1 a za oblik jednačina 2.1a i 2.1b

$$Z = b_0 \cdot X^{b_1} \quad (2.1a)$$

$$Z = b_0 \cdot X^{b_1} \cdot Y^{b_2} \quad (2.1b)$$

primenom linearne i polinomijalne regresije [40] sračunate vrednosti koeficijenta b₀, b₁ i b₂. Ocena tačnosti polinomijalne regresije je definisana indeksom korelacije R². Regresionom analizom razmatrane su funkcionalne zavisnosti pojedinih veličina kako je prikazano u tabeli 2.2.

Tabela 2.2. Funkcionalne zavisnosti pojedinih veličina sa Cross-flow turbine.

R.br.	Veličina	Funkcionalna zavisnost	Nezavisno promenljive	Funkcionalna zavisnost
1	Specifični broj obrtaja	n _s =n _s (H _n)	H _n [m]	n _s =b ₀ •H _n ^{b₁}
2	Specifični broj obrtaja	n _s = n _s (H _n ,Q _t)	H _n [m], Q _t [l/s]	n _s =b ₀ •H _n ^{b₁} •Q _t ^{b₂}
3	Broj obrtaja turbine	n _t =nt(H _n ,Q _t)	H _n [m], Q _t [l/s]	n _t =b ₀ •H _n ^{b₁} •Q _t ^{b₂}
4	Broj obrtaja turbine	n _t =nt(H _n ,D ₁)	H _n [m], D ₁ [m]	n _t =b ₀ •H _n ^{b₁} •D ₁ ^{b₂}
5	Širina mlaznice	B=B(H _n ,Q _t)	H _n [m], Q _t [l/s]	B=b ₀ •H _n ^{b₁} •Q _t ^{b₂}
6	Prečnik radnog kola	D ₁ = D ₁ (H _n ,Q _t)	H _n [m], Q _t [l/s]	D ₁ =b ₀ •H _n ^{b₁} •Q _t ^{b₂}
7	Prečnik vratila turbine	D _v =D _v (H _n ,Q _t)	H _n [m], Q _t [l/s]	D _v =b ₀ •H _n ^{b₁} •Q _t ^{b₂}
8	Brzina vode u mlaznici	V _b =V _b (H _n)	H _n [m]	n _s =b ₀ •H _n ^{b₁}

Na osnovu urađenih regresionih analiza sračunati su koeficijenti b₀, b₁ i b₂ definisanih funkcionalnih zavisnosti (Tabela 2.2) i indeksi korelacije kako je prikazano u tabeli 2.3.

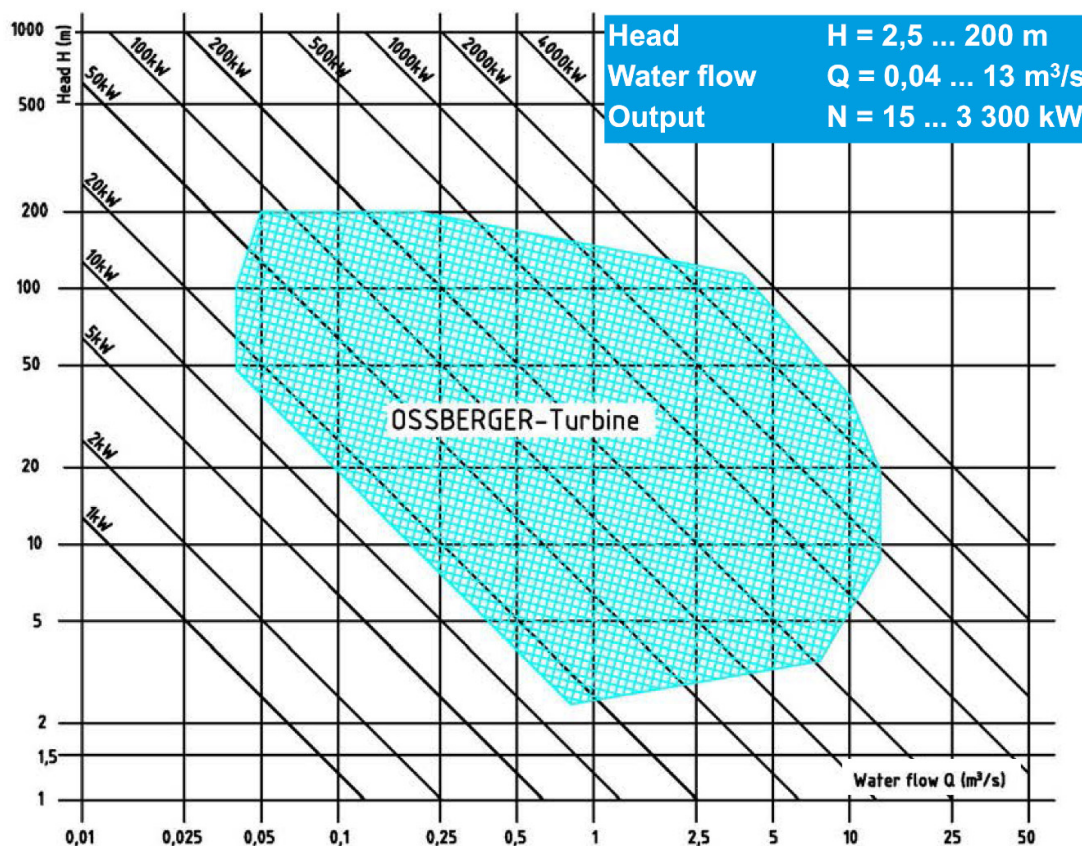
Tabela 2.3 Sračunate funkcionalne zavisnosti pojedinih veličina Cross-flow turbine.

R.br	Funkcionalna zavisnost	Indeks korelacije, R ²	Jednačina
1	n _s = 323.61325 • H _n ^{-0.38151}	0.69	(2.2)
2	n _s = 315.261 • H _n ^{-0.37802} • Q _t ^{0.09467}	0.70	(2.3)
3	n _t = 114.846 • H _n ^{0.36025} • Q _t ^{-0.40679}	0.88	(2.4)
4	n _t = 35.386 • H _n ^{0.53012} • D ₁ ^{-1.00601}	0.95	(2.5)
5	B = 3.59934 • H _n ^{-0.58729} • Q _t ^{0.63989}	0.92	(2.6)
6	D ₁ = 0.31070 • H _n ^{0.16868} • Q _t ^{0.39962}	0.94	(2.7)
7	D _v = 0.06292 • H _n ^{0.17622} • Q _t ^{0.41733}	0.94	(2.8)
8	V _b = 1.86466 • H _n ^{0.52922}	0.91	(2.9)

U nastavku su prikazani rezultati regersionih analiza.

2.1.1. Specifični broj obrtaja turbine; $n_s = n_s(H)$

Većina proizvođača u vidu dijagrama (Slika 2.3) definiše oblast primene Cross-flow turbine. Pri definisanju parametara Cross-flow turbine u prvoj iteraciji obično se definiše specifični broj obrtaja na osnovu neto pada turbine. Određivanjem specifičnog broja obrtaja na osnovu neto pada definiše se broj obrtaja turbine a zatim i sve ostale karakteristične dimenzije turbine. Na osnovu analize izvedenih objekata i statističke obrade ([8], [13], [35], [36], [43]) na Slici 2.5 prikazana je oblast primene Cross-flow turbine u funkciji pada i specifičnog broja obrtaja (n_s).



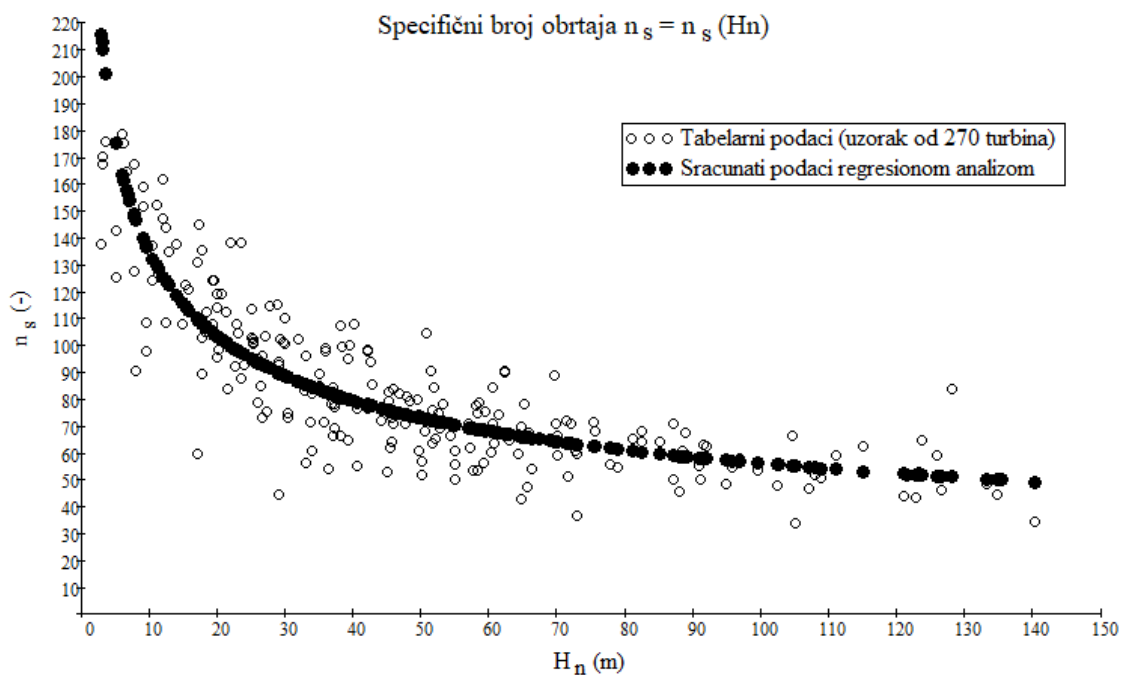
Slika 2.3 Oblast primene Cross-flow turbine u funkciji protoka i pada [14]

Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2.1) dobijeni su koeficijenti jednačine tako da specifični broj obrtaja računa prema jednačini 2.2

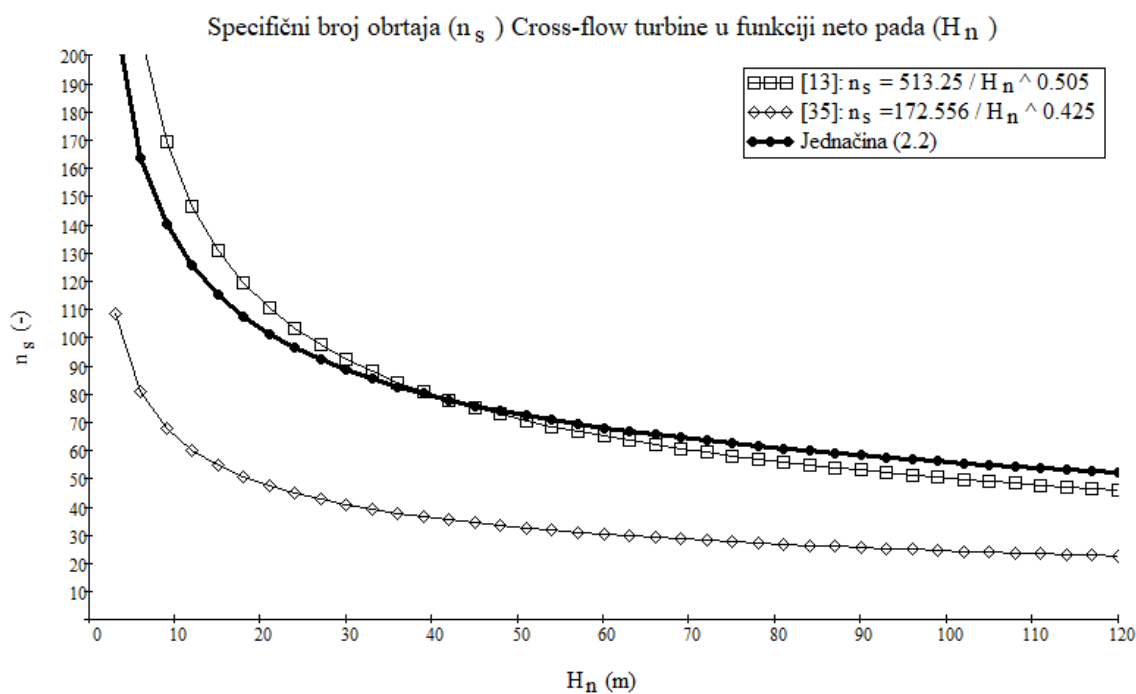
$$n_s = 323.61325 \cdot H_n^{-0.38151} \quad (2.2)$$

Gde je:

n_s (-) specifični broj obrtaja
 H_n (m) neto pad



Slika 2.4 Prikaz specifičnog broja obrtaja izvedenih turbina i sračunate vrednosti specifičnog broja obrtaja po funkciji dobijenoj regresionom analizom (indeks korelacije $R^2=0.69$)



Slika 2.5 Prikaz specifičnog broja obrtaja (n_s) po funkciji $n_s=n_s(H_n)$ (jednačina 2.2) i uporedni prikaz rezultata analize sa podacima prema izvorima [13] i [35]

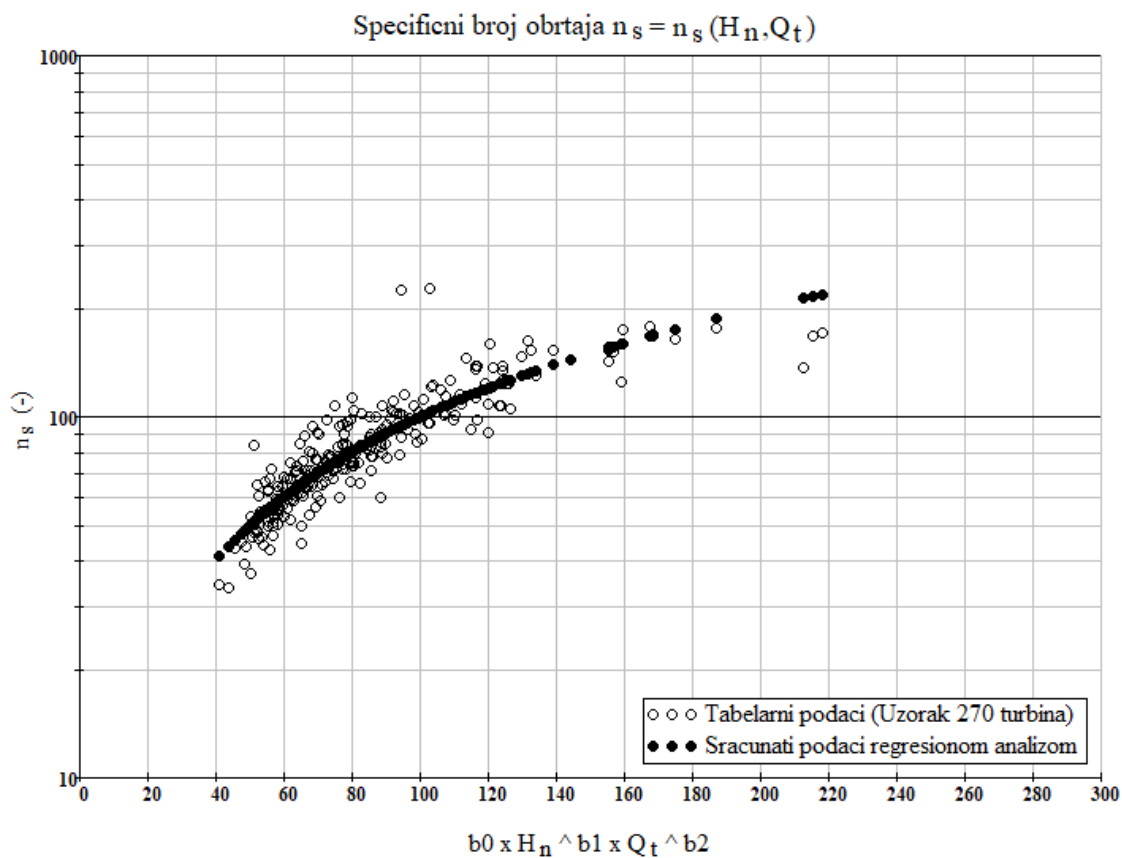
2.1.2. Specifični broj obrtaja turbine; $n_s = n_s(H_n, Q_t)$

Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2.1.) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1b.

Koeficijenti jednačine $n_s = b_0 \cdot H_n^{b_1} \cdot Q_t^{b_2}$			Indeks korelacije
b0	b1	b2	R^2
315.261	-0.37802	0.09467	0.70

tako da se specifični broj obrtaja (n_s) u funkciji neto pada (H_n) i protoka (Q_t) računa prema jednačini 2.3.

$$n_s = 315.261 \cdot H_n^{-0.37802} \cdot Q_t^{0.09467} \quad (2.3)$$



Slika 2.6 Prikaz specifičnog broja obrtaja (n_s) izvedenih turbina i sračunate vrednosti specifičnog broja obrtaja po funkciji $n_s = n_s(H_n, Q_t)$ dobijenoj regresionom analizom (indeks korelacije $R^2 = 0.70$)

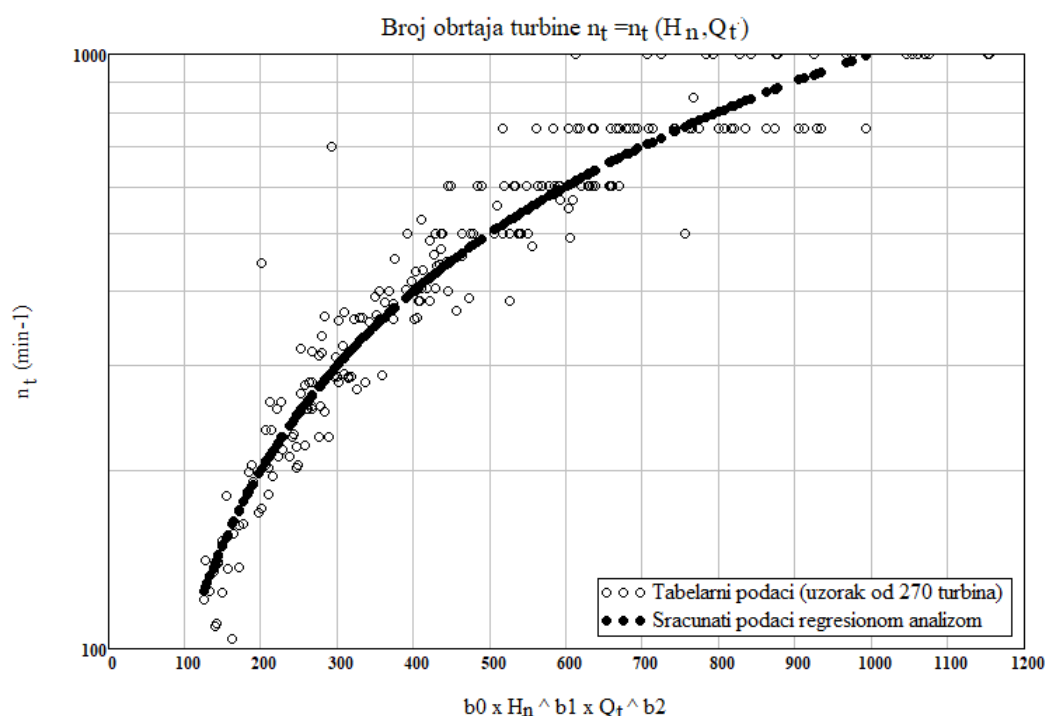
2.1.3. Broj obrtaja turbine; $n_t = n_t(H_n, Q_t)$

Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2. 1.) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1b.

Koeficijenti jednačine: $n_t = b_0 \cdot H_n^{b_1} \cdot Q_t^{b_2}$			Indeks korelacije
b_0	b_1	b_2	R^2
114.846	0.36025	-0.40679	0.88

tako da se broj obrtaja turbine (n_t) u funkciji neto pada (H_n) i protoka (Q_t) računa prema jednačini 2.4

$$n_t = 114.846 \cdot H_n^{0.36025} \cdot Q_t^{-0.40679} \quad (2.4)$$



Slika 2.7 Prikaz broja obrtaja (n_t) izvedenih turbina i sračunate vrednosti broja obrtaja po funkciji $n_t = n_t(H, Q)$ dobijenoj regresionom analizom (indeks korelacije $R^2 = 0.88$)

Na osnovu urađenih regresionih analize može se konstatovati da do broja obrtaja cca 500 min^{-1} postoje dobra poklapanja sračunatih i stvarnih podataka. Pri brojevima obrtaja većim od 500 min^{-1} pojavljuju se konstantne standardne vrednosti broja obrtaja kod realnih turbina i to brojevi obrtaja $500, 600, 750, 1000$ i 1500 min^{-1} . Ovo je posledica toga da se do broja obrtaja turbine cca 500 min^{-1} primenjuje veza Cross-flow turbine sa generatorom preko multiplikatora, tj. zadržava se sračunati broj obrtaja turbine a usvaja se generator standardnog broja obrtaja koji se za turbinu povezuje preko multiplikatora (gear box). Ukoliko su karakteristike sistema takve da se proračunima dobiju veći brojevi obrtaja turbine, veći od cca 500 min^{-1} , tada se usvaja broj obrtaja turbine koji odgovara sinhronim brzinama generatora a u skladu sa time za usvojenu brzinu se preračunavaju osnovni podaci o turbini (prečnik radnog kola, širina mlaznice itd).

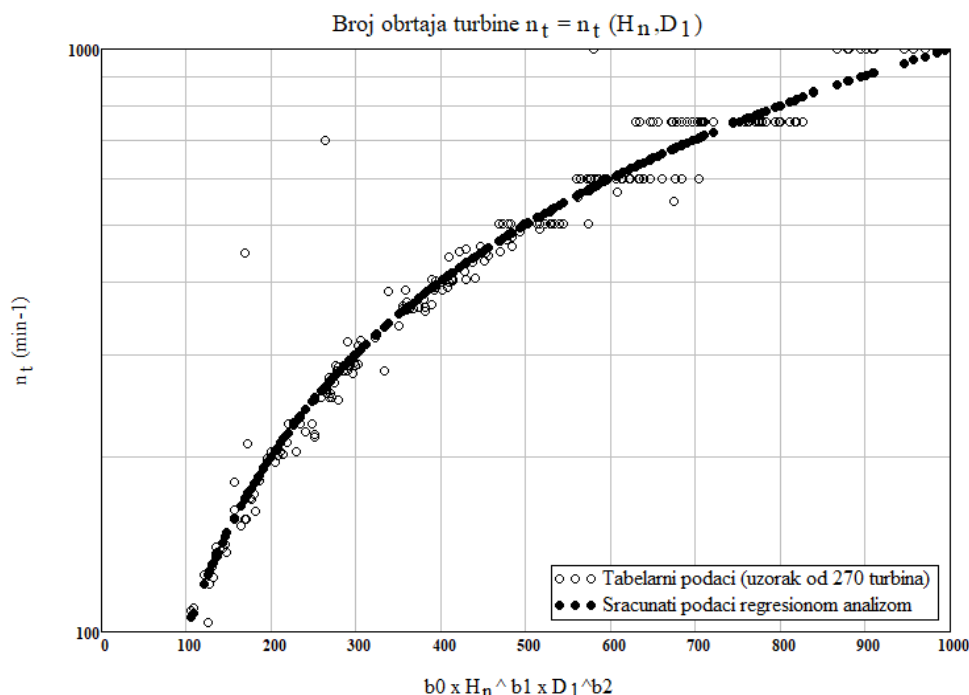
2.1.4. Broj obrtaja turbine; $n_t = n_t(H_n, D_1)$

Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2.1.) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1b.

Koeficijenti jednačine: $n_t = b_0 \cdot H_n^{b_1} \cdot D_1^{b_2}$			Indeks korelacije
b_0	b_1	b_2	R^2
35.386	0.53012	-1.00601	0.95

tako da se broj obrtaja turbine (n_t) u funkciji pada (H_n) i prečnika (D_1) računa prema jednačini 2.5

$$n_t = 35.386 \cdot H_n^{0.53012} \cdot D_1^{-1.00601} \quad (2.5)$$



Slika 2.8 Prikaz broja obrtaja (n_t) izvedenih turbina i sračunate vrednosti broja obrtaja po funkciji $n_t = n_t(H, D_1)$ dobijenoj regresionom analizom (indeks korelacije $R^2 = 0.95$)

Na osnovu urađenih regresionih analize može da se zaključi isto kao što je zaključeno u potpoglavlju 2.1.3., tj do broja obrtaja 500 min^{-1} postoje dobra poklapanja rezultata regresione analize i izvedenih objekata. Pri brojevima obrtaja većim od 500 min^{-1} postoje određena odstupanja, tj za sračunate vrednosti brojeva obrtaja radnog kola veće od 500 min^{-1} u tehničkoj praksi se usvajaju standardne nominalne vrednosti broja obrtaja generatora ($500, 600, 750, 1000$ i 1500 min^{-1}). U tehničkoj praksi se za Cross-flow turbine koje se obrću sa brojevima obrtaja manjim od 500 min^{-1} predviđa instalacija multiplikatora između turbine i generatora a kod Cross-flow turbine gde se usvoji broj obrtaja veći od 500 min^{-1} ostvaruje se direktna veza između Cross-flow turbine i generatora (bez instalacije multiplikatora). Pri sračunatim vrednostima broja obrtaja većim od 500 min^{-1} usvaja se broj obrtaja turbine koji odgovara sinhronim brojevima obrtaja generatora a u skladu sa time se za usvojenu vrednost broja obrtaja turbine preračunavaju osnovni podaci o turbini (prečnik radnog kola, širina mlaznice itd).

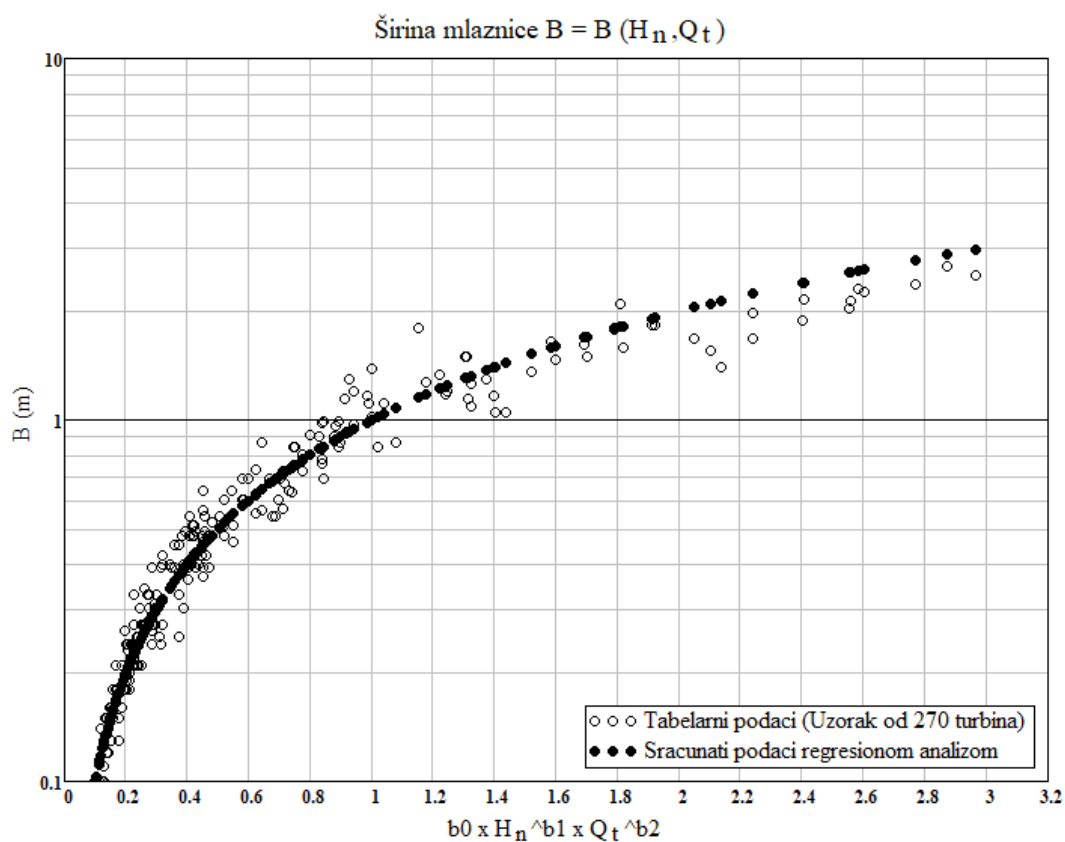
2.1.5. Širina mlaznice turbine; $B=B(H_n, Q_t)$

Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2.1.) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1b.

Koeficijenti jednačine: $B=b_0 \cdot H_n^{b_1} \cdot Q_t^{b_2}$			Indeks korelacije
b0	b1	b2	R^2
3.59934	-0.58729	0.63989	0.92

tako da se širina mlaznice (B) u funkciji neto pada (H_n) i protoka (Q_t) računa prema jednačini 2.6

$$B = 3.59934 \cdot H_n^{-0.58729} \cdot Q_t^{0.63989} \quad (2.6)$$



Slika 2.9 Prikaz širine mlaznice izvedenih turbina i sračunate vrednosti širine mlaznice po funkciji $B=B(H_n, Q_t)$ dobijenoj regresionom analizom (indeks korelacije $R^2=0.92$)

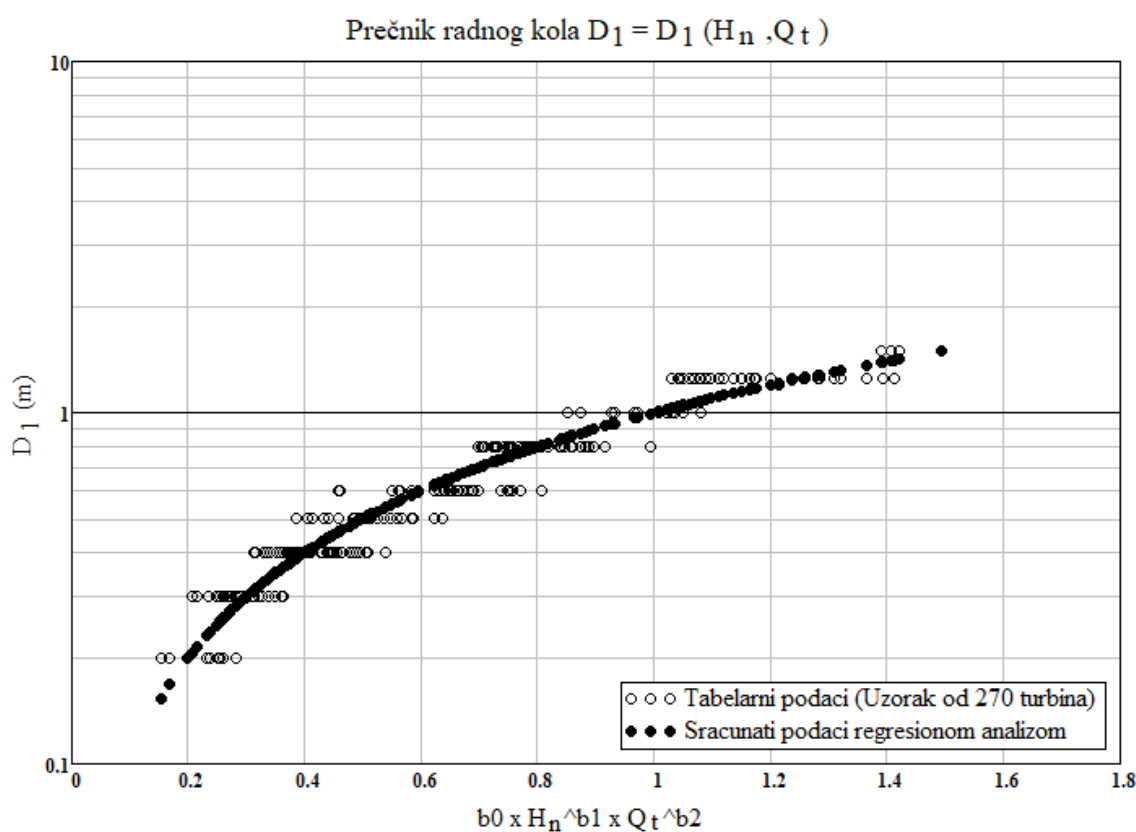
2.1.6. Prečnik radnog kola turbine; $D_1=D_1(H_n, Q_t)$

Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2.1.) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1b.

Koeficijenti jednačine: $D_1=b_0 \cdot H_n^{b_1} \cdot Q_t^{b_2}$			Indeks korelacije
b_0	b_1	b_2	R^2
0.31070	0.16868	0.39962	0.94

tako da se prečnik radnog kola (D_1) u funkciji neto pada (H_n) i protoka (Q_t) računa prema jednačini 2.7

$$D_1 = 0.31070 \cdot H_n^{0.16868} \cdot Q_t^{0.39962} \quad (2.7)$$



Slika 2.10 Prikaz prečnika radnog kola (D_1) izvedenih turbina i sračunate vrednosti prečnika radnog kola po funkciji $D_1=D_1(H_n, Q_t)$ dobijenoj regresionom analizom (indeks korelacije $R^2=0.94$)

Na osnovu baze podataka za koju je izvršena regresiona analiza vidi se da su se proizvođači opredeljivali za standardne dimenzije (cele brojeve) prečnika radnih kola 0.20m, 0.30m, 0.40m, 0.50m, 0.60m, 0.80m, 1.00m i 1.25m.

2.1.7. Prečnik vratila turbine; $D_v = D_v(H_n, Q_t)$

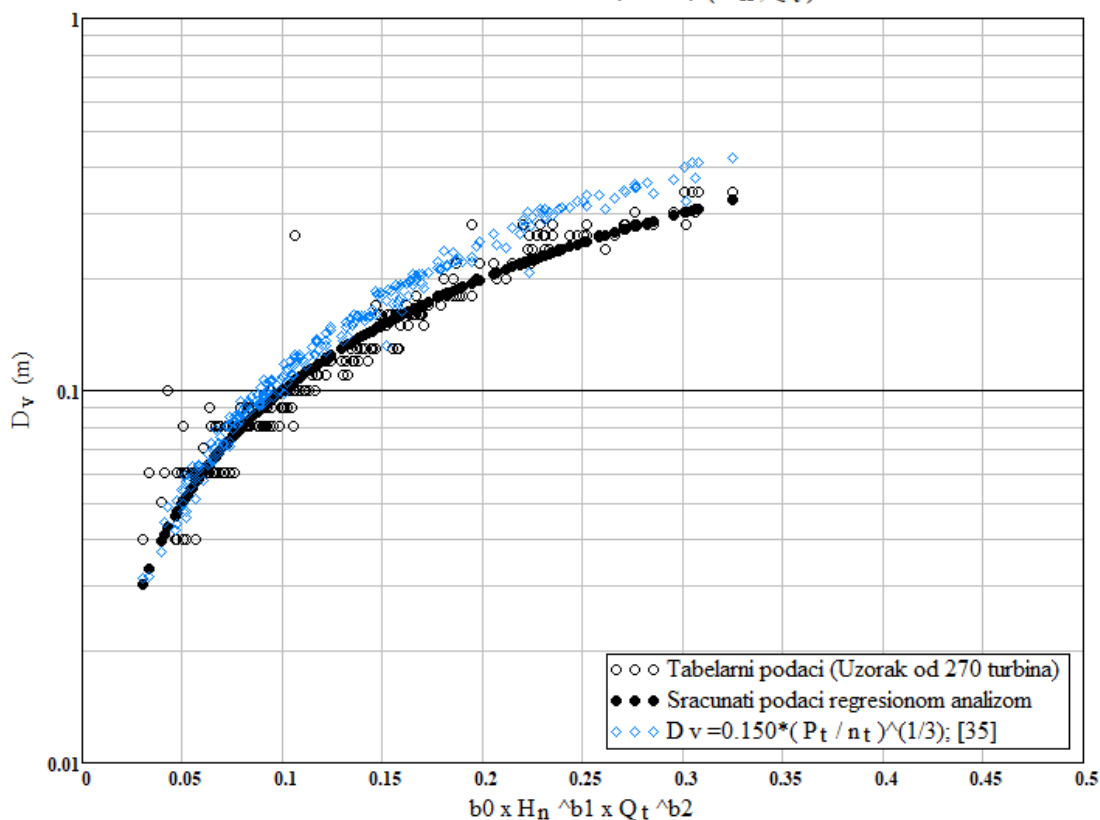
Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2.1.) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1b.

Koeficijenti jednačine: $D_v = b_0 \cdot H_n^{b_1} \cdot Q_t^{b_2}$			Indeks korelacije
b_0	b_1	b_2	R^2
0.06292	0.17622	0.41733	0.94

tako da se prečnik vratila turbine (D_v) u funkciji pada (H_n) i protoka (Q_t) računa prema 2.8

$$D_v = 0.06292 \cdot H_n^{0.17622} \cdot Q_t^{0.41733} \quad (2.8)$$

Prečnik vratila turbine $D_v = D_v(H_n, Q_t)$



Slika 2.11 Prikaz prečnika vratila turbine (D_v) izvedenih turbina i sračunate vrednosti prečnika vratila po funkciji $D_v = D_v(H_n, Q_t)$ dobijenoj regresionom analizom ($R^2 = 0.94$)

Na osnovu baze podataka za koju je izvršena regresiona analiza vidi se da su se proizvođači opredeljivali za standardne dimenzije prečnika vratila 0.040m, 0.050m, 0.060m, 0.070m, 0.080m, 0.090m, 0.100m, 0.110m, itd.

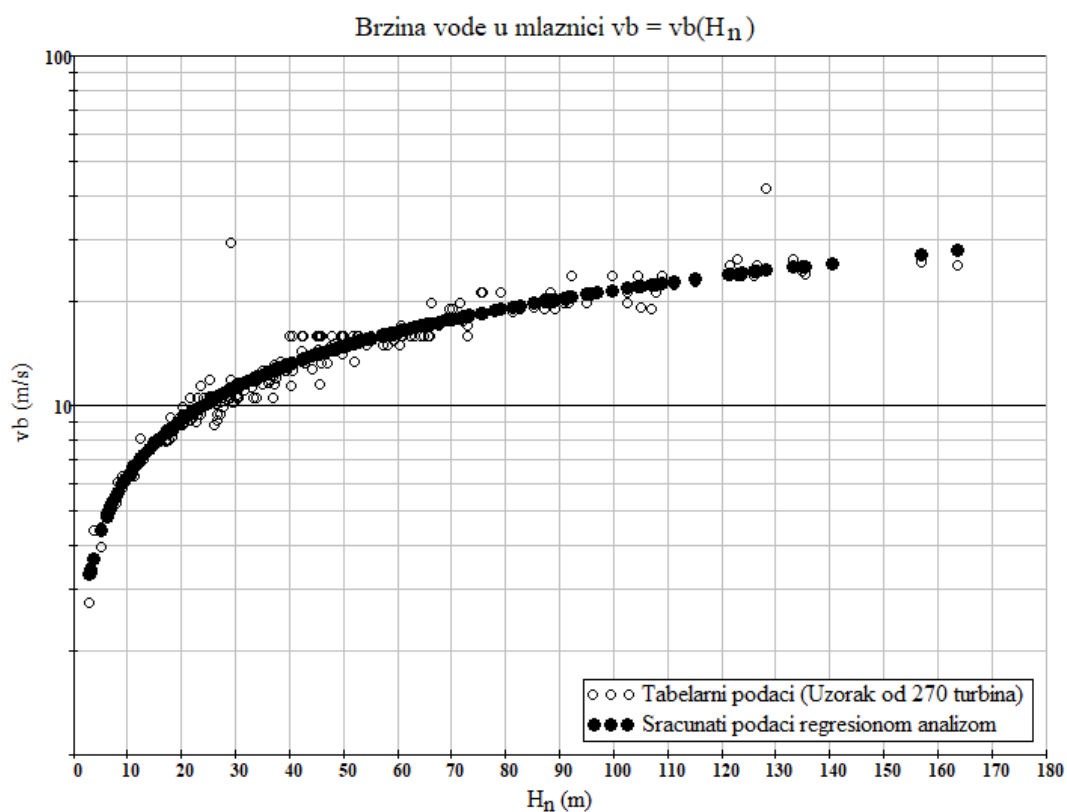
2.1.8. Brzina strujanja vode u mlaznici; $v_b = v_b(H_n)$

Regresionom analizom razmatrane baze podataka (Tabela 2.1.) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1a.

Koeficijenti jednačine: $Dv = b_0 \cdot H_n^{b_1}$		Indeks korelacije
b0	b1	R^2
1.86466	0.52922	0.91

tako da se brzina vode u mlaznici (v_b) u funkciji pada (H_n) i protoka (Q_t) računa prema jednačini 2.9

$$v_b = 1.86466 \cdot H_n^{0.52922} \quad (2.9.)$$

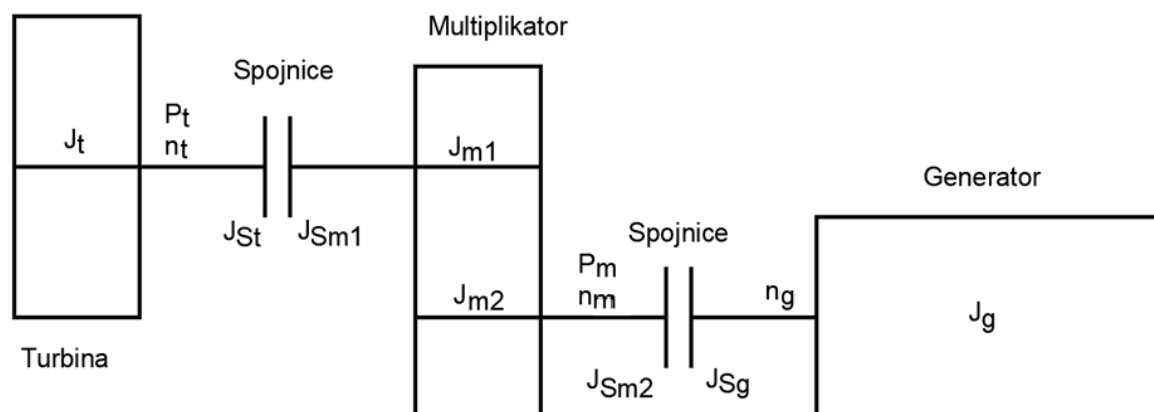


Slika 2.12 Prikaz brzine vode u mlaznici (v_b) izvedenih turbina i sračunate vrednosti brzine vode u mlaznici u funkciji $v_b = v_b(H_n)$ dobijenoj regresionom analizom ($R^2=0.91$)

Na osnovu baze podataka za koju je izvršena regresiona analiza vidi se da što je veći pad to je i veća brzina vode u mlaznici. Na većim padovima brzina vode u mlaznici Cross-flow turbina se „približava“ brzini vode mlaznicama kod Pelton turbina.

2.2. Regresione analize za momente inercije

Turbinski agregat je jedan od elementa sistema hidropostrojenja koji je najteže matematički modelirati zbog svoje kompleksnosti. Pri proračunu nestacionarnih režima jedan od bitnih podataka koji utiče na ponašanje sistema u nestacionarnim režimima je moment inercije turbinskog agregata. Momenti inercije pojedinih delova sistema turbinskog agregata su funkcija geometrije uređaja, snage i broja obrtaja.



Slika 2.13 Turbinski agregat i prikaz momenata inercije pojedinih elemenata

Pri definisanju momenta inercije turbinskog agregata potrebno je da se znaju pojedinačni momenti inercije sledećih elemenata turbinskog agregata:

J_t	kgm^2	Moment inercije turbine
J_{St}	kgm^2	Moment inercije spojnice turbine
J_{Sm1}	kgm^2	Moment inercije spojnice multiplikatora – veza sa turbinom
J_{m1}	kgm^2	Moment inercije ulaznog sklopa zupčanika multiplikatora
J_{m2}	kgm^2	Moment inercije izlaznog sklopa zupčanika multiplikatora
J_{Sm2}	kgm^2	Moment inercije spojnice multiplikatora – veza sa generatorom
J_{Sg}	kgm^2	Moment inercije spojnice generatora – veza sa multiplikatorom
J_g	kgm^2	Moment inercije generatora

U analizama nestacionarnih režima u literaturi se zavisnost momenta inercije definiše regresionim analizama kao funkcija snage i broja obrtaja. U literaturi [03] se mogu naći samo momenti inercije generatora, dok za turbinu i ostale elemente je teško naći momente inercije. Momenti inercije turbine se mogu dobiti tek kada se definiše prečnik i broj obrtaja turbine. Ovim poglavljem su na osnovu podataka iz kataloga pojedinih proizvođača i podataka o geometriji pojedinih elemenata sistema regresionim analizama definisane vrednosti momenta inercije pojedinih delova sistema i turbinskog agregata u celini.

2.2.1. Moment inercije radnog kola turbine

Na osnovu podataka iz literature ([34], [11]) moment inercije turbinskog agregata se sastoji od momenta inercije diskova, lopatica radnog kola turbine, vratila i vode u radnom kolu.

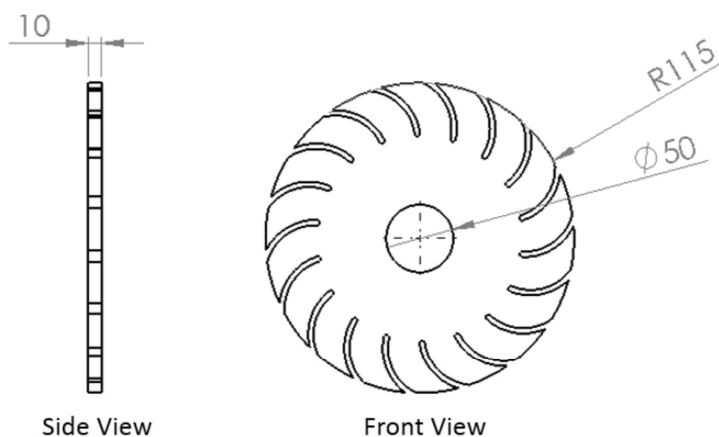
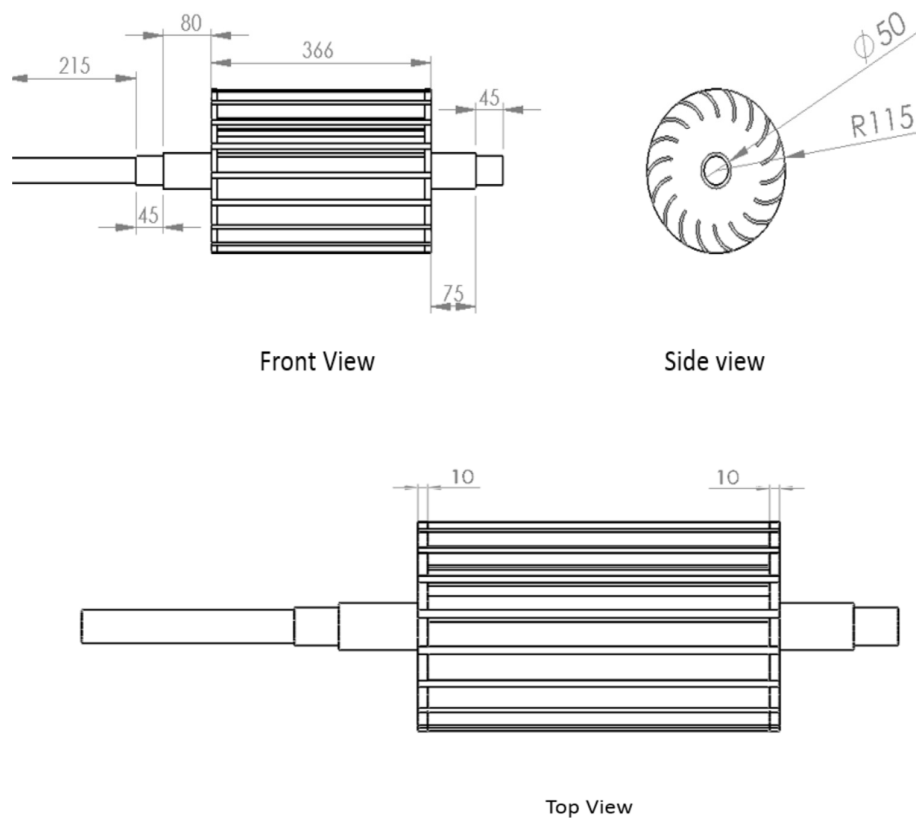
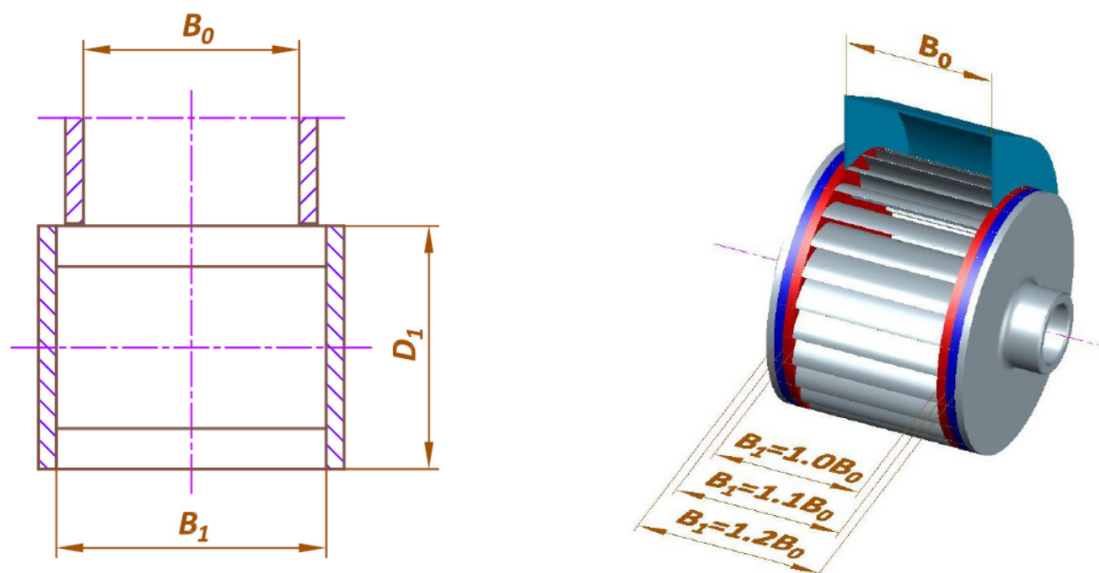


Fig. 3: Side disks

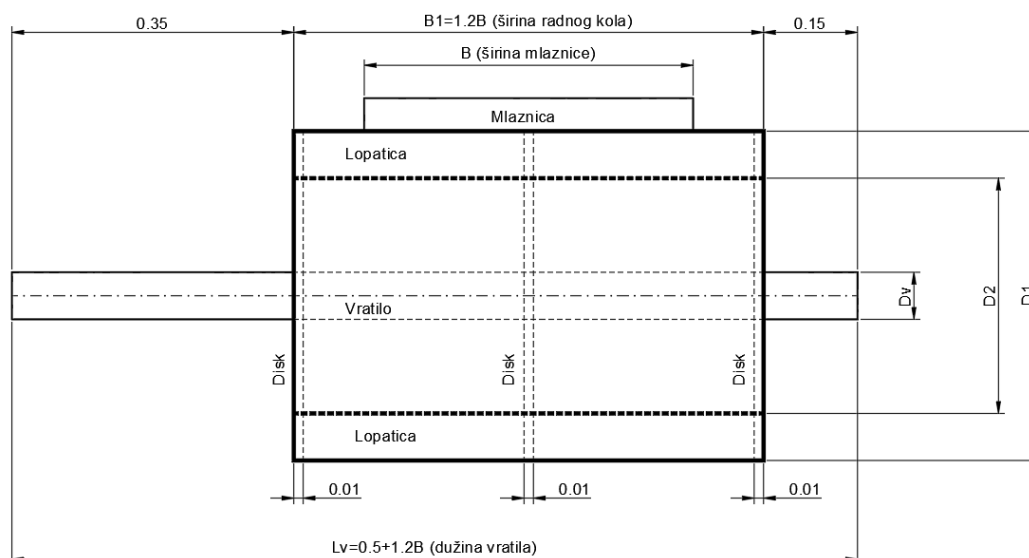


Slika 2.14 Osnovni delovi radnog kola Cross-flow turbine. Slika preuzeta iz [34]



Slika 2.15 Širina radnog kola Cross-flow turbine. Slika preuzeta iz [8]

U skladu sa nevedenim podacima o sklopu rotirajućih masa formirana je skica sa osnovnim geometrijskim podacima rotirajućih masa (Slika 2.2.1.3.)



Slika 2.16 Geometrija rotirajućih elemenata turbine

Određivanje momenta inercije rotirajućih elemenata turbine se svodi na proračunavanje pojedinih momenata inercije:

- momen inercije diskova,
- moment inercije lopatica radnog kola turbine,
- moment inercije vratila turbine i
- moment inercije vode u radnom kolu turbine.

Na osnovu podataka o geometriji Cross-flow turbina (tabela 2.1.) sračunati su momenti inercije pojedinih rotirajućih elemenata turbine.

Prečnik radnog kola turbine D_1

U regresionim analizama koriste se podaci iz tabele 2.1.1.

Prečnik D_2

Prema [04] prečnik D_2 se računa kao: $D_2 = D_1 - 2 \cdot 0.17 \cdot D_1$

Rastojanje između lopatica radnog kola (t)

Prema [04] rastojanje između lopatica radnog kola se računa kao: $t = 0.174 \cdot D_1$

Broj lopatica radnog kola (Z)

Prema [04] broj lopatica radnog kola se računa kao: $Z = \text{Ceo deo od } (D_1 \cdot \pi / t + 1)$

Širina mlaznice B

U regresionim analizama koriste se podaci iz tabele 2.1.1.

Prečnik vratila turbine D_v

U regresionim analizama koriste se podaci iz tabele 2.1.1.

Dužina radnog kola (B_1)

Prema [04] dužina radnog kola se računa kao: $B_1 = 1.2 \cdot B$

Dužina vratila (L_v)

Prema [04] dužina vratila radnog kola se računa kao: $L_v = B_1 + 0.5$

Debljina lopatice radnog kola (t_b)

Debljina lopatice radnog kola prema [04] se računa kao: $t_b = D_1 \cdot (0.0177 + 0.0185) / 2$

Proračun momenta inercije diskova (J_{Diskovi})

Broj diskova	Z diskova	-	3
Debljina diska	δ_{Disk}	m	0.01
Gustina čelika	ρ_c	kg/m ³	7850
Zapremina jednog diska	V Disk 1	m ³	$(D_1^2 \cdot \pi / 4) \cdot \delta_{\text{Disk}}$
Masa jednog diska	M Disk 1	kg	V Disk 1 $\cdot \rho_c$
Masa svih diskova	M Diskova	kg	Z diskova $\cdot M_{\text{Disk 1}}$
Moment inercije diskova	J Diskovi	kgm ²	M Diskova $\cdot (D_1/2)^2 / 2$

Proračun momenta inercije vratila (J_{Vratilo})

Prečnik vratila	D_v	m	Tabela 2.1.
Širina mlaznice	B	m	Tabela 2.1.
Dužina radnog kola	B_1	m	$B_1 = 1.2 \cdot B$
Dužina vratila	L_v	m	$L_v = B_1 + 0.5$
Gustina čelika	ρ_c	kg/m ³	7850
Zapremina vratila	V Vratilo	m ³	$(D_v^2 \cdot \pi / 4) \cdot L_v$
Masa vratila	M Vratilo	kg	V Vratilo $\cdot \rho_c$
Moment inercije vratila	J Vratilo	kgm ²	M Vratilo $\cdot (D_v/2)^2 / 2$

Proračun momenta inercije lopatica (J_Lopatice)

Prečnik radnog kola	D_1	m	Tabela 2.1.
Prečnik D2	D_2	m	$D_2 = D_1 - 2 \cdot 0.17 \cdot D_1$
Širina mlaznice	B	m	Tabela 2.1.1.
Dužina radnog kola	B_1	m	$B_1 = 1.2 \cdot B$
Dužina vratila	L_v	m	$L_v = B_1 + 0.5$
Debljina lopatice	tb	m	$D_1 \cdot (0.0177 + 0.0185) / 2$
Rastojanje između lopatica radnog kola	tl	m	$0.174 \cdot D_1$
Broj lopatica radnog kola	Z	-	Ceo deo od $(D_1 \cdot \pi / t + 1)$
Gustina čelika	ρ_c	kg/m ³	7850
Masa jedne lopatice radnog kola	$M_{Lopatica}$	kg	$\rho_c \cdot B_1 \cdot [(D_1 - D_2) / 2] \cdot tb$
Sopstveni moment inercije jedne lopatice	J_{o_L1}	kgm ²	$M_{lopatica} \cdot \{tb^2 + [(D_1 - D_2) / 2]^2\}^2 / 12$
Poluprečnik težišta lopatica radnog kola	R_{LT}	m	$(D_1 + D_2) / 4$
Moment inercije jedne lopatice	J_{L1}	kgm ²	$J_{o_L1} + M_{Lopatica} \cdot R_{LT}^2$
Moment inercije svih lopatica	$J_{Lopatice}$	kgm ²	$Z \cdot J_{L1}$

Proračun momenta inercije vode u radnom kolu (J_Voda)

Budući da se radi o Cross-flow turbini pošlo se od pretpostavke da je polovina radnog kola ispunjena vodom.

Prečnik radnog kola	D_1	m	Tabela 2.1.
Prečnik D2	D_2	m	$D_2 = D_1 - 2 \cdot 0.17 \cdot D_1$
Širina mlaznice	B	m	Tabela 2.1.1.
Dužina radnog kola	B_1	m	$B_1 = 1.2 \cdot B$
Gustina vode	ρ_v	kg/m ³	1000
Masa vode	M_{Vode}	kg	$(1/2) \cdot \rho_v (D_1^2 - D_2^2) \cdot (\pi/4) \cdot B$
Moment inercije vode	J_{Vode}	kgm ²	$(1/2) \cdot M_{Vode} \cdot (D_1^2 + D_2^2)$

Ukupan moment inercije rotirajućih elemenata radnog kola turbine

Ukupan moment inercije rotirajućih elemenata radnog kola turbine se računa kao algebarski zbir pojedinih elemenata

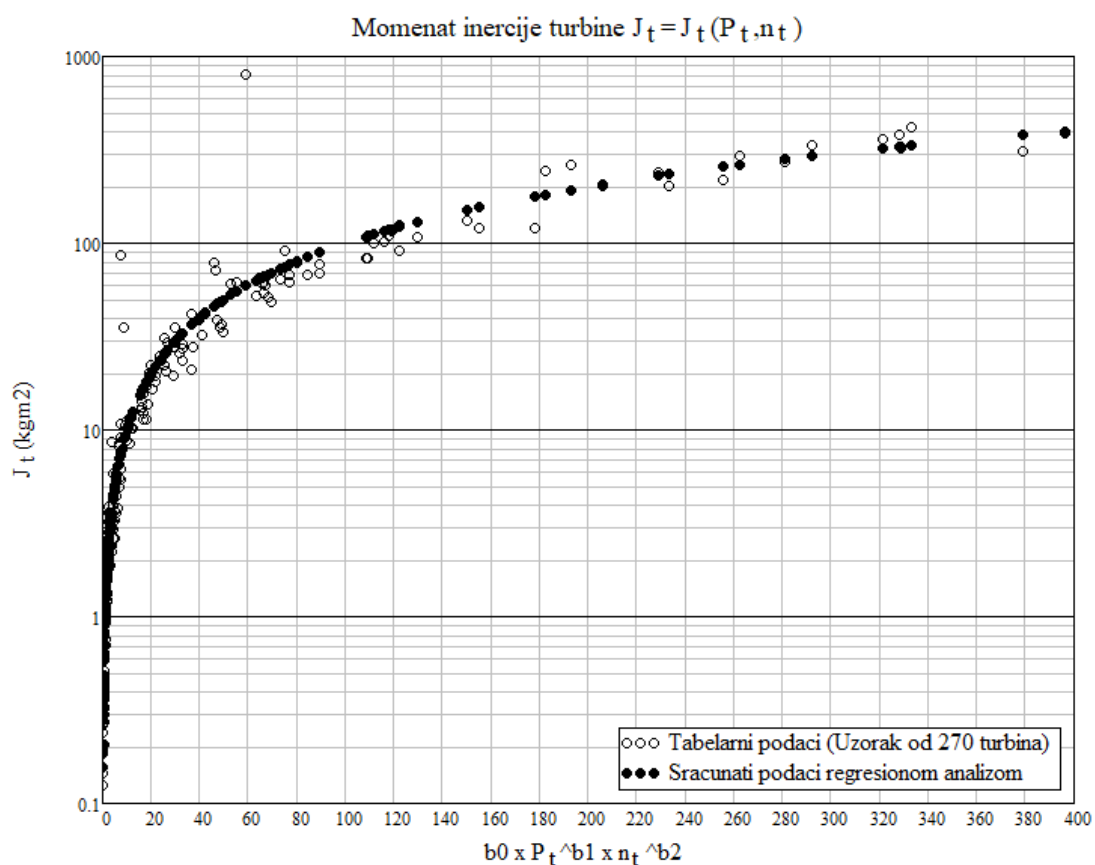
$$J_T = J_{Diskovi} + J_{Vratilo} + J_{Lopatice} + J_{Vode} \quad (2.10)$$

U skladu sa podacima u tabeli 2. 1. i na osnovu urađene regresione analize gde je tražena zavisnost momenta inercije rotirajućih delova turbine (J_T) kao funkcija snage na vratilu turbine (P_t) i broja obrtaja turbine (n_t) dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1.1b.

Koeficijenti jednačine: $J_T = b_0 \cdot P_t^{b_1} \cdot n_t^{b_2}$			Indeks korelacije
b_0	b_1	b_2	R^2
95049.160	1.08457	-2.46751	0.94

tako da se moment inercije rotirajućih delova turbine (J_t) u funkciji snage na vratilu turbine (P_t) i broja obrtaja turbine (n_t) računa prema jednačini 2.11

$$J_t = 95049.160 \cdot P_t^{1.08457} \cdot n_t^{-2.46751} \quad (2.11)$$



Slika 2.17 Prikaz momenta inercije rotirajućih delova turbine (J_T) izvedenih turbina i sračunate vrednosti momenta inercije rotirajućih delova turbine po funkciji $J_t(P_t, n_t)$ dobijenoj regresionom analizom (indeks korelacije $R^2=0.94$)

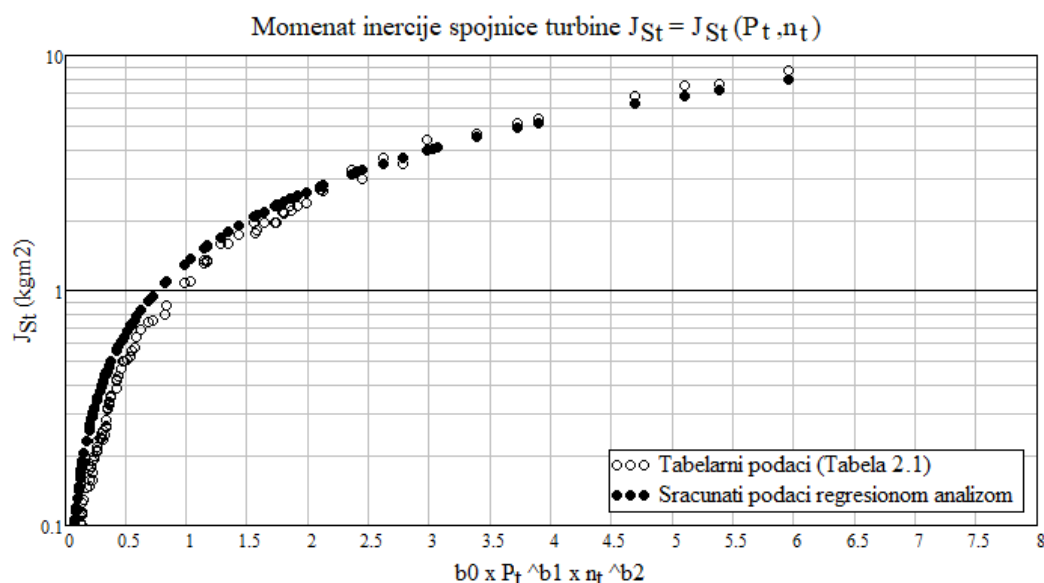
2.2.2. Moment inercije spojnice

U praksi, kod Cross-flow turbina multiplikator je izveden sa zupčanicima i stepen iskorišćenja jednog ovakvog uređaja je 98%, tako da je snaga koju turbina (P_t) predaje multiplikatoru na izlasku iz multiplikatora cca $0.98 \cdot P_t$. Na osnovu ovoga, pri dimenzionisanju spojnice, može se usvojiti da je ista merodavna snaga za definisanje spojnice na ulasku i izlasku iz multiplikatora. Prema preporukama proizvođača Flender [46] spojnice kod Cross-flow turbina se dimenzionišu minimum sa rezervom od 25% u odnosu na maksimalnu snagu (moment). U skladu sa kataloškim podacima proizvođača Flender [46] i podataka o turbinama datih u tabeli 2.1. urađene su regresione analize gde je tražena zavisnost momenta inercije spojnice (J_{St}) kao funkcija snage na vratilu turbine (P_t) i broja obrtaja turbine (n_t). Dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1.1b.

Koeficijenti jednačine: $J_{St} = b_0 \cdot P_t^{b_1} \cdot n_t^{b_2}$			Indeks korelacije
b0	b1	b2	R^2
0.2063	1.25854	-1.36097	0.99

tako da se moment inercije spojnice na vratilu turbine (J_{St}) u funkciji snage na vratilu turbine (P_t) i broja obrtaja turbine (n_t) računa prema jednačini 2.12

$$J_{St} = J_{Sm1} = 0.2063 \cdot (1.25 \cdot P_t)^{1.25854} \cdot n_t^{-1.36097} \quad (2.12)$$



Slika 2.18 Prikaz momenta inercije spojnice na vratilu turbine (J_{St}) izvedenih turbina i sračunate vrednosti momenta inercije spojnice dobijenih regresionom analizom (indeks korelacije $R^2=0.99$)

Moment inercije spojnice između multiplikatora (J_{Sm2}) i generatora (J_{Sg}) se računaju u funkciji snage na vratilu turbine (P_t) i broja obrtaja generatora (n_g) računa prema jednačini 2.13

$$J_{Sg} = J_{Sm2} = 0.2063 \cdot (1.25 \cdot 0.98 \cdot P_t)^{1.25854} \cdot n_g^{-1.36097} \quad (2.13)$$

2.2.3. Moment inercije multiplikatora

Prečnik radnog kola Cross-flow turbine (D_1) i broj obrtaja Cross-flow turbine (n_t) realno je uslovljen neto padom (H_n) i protokom turbine (Q_t). Ovako izabrana turbina treba da se spregne sa generatorom koji se obrće na sinhronom broju obrtaja. Ovo se otvaruje instalacijom multiplikatora između Cross-flow turbine i generatora. Multiplikator ima svoju inerciju i pri definisanju inercije multiplikatora korišćeni su podaci o inerciji standarnih multiplikatora proizvođača Flender [47].

Tabela 2.4 Tabela podaci za multiplikatore proizvođača Flender [47]

R.br	iN	J_{M1}	P_t	R.br	iN	J_{M1}	P_t
[-]	[-]	[kgm ²]	[kW]	[-]	[-]	[kgm ²]	[kW]
1	1.22	0.0366	251.0	84	2.49	0.4525	1,090.0
2	1.22	0.0656	318.0	85	2.49	0.8245	1,750.0
3	1.22	0.1195	422.0	86	2.49	1.5150	2,060.0
4	1.22	0.1900	590.0	87	2.49	2.6000	2,900.0
5	1.22	0.3300	827.0	88	2.49	4.8800	4,440.0
6	1.22	0.5975	1,370.0	89	2.76	0.0143	141.0
7	1.22	0.9730	1,660.0	90	2.76	0.0279	213.0
8	1.22	1.8650	2,240.0	91	2.76	0.0450	276.0
9	1.22	3.2400	2,700.0	92	2.76	0.0808	404.0
10	1.22	5.8550	4,090.0	93	2.76	0.1340	546.0
11	1.22	10.2500	5,490.0	94	2.76	0.2415	752.0
12	1.35	0.0334	239.0	95	2.76	0.3930	1,010.0
13	1.35	0.0572	314.0	96	2.76	0.7085	1,460.0
14	1.35	0.1065	398.0	97	2.76	1.2950	1,900.0
15	1.35	0.1700	590.0	98	2.76	2.5100	2,780.0
16	1.35	0.2985	821.0	99	2.76	4.1500	4,080.0
17	1.35	0.5375	1,350.0	100	3.05	0.0126	126.0
18	1.35	0.9005	1,640.0	101	3.05	0.0233	192.0
19	1.35	1.6650	2,220.0	102	3.05	0.0393	248.0
20	1.35	2.9300	2,680.0	103	3.05	0.0662	372.0
21	1.35	5.2300	4,060.0	104	3.05	0.1330	524.0
22	1.35	9.2600	5,460.0	105	3.05	0.2125	713.0
23	1.50	0.0281	220.0	106	3.05	0.3390	915.0
24	1.50	0.0531	294.0	107	3.05	0.6575	1,440.0
25	1.50	0.0952	373.0	108	3.05	1.1250	1,730.0
26	1.50	0.1485	590.0	109	3.05	2.0700	2,510.0
27	1.50	0.2695	814.0	110	3.05	4.0800	3,930.0
28	1.50	0.4400	1,240.0	111	3.38	0.0120	120.0
29	1.50	0.7525	1,540.0	112	3.38	0.0224	177.0
30	1.50	1.4600	2,210.0	113	3.38	0.0380	237.0
31	1.50	2.6950	2,660.0	114	3.38	0.0639	333.0
32	1.50	4.5700	4,000.0	115	3.38	0.1105	473.0
33	1.50	8.3550	5,420.0	116	3.38	0.1740	621.0
34	1.66	0.0253	207.0	117	3.38	0.3230	886.0
35	1.66	0.0461	271.0	118	3.38	0.5450	1,180.0
36	1.66	0.0839	354.0	119	3.38	1.0700	1,620.0
37	1.66	0.1320	564.0	120	3.38	1.9800	2,390.0
38	1.66	0.2470	804.0	121	3.38	3.4700	3,570.0
39	1.66	0.3930	1,160.0	122	3.74	0.0094	101.0

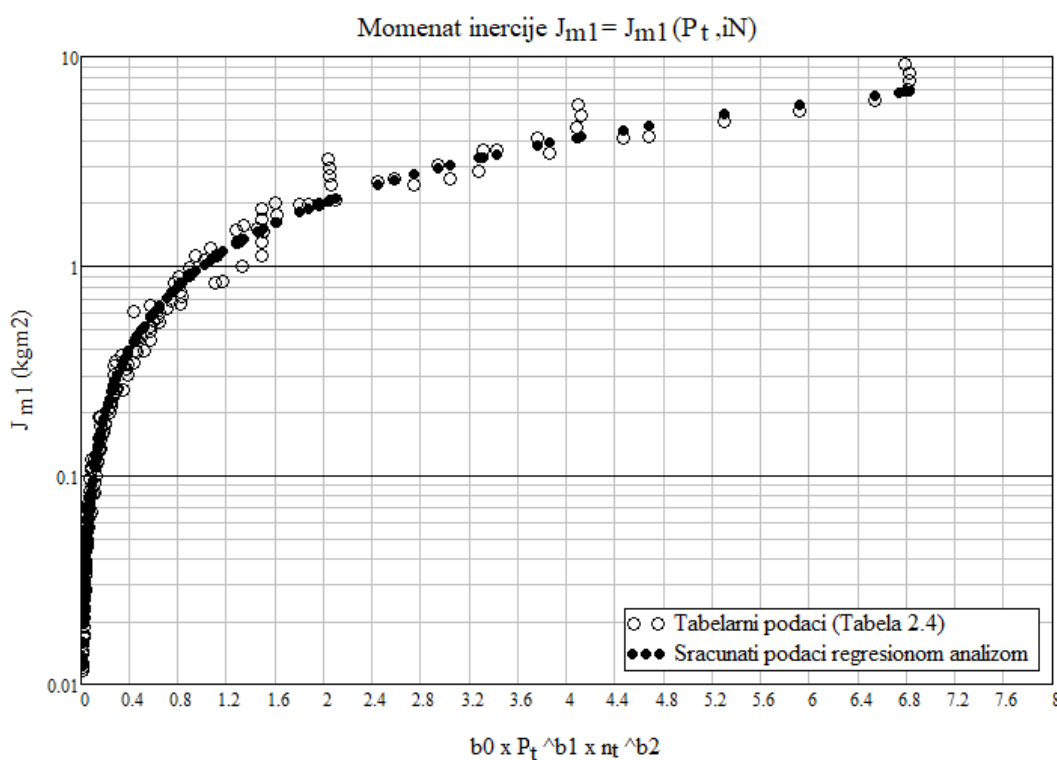
R.br	iN	J _{M1}	P _t	R.br	iN	J _{M1}	P _t
[-]	[-]	[kgm ²]	[kW]	[-]	[-]	[kgm ²]	[kW]
40	1.66	0.6820	1,450.0	123	3.74	0.0173	159.0
41	1.66	1.3000	2,180.0	124	3.74	0.0332	204.0
42	1.66	2.4300	2,640.0	125	3.74	0.0496	279.0
43	1.66	4.0650	3,770.0	126	3.74	0.0907	427.0
44	1.66	7.6800	5,370.0	127	3.74	0.1600	588.0
45	1.84	0.0231	195.0	128	3.74	0.2605	780.0
46	1.84	0.0428	256.0	129	3.74	0.4850	1,140.0
47	1.84	0.0736	319.0	130	3.74	0.8830	1,400.0
48	1.84	0.1170	528.0	131	3.74	1.5500	1,890.0
49	1.84	0.2225	746.0	132	3.74	2.8100	3,210.0
50	1.84	0.3870	1,070.0	133	4.13	0.0089	91.2
51	1.84	0.6285	1,380.0	134	4.13	0.0153	134.0
52	1.84	1.1250	2,150.0	135	4.13	0.0287	201.0
53	1.84	1.9500	2,470.0	136	4.13	0.0476	263.0
54	1.84	3.6000	3,530.0	137	4.13	0.0834	322.0
55	1.84	6.9050	5,310.0	138	4.13	0.1490	515.0
56	2.03	0.0209	182.0	139	4.13	0.2570	748.0
57	2.03	0.0380	230.0	140	4.13	0.4470	996.0
58	2.03	0.0696	321.0	141	4.13	0.8275	1,340.0
59	2.03	0.1150	513.0	142	4.13	1.4800	1,820.0
60	2.03	0.1995	710.0	143	4.13	2.6250	3,040.0
61	2.03	0.3445	1,030.0	144	4.57	0.0070	75.5
62	2.03	0.5665	1,280.0	145	4.57	0.0140	114.0
63	2.03	0.9920	1,990.0	146	4.57	0.0264	173.0
64	2.03	1.9600	2,390.0	147	4.57	0.0413	197.0
65	2.03	3.5450	3,430.0	148	4.57	0.0789	347.0
66	2.03	6.1850	5,130.0	149	4.57	0.1190	423.0
67	2.25	0.0188	170.0	150	4.57	0.2050	632.0
68	2.25	0.0352	242.0	151	4.57	0.3715	812.0
69	2.25	0.0626	323.0	152	4.57	0.6510	1,120.0
70	2.25	0.0988	475.0	153	4.57	1.2100	1,620.0
71	2.25	0.1780	649.0	154	4.57	2.4400	2,830.0
72	2.25	0.2985	956.0	155	5.06	0.0065	58.2
73	2.25	0.5080	1,190.0	156	5.06	0.0117	87.6
74	2.25	0.8475	1,830.0	157	5.06	0.0208	115.0
75	2.25	1.7450	2,220.0	158	5.06	0.0357	183.0
76	2.25	3.0400	3,160.0	159	5.06	0.0641	248.0
77	2.25	5.5100	4,790.0	160	5.06	0.1095	367.0
78	2.49	0.0168	159.0	161	5.06	0.1890	488.0
79	2.49	0.0287	223.0	162	5.06	0.3500	734.0
80	2.49	0.0559	301.0	163	5.06	0.6075	942.0
81	2.49	0.0828	446.0	164	5.06	1.1100	1,490.0
82	2.49	0.1580	594.0	165	5.06	2.0050	2,040.0
83	2.49	0.2565	879.0				

U skladu sa kataloškim podacima proizvođača Flender (tabela 2.4) urađene su regresione analize gde je tražena zavisnost momenta inercije ulaznog sklopa multiplikatora (J_{m1}) kao funkcija snage na vratilu turbine (P_t) i prenosnog odnosa (iN). Dobijeni su koeficijenti jednačine 2.1b.

Koeficijenti jednačine: $J_{m1}=b_0 \cdot P_t^{b1} \cdot iN^{b2}$			Indeks korelacije
b_0	b_1	b_2	R^2
0.00000320	1.68687	0.16585	0.94

tako da se moment inercije ulaznog sklopa multiplikatora (J_{m1}) u funkciji snage na vratilu turbine (P_t) i prenosnog odnosa multiplikatora (iN) računa prema jednačini 2.14

$$J_{m1} = 0.00000320 \cdot P_t^{1.68687} \cdot (iN)^{0.16585} \quad (2.14)$$



Slika 2.19 Prikaz momenta inercije ulaznog sklopa multiplikatora i sračunate vrednosti momenta inercije multiplikatora dobijenih regresionom analizom (indeks korelacije $R^2=0.94$)

Moment inercije ulaznog sklopa multiplikatora (J_{m2}) u funkciji snage na vratilu turbine (P_t) i prenosnog odnosa multiplikatora (iN) računa prema 2.15.

$$J_{m2} = \frac{J_{m1}}{iN^2} = \frac{0.00000320 \cdot P_t^{1.68687} \cdot (iN)^{0.16585}}{iN^2} \quad (2.15)$$

2.2.4. Moment inercije generatora [$J_g=J_g(P_g,n_g)$] i masa generatora [$M_g=M_g(P_g,n_g)$]

Cross-flow turbine se pogone horizontalnim generatorima u standardnom izvođenju. U zavisnosti od proizvođača do proizvođača postoje određena odstupanja u masi i momentu inercije generatora koja su posledica konstruktivnih rešenja i primenjenih materijala.

U nastavku su razmatrane vrednosti momenta inercije tri proizvođača generatora (NES [37], Marelli [38], AEM [39]) i na osnovu njihovih kataloških podataka, u skladu sa oblikom jednačine (2.1.1b.) definisane su jednačine za proračun mase generatora i momenta inercije razmatranih kataloških generatora.

$$M_g = b_{0M} \cdot n_g^{b_{1M}} \cdot P_g^{b_{2M}} \quad (2.16)$$

$$J_g = b_{0J} \cdot n_g^{b_{1J}} \cdot P_g^{b_{2J}} \quad (2.17)$$

Gde su:

M_g	kg	Masa generatora
J_g	kgm^2	Moment inercije generatora
n_g	min^{-1}	Broj obrtaja generatora
P_g	kW	Snaga generatora
b_{0M} b_{1M} b_{2M}	-	Koeficijenti jednačine 2.16
b_{0J} b_{1J} b_{2J}	-	Koeficijenti jednačine 2.17

Koeficijenti (b_{0M}, b_{1M}, b_{2M} i b_{0J}, b_{1J}, b_{2J}) su određeni na bazi dostupnih kataloških podataka (tabele 2.5, 2.6 i 2.7) navedenih proizvođača primenom polinomijalne regresije [40] a ocena tačnosti polinomijalne regresije je definisana indeksom (krivolinijske) korelacije R^2 .

Za svaki od navedenih proizvođača urađeni su pojedinačni proračuni i na kraju je urađen zbirni proračun koeficijenata koji je obuhvatio sve tri datoteke.

Na osnovu urađenih proračuna formirane su tabele 2.8. i 2.9. gde su prikazane respektivno funkcije zavisnosti mase generatora i polarnog momenta inercije rotirajućih delova generatora u funkciji broja obrtaja i izlazne snage generatora.

Tabela 2.5 Kataloški podaci za generatore proizvođača NES [37]

Redni broj	Marelli sinhroni generatori Model	Br.Obtaja n Gen T [min ⁻¹]	Izlazna prividna snaga		Izlazna aktivna snaga		Moment inercije		Masa	
			S [kVA]	P Gen T [kW]	J gen T [kgm ²]	M Gen T [kg]				
0	NEG 160 SA4	1500	14.8	11.8	0.11	120				
1	160 SB4	1500	17.4	13.9	0.12	130				
2	160 SC4	1500	20.1	16.1	0.14	140				
3	160 MA4	1500	24.4	19.5	0.16	165				
4	160 MB4	1500	27.9	22.3	0.17	175				
5	200 SA4	1500	36.5	29.2	0.28	215				
6	200 SB4	1500	42.0	33.6	0.30	220				
7	200 MA4	1500	54.0	43.2	0.36	260				
8	200 MB4	1500	63.0	50.4	0.43	300				
9	225 SA4	1500	74.0	59.2	0.63	345				
10	225 SB4	1500	80.0	64.0	0.70	350				
11	225 MA4	1500	92.0	73.6	0.80	390				
12	225 LA4	1500	115.0	92.0	0.92	420				
13	250 MA4	1500	145.0	116.0	1.13	530				
14	250 MB4	1500	160.0	128.0	1.30	590				
15	250 LA4	1500	190.0	152.0	1.47	660				
16	250 LB4	1500	220.0	176.0	1.77	710				
17	315 SA4	1500	260.0	208.0	3.66	830				
18	315 SB4	1500	305.0	244.0	4.25	920				
19	315 MA4	1500	355.0	284.0	4.80	1060				
20	315 MB4	1500	390.0	312.0	5.68	1200				
21	355 SA4	1500	445.0	356.0	7.97	1250				
22	355 SB4	1500	495.0	396.0	9.29	1550				
23	355 MA4	1500	595.0	476.0	11.69	1800				
24	355 MB4	1500	695.0	556.0	13.12	2050				
25	400 MA4	1500	810.0	648.0	16.30	2250				
26	400 MB4	1500	915.0	732.0	17.00	2300				
27	400 LA4	1500	1005.0	804.0	19.30	2550				
28	400 LB4	1500	1135.0	908.0	22.50	2800				
29	450 MB4	1500	1310.0	1048.0	29.00	3200				
30	450 LA4	1500	1440.0	1152.0	34.00	3600				
31	450 LB4	1500	1615.0	1292.0	38.00	4000				
32	500 SC4	1500	1680.0	1344.0	46.70	4000				
33	500 MB4	1500	1920.0	1536.0	52.50	4400				
34	500 LA4	1500	2180.0	1744.0	61.50	5100				
35	560 MA4	1500	2405.0	1924.0	83.00	5200				
36	560 LA4*	1500	2865.0	2292.0	95.00	5700				
37	630 SA4*	1500	2770.0	2216.0	117.00	6350				
38	630 MA4*	1500	3000.0	2400.0	140.00	7000				
39	NEG 400 SA6	1000	350.0	280.0	11.80	1450				
40	400 SB6	1000	390.0	312.0	14.10	1600				
41	400 SC6	1000	435.0	348.0	16.80	1800				
42	400 MA6	1000	540.0	432.0	17.90	2200				
43	400 MB6	1000	610.0	488.0	19.40	2260				
44	400 LA6	1000	695.0	556.0	20.90	2530				
45	400 LB6	1000	845.0	676.0	24.20	2750				
46	500 SA6	1000	915.0	732.0	50.50	3200				
47	500 SC6	1000	1160.0	928.0	64.70	3800				
48	500 MB6	1000	1395.0	1116.0	73.60	4400				
49	500 LA6	1000	1630.0	1304.0	88.90	5100				
50	560 MA6	1000	1785.0	1428.0	115.00	5200				
51	560 LA6	1000	2125.0	1700.0	135.00	5700				
52	630 SC6	1000	1890.0	1512.0	170.00	7000				
53	630 MA6	1000	2260.0	1808.0	190.00	7500				
54	630 LA6	1000	2680.0	2144.0	230.00	8100				
55	NEG 400 SA8	750	210.0	168.0	13.50	1450				
56	400 SB8	750	270.0	216.0	16.20	1600				
57	400 SC8	750	315.0	252.0	19.10	1800				
58	400 MA8	750	375.0	300.0	20.60	2200				
59	400 MB8	750	445.0	356.0	22.40	2260				
60	400 LA8	750	525.0	420.0	24.10	2530				
61	400 LB8	750	645.0	516.0	25.40	2750				
62	500 SA8	750	715.0	572.0	55.10	3200				
63	500 SC8	750	890.0	712.0	74.20	3800				
64	500 MB8	750	1105.0	884.0	82.20	4400				
65	500 LA8	750	1310.0	1048.0	95.00	5100				
66	560 MA8	750	1395.0	1116.0	130.00	5200				
67	560 LA8	750	1665.0	1332.0	155.00	5700				
68	630 SC8	750	1430.0	1144.0	160.00	7100				
69	630 MA8	750	1710.0	1368.0	190.00	7500				
70	630 LA8	750	2260.0	1808.0	240.00	8200				
71	NEG 500 SA10	600	520.0	416.0	57.00	3300				
72	500 SC10	600	650.0	520.0	67.00	3800				
73	500 MB10	600	760.0	608.0	85.00	4500				
74	500 LA10	600	840.0	672.0	102.00	4900				
75	630 SC10	600	1040.0	832.0	140.00	7300				
76	630 MA10	600	1240.0	992.0	160.00	7700				
77	630 MB10	600	1460.0	1168.0	180.00	7900				
78	630 LA10	600	1520.0	1216.0	210.00	8200				

Tabela 2.6 Kataloški podaci za generatore proizvođača Marelli [38]

Redni broj	Marelli Model	Br. Obrtaja n Gen T [min ⁻¹]	Izlazna prividna snaga		Izlazna aktivna snaga		Moment inercije		Masa	
			S [kVA]	P Gen T [kW]	J gen T [kgm ²]	M Gen T [kg]				
0	MJB 160 XA4	1500	11.2	9.0	0.10	109				
1	MJB 160 SA4	1500	13.6	10.9	0.11	129				
2	MJB 160 SB4	1500	16.0	12.8	0.12	140				
3	MJB 160 SC4	1500	18.4	14.7	0.14	150				
4	MJB 160 MA4	1500	22.4	17.9	0.16	178				
5	MJB 160 MB4	1500	25.6	20.5	0.17	188				
6	MJB 200 SA4	1500	33.6	26.9	0.28	219				
7	MJB 200 SB4	1500	40.0	32.0	0.30	225				
8	MJB 200 MA4	1500	49.6	39.7	0.36	264				
9	MJB 200 MB4	1500	60.0	48.0	0.43	305				
10	MJB 225 SA4	1500	68.0	54.4	0.63	345				
11	MJB 225 SB4	1500	73.6	58.9	0.70	350				
12	MJB 225 MA4	1500	84.0	67.2	0.79	390				
13	MJB 225 LA4	1500	106.0	84.8	0.92	420				
14	MJB 250 MA4	1500	132.0	105.6	1.40	530				
15	MJB 250 MB4	1500	150.0	120.0	1.70	590				
16	MJB 250 LA4	1500	175.0	140.0	1.90	660				
17	MJB 250 LB4	1500	200.0	160.0	2.10	710				
18	MJB 315 SA4	1500	240.0	192.0	3.70	830				
19	MJB 315 SB4	1500	280.0	224.0	4.20	920				
20	MJB 315 MA4	1500	330.0	264.0	4.80	1060				
21	MJB 315 MB4	1500	360.0	288.0	5.70	1200				
22	MJB 355 SA4	1500	410.0	328.0	8.00	1250				
23	MJB 355 SB4	1500	455.0	364.0	9.30	1550				
24	MJB 355 MA4	1500	545.0	436.0	11.70	1800				
25	MJB 355 MB4	1500	640.0	512.0	13.10	2050				
26	MJB 400 MA4	1500	745.0	596.0	16.30	2250				
27	MJB 400 MB4	1500	840.0	672.0	17.00	2300				
28	MJB 400 LA4	1500	920.0	736.0	19.30	2550				
29	MJB 400 LB4	1500	1040.0	832.0	22.50	2800				
30	MJB 450 MB4	1500	1200.0	960.0	29.00	3200				
31	MJB 450 LA4	1500	1320.0	1056.0	34.00	3600				
32	MJB 450 LB4	1500	1500.0	1200.0	38.00	4000				
33	MJB 500 SC4	1500	1600.0	1280.0	46.70	4000				
34	MJB 500 MB4	1500	1760.0	1408.0	52.50	4400				
35	MJB 500 LA4	1500	2000.0	1600.0	61.50	5100				
36	MJB 560 MA4	1500	2120.0	1696.0	83.00	5200				
37	MJB 560 LA4	1500	2560.0	2048.0	95.00	6300				
38	MJB 630 MB4	1500	2640.0	2112.0	140.00	7500				
39	MJB 630 LA4	1500	2880.0	2304.0	158.00	8000				
40	MJB 400 SA6	1000	320.0	256.0	11.80	1450				
41	MJB 400 SB6	1000	360.0	288.0	14.10	1600				
42	MJB 400 SC6	1000	400.0	320.0	16.80	1800				
43	MJB 400 MA6	1000	500.0	400.0	17.90	2000				
44	MJB 400 MB6	1000	560.0	448.0	19.40	2260				
45	MJB 400 LA6	1000	640.0	512.0	20.90	2530				
46	MJB 400 LB6	1000	780.0	624.0	24.20	2750				
47	MJB 450 MB6	1000	835.0	668.0	49.90	3200				
48	MJB 450 LA6	1000	960.0	768.0	55.00	3600				
49	MJB 450 LB6	1000	1090.0	872.0	61.40	3900				
50	MJB 500 MA6	1000	1120.0	896.0	64.70	4150				
51	MJB 500 MB6	1000	1235.0	988.0	73.60	4600				
52	MJB 500 MC6	1000	1280.0	1024.0	80.20	4900				
53	MJB 500 LA6	1000	1345.0	1076.0	88.90	5300				
54	MJB 560 SC6	1000	1500.0	1200.0	115.00	4900				
55	MJB 560 MA6	1000	1665.0	1332.0	115.00	5400				
56	MJB 560 LA6	1000	1890.0	1512.0	135.00	6500				
57	MJB 630 SD6	1000	1960.0	1568.0	170.00	6900				
58	MJB 630 MA6	1000	2200.0	1760.0	190.00	7900				
59	MJB 630 MC6	1000	2400.0	1920.0	210.00	8100				
60	MJB 400 SA8	750	195.0	156.0	13.50	1450				
61	MJB 400 SB8	750	250.0	200.0	16.20	1600				
62	MJB 400 SC8	750	290.0	232.0	19.10	1800				
63	MJB 400 MA8	750	345.0	276.0	20.60	2000				
64	MJB 400 MB8	750	410.0	328.0	22.40	2260				
65	MJB 400 LA8	750	480.0	384.0	24.10	2530				
66	MJB 400 LB8	750	595.0	476.0	25.40	2750				
67	MJB 500 SA8	750	660.0	528.0	55.10	3200				
68	MJB 500 SC8	750	820.0	656.0	74.20	3800				
69	MJB 500 MB8	750	1020.0	816.0	82.20	4700				
70	MJB 500 LA8	750	1120.0	896.0	95.00	5400				
71	MJB 560 SC8	750	1185.0	948.0	115.00	5100				
72	MJB 560 MB8	750	1400.0	1120.0	130.00	5700				
73	MJB 560 LA8	750	1620.0	1296.0	155.00	6700				
74	MJB 630 MC8	750	1760.0	1408.0	195.00	8300				
75	MJB 630 LA8	750	1960.0	1568.0	240.00	9200				
76	MJB 500 SA10	600	480.0	384.0	63.80	3300				
77	MJB 500 SC10	600	600.0	480.0	81.60	3900				
78	MJB 500 MB10	600	700.0	560.0	89.70	4800				
79	MJB 500 LA10	600	775.0	620.0	106.00	5600				
80	MJB 630 SC10	600	960.0	768.0	180.00	7300				
81	MJB 630 MA10	600	1145.0	916.0	200.00	8500				
82	MJB 630 MB10	600	1355.0	1084.0	230.00	8700				
83	MJB 630 LA10	600	1400.0	1120.0	260.00	9400				

Tabela 2.7 Kataloški podaci za generatore proizvođača AEM [39]

Redni broj	Marelli sinhroni generatori	Br.Obrtaja n Gen T [min ⁻¹]	Izlazna prividna snaga S [kVA]	Izlazna aktivna snaga P Gen T [kW]	Moment inercije J gen T [kgm ²]	Masa M Gen T [kg]
0	SE 315 SA4	1500	250.0	200.0	4.30	850
1	SE 315 S4	1500	280.0	224.0	4.90	950
2	SE 315 M4	1500	330.0	264.0	5.90	1100
3	SE 315 L4	1500	420.0	336.0	7.70	1300
4	SE 315 LL4	1500	520.0	416.0	9.00	1500
5	SE 400 S4	1500	650.0	520.0	13.80	1800
6	M4	1500	820.0	656.0	20.30	2300
7	SE 400 L4	1500	1030.0	824.0	24.30	2600
8	SE 400 LL4	1500	1240.0	992.0	28.00	2800
9	SE 450 M4	1500	1300.0	1040.0	34.80	3200
10	SE 450 L4	1500	1600.0	1280.0	40.40	3600
11	SE 450 SE 500 S4	1500	1950.0	1560.0	66.00	4800
12	SE 450 M4	1500	2360.0	1888.0	76.00	5100
13	SE 450 L4	1500	2680.0	2144.0	87.00	5800
16	SE 315 SA6	1000	140.0	112.0	5.40	800
17	SE 315 S6	1000	170.0	136.0	6.20	900
18	SE 315 M6	1000	210.0	168.0	7.40	1050
19	SE 315 L6	1000	260.0	208.0	8.90	1250
20	SE 315 LL6	1000	310.0	248.0	11.10	1500
21	SE 400 S6	1000	410.0	328.0	21.60	1900
22	SE 400 M6	1000	515.0	412.0	25.70	2000
23	SE 400 L6	1000	645.0	516.0	31.20	2200
24	SE 400 LL6	1000	820.0	656.0	41.70	2800
25	SE 450 M6	1000	975.0	780.0	56.30	3200
26	SE 450 L6	1000	1130.0	904.0	67.80	3700
27	SE 500 S6	1000	1390.0	1112.0	98.10	4400
28	SE 500 M6	1000	1600.0	1280.0	118.30	4800
29	SE 500 L6	1000	1850.0	1480.0	127.50	5700
30	SE 500 LL6	1000	2150.0	1720.0	144.30	6300
31	SE 315 SA8	750	115.0	92.0	6.10	800
32	SE 315 S8	750	140.0	112.0	7.20	900
33	SE 315 M8	750	170.0	136.0	8.50	1050
34	SE 315 L8	750	210.0	168.0	10.40	1200
35	SE 400 SA8	750	260.0	208.0	21.30	1500
36	SE 400 S8	750	330.0	264.0	25.00	1650
37	SE 400 M8	750	410.0	328.0	25.00	1650
38	SE 400 L8	750	515.0	412.0	31.10	2000
39	SE 450 M8	750	645.0	516.0	38.20	3000
40	SE 450 L8	750	820.0	656.0	47.80	3400
41	SE 500 S8	750	1040.0	832.0	91.00	4400
42	SE 500 M8	750	1300.0	1040.0	103.10	4800
43	SE 500 L8	750	1540.0	1232.0	123.20	5800
44	SE 500 LL8	750	1850.0	1480.0	136.50	6200
45	SE 400 S10	600	205.0	164.0	18.10	1500
46	SE 400 M10	600	260.0	208.0	22.00	1650
47	SE 400 L10	600	325.0	260.0	31.00	2000
48	SE 450 S10	600	410.0	328.0	31.20	2700
49	SE 450 M10	600	515.0	412.0	37.50	3000
50	SE 500 S10	600	645.0	516.0	100.00	3800
51	SE 500 M10	600	820.0	656.0	116.00	4200
52	SE 500 L10	600	1030.0	824.0	127.00	5000

Tabela 2.8 Masa generatora u funkciji broja obrtaja i izlazne snage

Proizvođač	Koeficijenti jednačine (2.16)			Indeks korelacije
	b0M	b1M	b2M	R ²
Baza NES	5794.129	-0.8161	0.77073	0.968
Baza Marelli	7048.992	-0.82898	0.76749	0.959
Baza AEM	2151.745	-0.67794	0.76836	0.988
Baza sva tri proizvođača	4135.576	-0.76575	0.77188	0.949

Tabela 2.9 Moment inercije generatora u funkciji broja obrtaja i izlazne snage

Proizvođač	Koeficijenti jednačine (2.17)			Indeks korelacije
	b0J	b1J	b2J	R ²
Baza NES	2589.840	-1.89724	1.3601	0.952
Baza Marelli	4252.926	-1.93434	1.34537	0.955
Baza AEM	1837.904	-1.72324	1.24389	0.928
Baza sva tri proizvođača	3503.431	-1.91296	1.34318	0.939

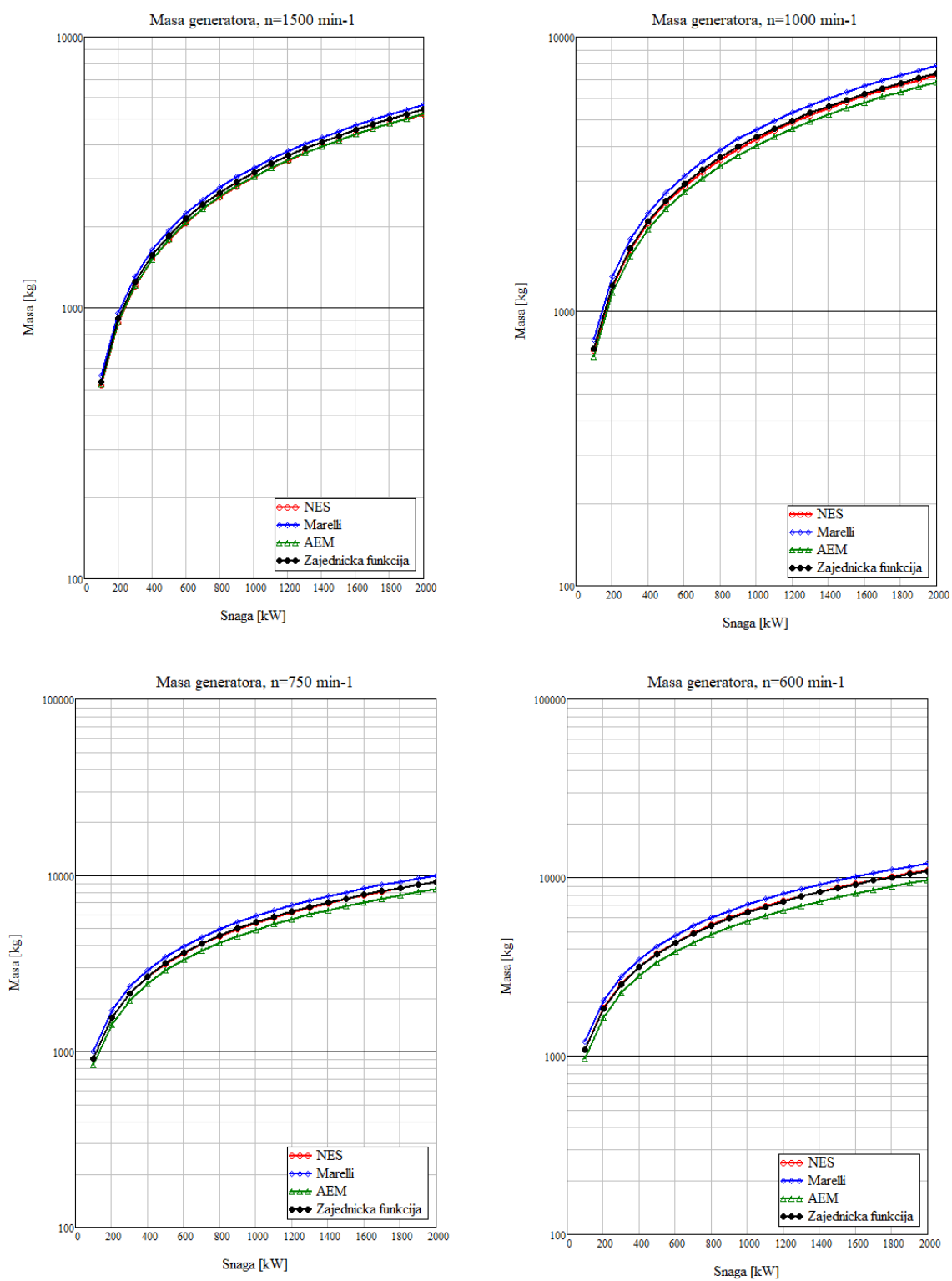
Na osnovu urađenih analiza usvaja se da će se pri nestacionarnim režimima masa i moment inercije generatora računati prema jednačinama:

$$M_g = 4135.576 \cdot n_g^{-0.76575} \cdot P_g^{0.77188} \quad (2.18)$$

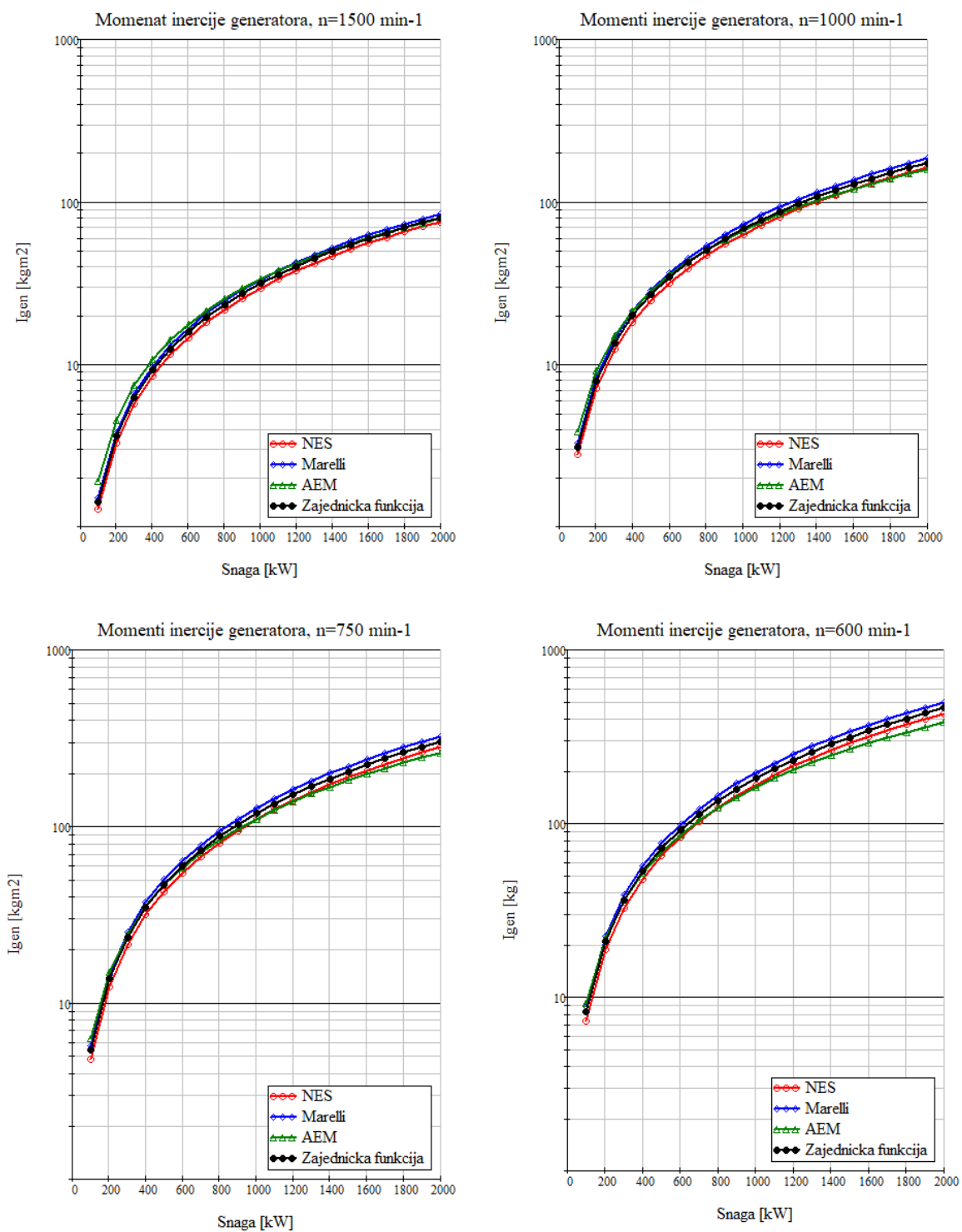
$$J_g = 3503.431 \cdot n_g^{-1.91296} \cdot P_g^{1.34318} \quad (2.19)$$

Gde su:

M _g	[kg]	Masa generatora
J _g	[kgm ²]	Moment inercije generatora
n _g	[min ⁻¹]	Broj obrtaja generatora
P _g	[kW]	Snaga generatora



Slika 2.20 Grafički prikaz funkcija iz tabele 2.8



Slika 2.21 Grafički prikaz funkcija iz tabele 2.9

2.2.5. Moment inercije turbinskog agregata

Moment inercije turbinskog agregata J_{ta} se dobija kao zbir pojedinih momenata inercije

$$J_{ta} = J_t + J_{St} + J_{Sm1} + J_{m1} + J_{m2} + J_{Sm2} + J_{Sg} + J_g \quad (2.20)$$

Gde su:

J_t	[kgm ²]	Moment inercije turbine
J_{St}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice turbine
J_{Sm1}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice multiplikatora – veza sa turbinom
J_{m1}	[kgm ²]	Moment inercije ulaznog sklopa zupčanika multiplikatora
J_{m2}	[kgm ²]	Moment inercije izlaznog sklopa zupčanika multiplikatora
J_{Sm2}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice multiplikatora – veza sa generatorom
J_{Sg}	[kgm ²]	Moment inercije spojnice generatora – veza sa multiplikatorom
J_g	[kgm ²]	Moment inercije generatora

Pri tome važi da sledeće: $J_{St}=J_{Sm1}$ i $J_{Sm2}=J_{Sg}$, pa jednačina 2.20 postaje

$$J_{ta} = J_t + 2 \cdot J_{St} + J_{m1} + J_{m2} + 2 \cdot J_{Sg} + J_g \quad (2.21)$$

Pojedini momenti inercije se računaju:

$$J_t = 95049.160 \cdot P_t^{1.08457} \cdot n_t^{-2.46751} \quad (2.22)$$

$$J_{St} = J_{Sm1} = 0.206 \cdot (1.25 \cdot P_t)^{1.25854} \cdot n_t^{-1.36097} \quad (2.23)$$

$$J_{Sg} = J_{Sm2} = 0.206 \cdot (1.25 \cdot 0.98 \cdot P_t)^{1.25854} \cdot n_g^{-1.36097} \quad (2.24)$$

$$J_{m1} = 0.00000320 \cdot P_t^{1.68687} \cdot (iN)^{0.16585} \quad (2.25)$$

$$J_{m2} = \frac{J_{m1}}{iN^2} = \frac{0.00000320 \cdot P_t^{1.68687} \cdot (iN)^{0.16585}}{iN^2} \quad (2.26)$$

$$J_g = 3503.431 \cdot n_g^{-1.91296} \cdot P_g^{1.34318} \quad (2.27)$$

Gde je:

P_t	[kW]	Snaga na vratilu turbine
n_t	[min ⁻¹]	Broj obrtaja turbine
P_g	[kW]	Snaga generatora
n_g	[min ⁻¹]	Broj obrtaja generatora
$iN=n_g/n_t$	[-]	Prenosni odnos multiplikatora

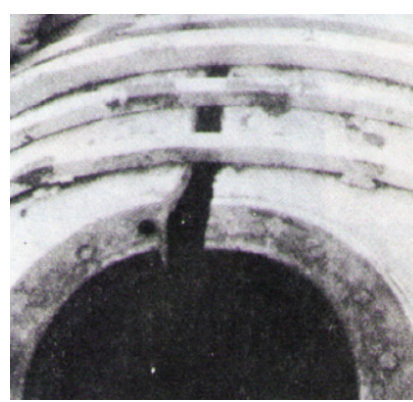
3. Matematičko modeliranje nestacionarnih režima u hidropostrojenju sa Cross-flow turbinom

3.1. Uvod

Nestacionarni režimi u hidropostrojenjima su složeni procesi u kojima se prepliću uticaji raznovrsnih činilaca kao što su: karakteristike turbina, fizičke dimenzije tunela i cevovoda, brzina zatvaranja sprovednog aparat na turbini, osobine tečnosti i mnogi drugi. Ti procesi mogu dovesti do ozbiljnih smetnji u radu hidropostrojenja, pa i do havarija (Slike 3.1. i 3.2.).



Slika 3.1 [3]
Pucanje cevovoda na hidroelektrani Oigawa, Japan.
(After Bonin, 1960.)



Slika 3.2. [3]
Pucanje predturbinskog zatvarača na hidroelektrani Big Creek No. 3, USA
(After Trenkle, 1979.)

Nestacionarni režimi u jednom postrojenju se mogu javiti iz više razloga koji se mogu grupisati na sledeći način:

- Nenamerno i praktično van kontrole osoblja: takav režim nastaje usled ispada jednog ili više agregata (turbine) iz pogona, prskanja cevovoda, kvara na nekom uređaju i sl.
- Po nahođenju osoblja: prilikom starta i/ili zaustavljanja agregata, promene opterećenja agregata, zatvaranje-otvaranje zatvarača na cevovodu i sl.

U oba slučaja mora da se proveriti bezbednost sistema u nestacionarnim režimima. Ta provera se najbolje i najbrže vrši na matematičkom modelu sistema hidropostrojenja.

Matematičko modeliranje nestacionarnih režima u hidropostrojenju je osnovna i neophodna faza u razvoju i realizaciji hidropostrojenja.

Realan sistem se predstavlja matematičkim modelom, tj. sistemom matematičkih jednačina.

Matematički model jednog realnog sistema hidropostrojenja se realizuje kroz sledeće faze:

- Utvrđivanje osnovnih jednačina (običnih, diferencijalnih, integralnih, itd) koje opisuju ponašanje sistema;
- Izrada matematičkog modela;
- Izbor pogodne matematičke metode za rešavanje tog skupa jednačina;
- Kalibracija matematičkog modela – podešavanje pretpostavki i usvojenih parametara tako da se odziv modela što više podudara sa odzivom realnog sistema;
- Analize ponašanja u raznim situacijama, provera efikasnosti pojedinih izmena u sistemu, izvođenje zaključaka i definisanje mera zaštite i procedura za pouzdan rad realnog sistema hidropostrojenja.

Matematičko modeliranje se zasniva na teoriji hidrauličkih mašina i mehanici fluida sa jedne strane i na praktičnim iskustvima (postojanje matematičkog modela i realnog sistema) sa druge strane.

Matematički model hidropostrojenja omogućava izvršenje mnogih analiza kako u redovnim tako i u vanrednim prilikama na osnovu kojih se sagledavaju slaba mesta i definišu rešenja.

Na osnovu izvršenih proračuna nestacionarnih režima na matematičkom modelu koji realno opisuje sistem hidropostrojenja može pouzdano da se utvrdi stepen ugroženosti navedenih instalacija pri različitim situacijama, kao i da se blagovremeno propišu mere i procedura za sprečavanje opasnosti po objekt i osoblje.

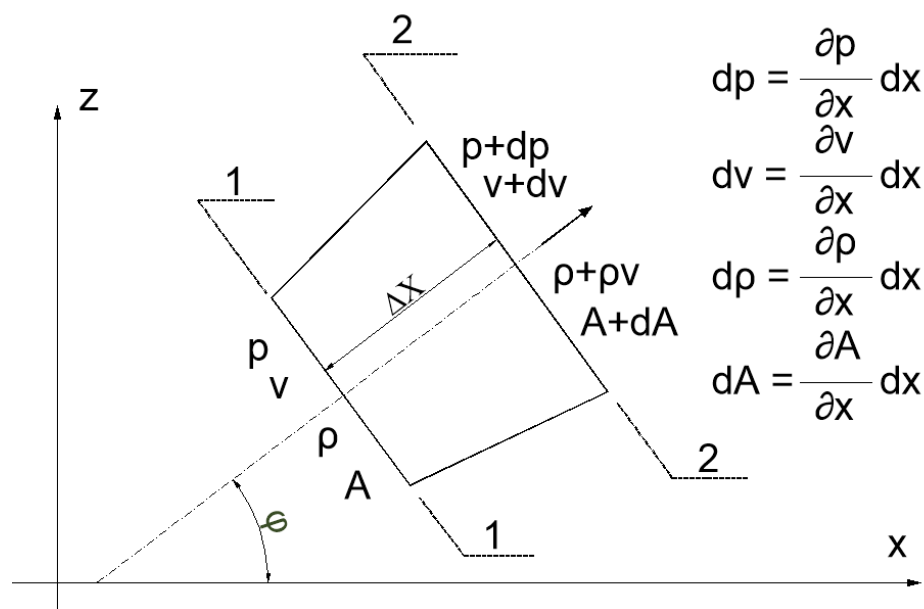
3.2. Osnovne jednačine nestacionarnog strujanja

3.2.1. Izvođenje jednačina

Rešavanje kompletnih Navier-Stokes-ovih jednačina je veoma komplikovano i zahtevno pa se zato uvode određene pretpostavke o strujanju koje ne utiču na rezultate a značajno pojednostavljaju formiranje matematičkog modela.

Sve veličine strujanja, brzina (v), pritisak (p) i gustina tečnosti (ρ), zavisne su samo od mesta na osi cevi (x) i vremena (t). To znači da u svim tačkama jednog protočnog preseka određenog dužinom x su brzina, pritisak i gustina tečnosti konstantne vrednosti. Za takvo strujanje se kaže da je jednodimenzionalno strujanje.

Usvajanjem ove pretpostavke mogu da se postave osnovne jednačine za jedan delić tečnosti između preseka x i $x + \Delta x$ (slika 3.3.).



Slika 3.3. Prikaz protočnog preseka

Moraju da budu zadovoljeni uslovi dinamičke ravnoteže delića (jednačina dinamičke ravnoteže) i uslov kontinuiteta (jednačina kontinuiteta).

3.2.1.1. Jednačina dinamičke ravnoteže

Dinamička ravnoteža znači da sve elementarne sile (3.3.) koje deluju na delić moraju biti u ravnoteži.

$$F_p + F_R + F_G + F_I + F_T = 0 \quad (3.1)$$

Gde su pomenute sile redom, sila pritiska (F_p), sila reakcije zidova cevi (F_R), sila Zemljine teže (F_G), sila inercije delića (F_I) i sila trenja okvašene površi (F_T).

Sila pritiska F_p je jednaka

$$F_p = pA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} dx\right) \quad (3.2)$$

Sila reakcije elastičnih zidova je jednaka

$$F_R = \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) \left(\frac{\partial A}{\partial x} dx\right) \quad (3.3)$$

Projekcija sile Zemljine teže na pravac kretanja delića x-x je jednaka

$$F_G = -\rho g A dx \cdot \sin(\varphi) \quad (3.4)$$

Inercija delića tečnosti je jednaka

$$F_I = -\rho A \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x}\right) dx \quad (3.5)$$

Smicajni napon (τ) koči kretanje delića tečnosti dejstvujući po celoj okvašenoj površi $D\pi dx$ i jednak je:

$$F_T = -\tau D \pi dx = -\frac{D^2 \pi}{4} \Delta P_{gub} = -\lambda \frac{D^2 \pi}{4} \frac{dx}{D} \frac{\lambda}{2D} v|v| \quad (3.6)$$

Ovde su uvedene sledeće oznake:

- A [m²] protočna površina
- D [m] prečnik cevi
- $g = 9.81$ [m/s²] ubrzanje Zemljine teže
- φ [rad] ugao nagiba cevi u odnosu na horizontalu
- λ [-] koeficijent trenja

Uvođenjem jednačina (3.2) do (3.6) u jednačinu (3.1), zanemarivanjem malih veličina višeg reda i sređivanjem dolazi se do konačnog rezultata kako je prikazano u jednačini 3.7.a

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \frac{\lambda}{2D} v|v| = 0 \quad (3.7.a)$$

Ovde je uveden piezometarska kota H koji je definisan izrazom

$$H = \frac{p}{\rho g} + z \quad (3.8)$$

i iskorišćena je veza $\partial z/\partial x = \sin(\alpha)$. Uvođenjem smene $v=Q/A$ gde je Q protok [m^3/s] a A [m^2] površina preseka za jednačinu dinamičke ravnoteže se dobija izraz 3.7.b.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\lambda}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (3.7.b)$$

3.2.1.2. Jednačina kontinuiteta

Uslov kontinuiteta nalaže da masa koja ulazi u kontrolnu zapreminu je jednaka masi koja napušta taj prostor (jednačina 3.9)

$$\rho A v dt = (\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx) (A + \frac{\partial A}{\partial x} dx) (v + \frac{\partial v}{\partial x} dx) dt \quad (3.9)$$

Pri rešavanju ove jednačine koriste se sledeće pretpostavke:

- Podužne deformacije cevovoda se zanemaruju u poređenju sa promenom preseka;
- Uticaj deformacije susednih delića cevi na posmatrani odsečak dx se zanemaruje kao i inercija zidova cevovoda;
- Promena gustine tečnosti (ρ) duž ose cevovoda je mala u poređenju sa promenom po vremenu

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} \ll \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.10)$$

Uvodeći u račun brzinu prostiranja poremećaja (a), brzinu zvuka, uz navedene pretpostavke, dolazi se do jednačine kontinuiteta 3.11.a

$$\frac{\partial H}{\partial t} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} - v \sin(\varphi) = 0 \quad (3.11.a)$$

Uvođenjem smene $v=Q/A$ gde je Q protok [m^3/s] a A [m^2] površina poprečnog preseka za jednačinu kontinuiteta se dobija jednačina 3.11.b

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} - v \sin(\varphi) = 0 \quad (3.11.b)$$

Jednačine (3.7.a i 3.7.b) i (3.11.a i 3.11.b) predstavljaju parcijalne diferencijalne jednačine koje opisuju nestacionarno strujanje u cevovodu elastičnih zidova.

3.2.2. Brzina prostiranja poremećaja

Brzina prostiranja poremećaja (a) zavisi samo od fizičkih osobina cevi i tečnosti u njoj i ne menja se tokom vremena. Izračunava se prema obrascu Žukovskog [3]:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \psi \frac{K}{E}}} \quad (3.12)$$

gde je:

- a [m/s] brzina prostiranja poremećaja (zvuka)
- K [N/m²] modul elastičnosti fluida
- E [N/m²] modul elastičnosti cevovoda
- ρ [kg/m³] gustina fluida
- D [mm] prečnik cevovoda
- e [mm] debljina zida cevovoda
- ψ [-] korekcijski factor u zavisnosti od načina ugradnje i debljine zida cevovoda

Tabela 3.1. Modul elastičnosti fluida u zavisnosti od vrste fluida [3]

Fluid	Temperatura [°C]	Gustina ρ [kg/m ³]	Modul elastičnosti K [N/m ²]
Benzen	15	880	$1.05 \cdot 10^9$
Etil Alkohol	0	790	$1.32 \cdot 10^9$
Glicerin	15	1260	$4.43 \cdot 10^9$
Kerozin	20	804	$1.32 \cdot 10^9$
Ulje	15	900	$1.50 \cdot 10^9$
Slatka voda	20	999	$2.19 \cdot 10^9$
Morska voda	15	1025	$2.27 \cdot 10^9$

Tabela 3.2. Modul elastičnosti cevovoda u zavisnosti od materijala izrade cevovoda [3], [31]

Materijal cevovoda	Modul elastičnosti cevovoda E [N/m ²]	Poasonov koeficijent ν_P [-]
Čelik	$2.00 \div 2.12 \cdot 10^{11}$	0.27
Liveno gvožđe	$0.80 \div 1.70 \cdot 10^{11}$	0.25
PVC	$2.4 \div 2.75 \cdot 10^9$	0.45
PE	$8.0 \cdot 10^8$	0.46
GRP	$25 \div 30 \cdot 10^9$	0.22 ÷ 0.29
Azbest cement	$24.0 \cdot 10^9$	0.30
Beton	$2.0 \cdot 10^{10}$	0.10 ÷ 0.15
Staklo	$14 \div 13 \cdot 10^9$	0.24

Korekcijski faktor (ψ) se računa na sledeći način [3]:

A) Debelozide cevi

a1) Cevovodna instalacija ukrućena protiv longitudinalnog pomeranja celom dužinom

$$\psi = 2 (1 + \nu P) \left(\frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} - \frac{2\nu R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad (3.13.a1)$$

a2) Cevovodna instalacija ukrućena protiv longitudinalnog pomeranja na kraju

$$\psi = 2 \left(\frac{R_o^2 + 1.5R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} - \frac{\nu(R_o^2 + 3R_i^2)}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad (3.13.a2)$$

a3) Cevovodna instalacija sa mnogo ekspanzionih elemenata

$$\psi = 2 \left(\frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} + \nu P \right) \quad (3.13.a3)$$

Gde je:

- R_o Spoljni poluprečnik cevi
- R_i Unutrašnji prečnik cevi

B) Tankozide elastične cevi

b1) Cevovodna instalacija ukrućena protiv longitudinalnog pomeranja celom dužinom.

$$\psi = \frac{D}{e} (1 - \nu P^2) \quad (3.13.b1)$$

b2) Cevovodna instalacija ukrućena protiv longitudinalnog pomeranja na kraju.

$$\psi = \frac{D}{e} (1 - 0.5 \nu P) \quad (3.13.b2)$$

b3) Cevovodna instalacija sa mnogo ekspanzionih elemenata.

$$\psi = \frac{D}{e} \quad (3.13.b3)$$

3.2.3. Metoda rešavanja jednačina nestacionarnog strujanja

Sistem jednačina (3.7.a & 3.7.b) i (3.11.a & 3.11.b) nema rešenje u zatvorenom obliku. One važe i za slučaj stacionarnog strujanja kada je ispunjeno sledeće:

$$\frac{\partial(\dots)}{\partial t}=0 \quad \& \quad \frac{\partial(\dots)}{\partial t}=0 \quad (3.14)$$

Ukoliko se još radi o cevi jednakog preseka duž ose x , tada je $dv/dx=0$ pa jednačina dinamičke ravnoteže postaje

$$\frac{dH}{dx} = \frac{\Delta H}{\Delta x} = - \frac{\lambda}{2gD} v|v| \quad (3.15)$$

Što predstavlja poznatu jednačinu za izračunavanje gubitaka energije usled trenja.

Sistem jednačina (3.7.a & 3.7.b) i (3.11.a & 3.11.b) se rešava primenom numeričkih metoda i/ili uvođenjem daljih uprošćavanja.

Jednačine (3.7.a & 3.7.b) i (3.11.a & 3.11.b) su parcijalne diferencijalne jednačine hiperboličkog tipa, što znači da se u ravni (x,t) mogu naći dve porodice linija duž kojih parcijalne jednačine prelaze u obične diferencijalne jednačine.

Karakteristične linije ili karakteristike su određene jednačinama 3.16 i 3.17

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (3.16)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (3.17)$$

Sistem jednačina (3.7.b) i (3.11.b) se prevodi u obične diferencijalne jednačine po čemu se ova metoda naziva "metoda karakteristika". Jednačine se mogu napisati u obliku diferencija:

$$dQ = QP - QA \quad (3.18)$$

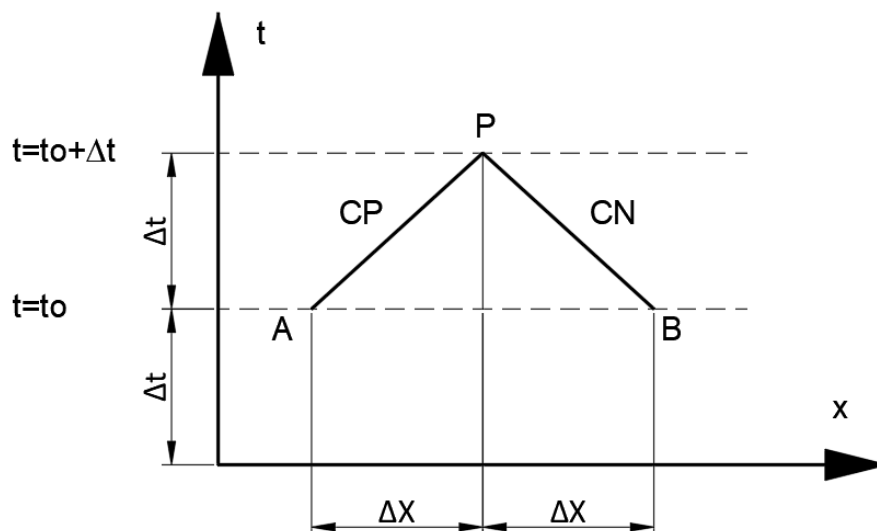
$$dH = HP - HA \quad (3.19)$$

gde su:

HA,QA pritisak i protok u nekoj tački cevovoda A u trenutku t_0 (poznate veličine)

HB,QB pritisak i protok u nekoj tački cevovoda B u trenutku t_0 (poznate veličine)

HP,QP pritisak i protok u nekoj tački cevovoda P u trenutku $t_0+\Delta t$ (veličine koje se računaju)



Slika 3.4. Karakteristične linije

Jednačine (3.22) i (3.23) mogu se svođenjem napisati u sledećem obliku:

$$QP = CP - CA \cdot H_p \quad (3.20)$$

$$QP = CN + CA \cdot H_p \quad (3.21)$$

Gde je:

$$CN = QB - \frac{gA}{a} HB - \frac{\lambda dt}{2DA} QB |QB| = 0, \text{ tj. } CN = QB - CA HB - CF QB |QB| = 0 \quad (3.22)$$

$$CP = QA + \frac{gA}{a} HA - \frac{\lambda dt}{2DA} QA |QA| = 0, \text{ tj. } CP = QA + CA HA - CF QA |QA| = 0 \quad (3.23)$$

$$CA = \frac{gA}{a} ; \quad CF = \frac{\lambda dt}{2DA} \quad (3.24)$$

Rešavanjem ovog sistema jednačina se dobija

$$QP = \frac{CP + CN}{2} \quad (3.25)$$

$$HP = \frac{CP - QP}{CA} = \frac{QP - CN}{CA} \quad (3.26)$$

Na ovaj način se određuje pritisak i protok u svim tačkama cevovoda sem konturnih, jer je za njih, pored jednačina (3.25) i (3.26), potrebno znati i dodatne jednačine – konturne/granične uslove koji u ovom sistemu mogu biti:

- Turbomašina (turbina, pumpa)

- Protivudarna posuda
- Vodostan
- Rezervoar na početku / kraju cevovoda
- Zatvarač na kraju cevovoda
- Redna veza dve cevi različitih karakteristika
- Usputna potrošnja: uslov $Q=Q(t)$, uslov $Q=Const.$, uslov $Ceta=Const.$
- Račva bez usputne potrošnje
- Račva sa usputnom potrošnjom
- itd.

3.3. Konturni uslovi

Nestacionarno strujanje u hidropostrojenjima je posledica nekog neočekivanog poremećaja (npr. ispad turbine iz pogona) ili svesne akcije (promena radnog režima turbine). Mesta u sistemu hidropostrojenja na kojima dolazi do promene ustaljenog strujanja su turbine, pumpe, zatvarači i dr.

Poremećaj se širi duž cevovoda na način određen jednačinama (3.7.a i 3.7.b) i (3.11.a i 3.11.b). Kada stigne do drugog kraja cevovoda poremećaj se širi dalje zavisno od toga šta se na kom kraju nalazi (druga turbina, pumpa, zatvarač, rezervoar, vodostan, protivudarna posuda, redna veza dva cevovoda, račvanje cevovoda itd).

Ponašanje elemenata hidropostrojenja koje se tu nalazi takođe mora biti opisano matematičkim sredstvima. Jednačine koje služe u navedenu svrhu nazivaju se graničnim uslovima.

3.3.1 Konturni uslov „CROS-FLOW TURBINA”

Cross-flow turbina je jedan od elementa sistema hidropostrojenja koji je najteže matematički modelirati jer je u njoj strujanje veoma složeno. Raspored brzina je izrazito neravnomeran, strujanje je prostorno a ponekad i višefazno (mešavina vode, vodene pare i vazduha).

Pri proračunu nestacionarnih režima od bitnog značaja je promena protoka u vremenu. U slučaju kada je uzrok promene protoka turbina, hidrauličke promene ne zavise samo od otvaranja/zatvaranja sprovodnog aparata nego i od njene brzine obrtanja.

Da bi se sagledao uticaj turbine na nestacionarne režime moraju se znati njeni radni parametri. Ti parametri obuhvataju međusobne zavisnosti protoka, pada, otvora-ugla lopatica sprovodnog aparata, momenta – snage na vratilu turbine a kod Kaplan turbina i otvora-ugla lopatica radnog kola.

Napred navedeni podaci najčešće se predstavljaju uvođenjem karakterističnih veličina, koje iako nisu bezdimenzijske, deluju u jednačinama koje definišu nestacionarne režime, kao da su bezdimenzijske. Te karakteristike se definišu u sistemu Q_{11} - n_{11} - P_{11} . To su pogonske veličine koje se odnose na neto pad $H_n=1$ m i karakteristični prečnik radnog kola $D_1=1$ m.

Gde je:

Q_{11} Jedinični protok (značica protoka)

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad (3.27)$$

n_{11} Jedinični broj obrtaja (značica jediničnog broja obrtaja)

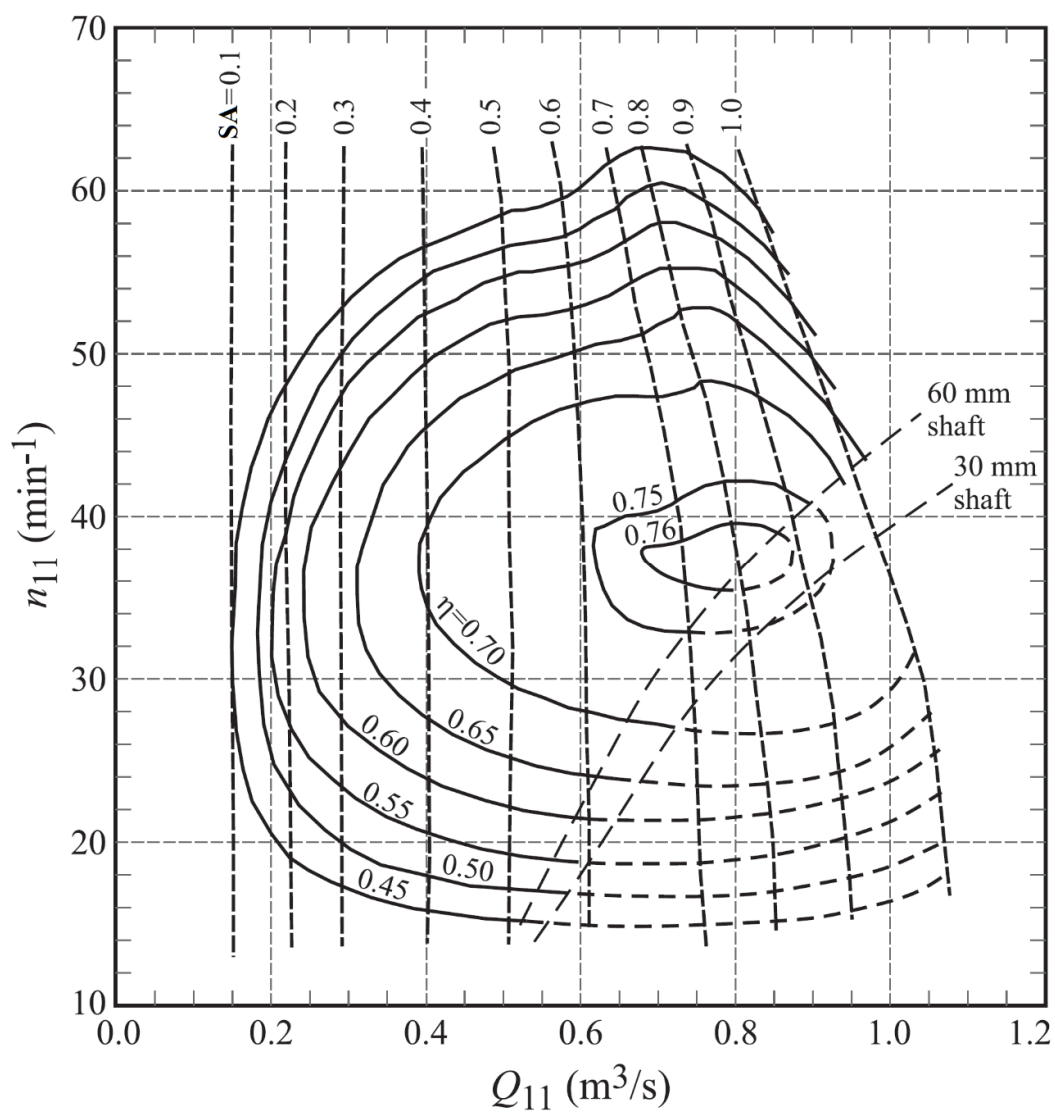
$$n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \quad (3.28)$$

P_{11} Jedinična snaga (značica jedinične snage)

$$P_{11} = \frac{P}{D_1^2 H \sqrt{H}} = g Q_{11} \eta \quad (3.29)$$

η Stepen iskorišćenja

Veličine Q_{11} , n_{11} i η prikazuju se grafički u karakterističnom „školjkastom“ dijagramu (engleski „hill chart“) u zavisnosti od otvora sprovodnog aparata.

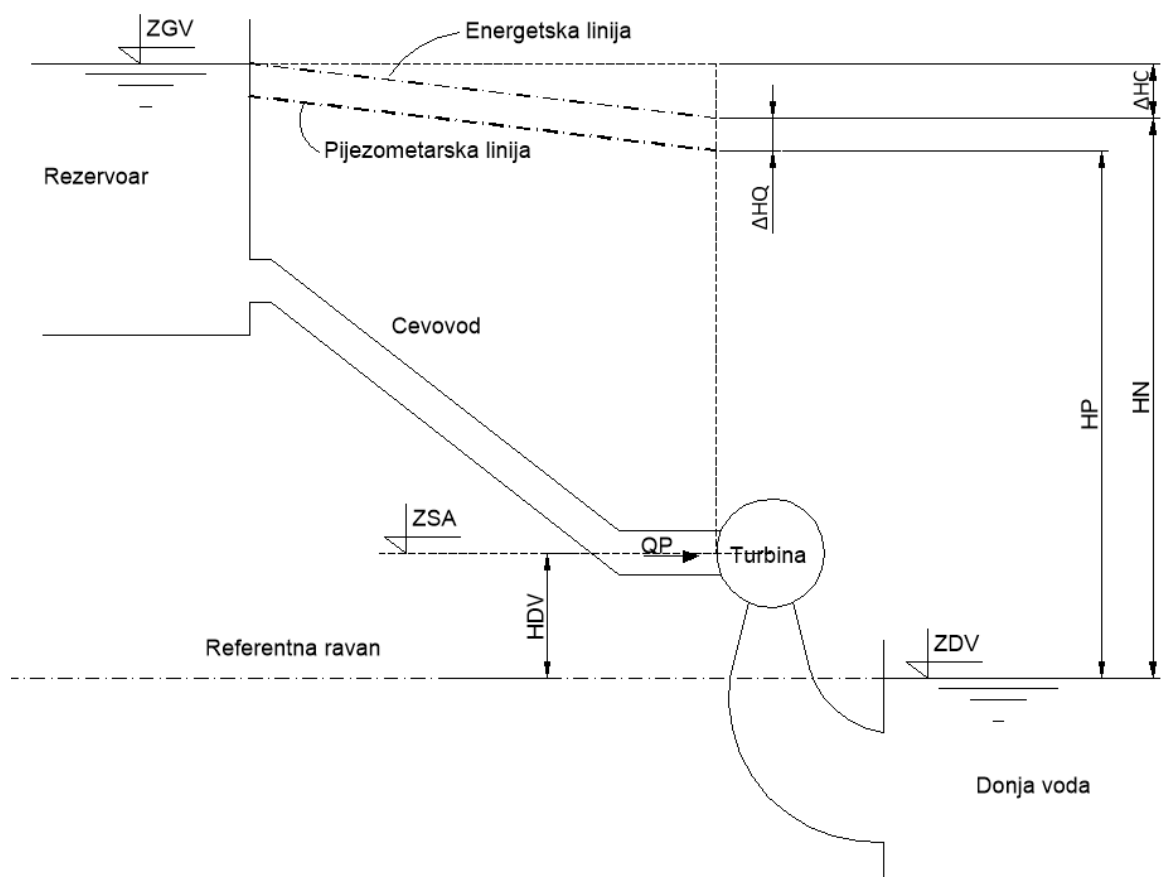


Slika 3.5. Školjkasti dijagram Cross-flow turbine T15 ($n_s=93.4$) [23]

Proračun nestacionarnih režima izazvanih promenom režima rada turbine mora da se realizuje prema stvarnom školjkastom dijagramu razmatrane turbine.

Ukoliko se ne poseduje školjkasti dijagram realne turbine onda se u fazi razvoja hidroenergetskog postrojenja analize moraju sprovesti na bazi datoteke jediničnih dijagrama univerzalnih karakteristika a potom da se proračuni ponove kada se realizuje objekat i od proizvođača dobiju realni školjkasti dijagrami.

Na slici 3.6 šematski prikazano hidropostrojenje sa jednom turbinom i oznakom karakterističnih veličina



Slika 3.6 Šematski prikaz hidropostrojenja

Prikazane veličine na slici označavaju sledeće:

ΔHC	[m]	Hidraulički gubici u dovodnom cevovodu
QP	[m ³ /s]	Protok turbine
$\Delta HQ = QP^2 / (2gA)$	[m]	Brzinski član
A	[m ²]	Površina ulaznog poprečnog preseka na ulasku u turbinu

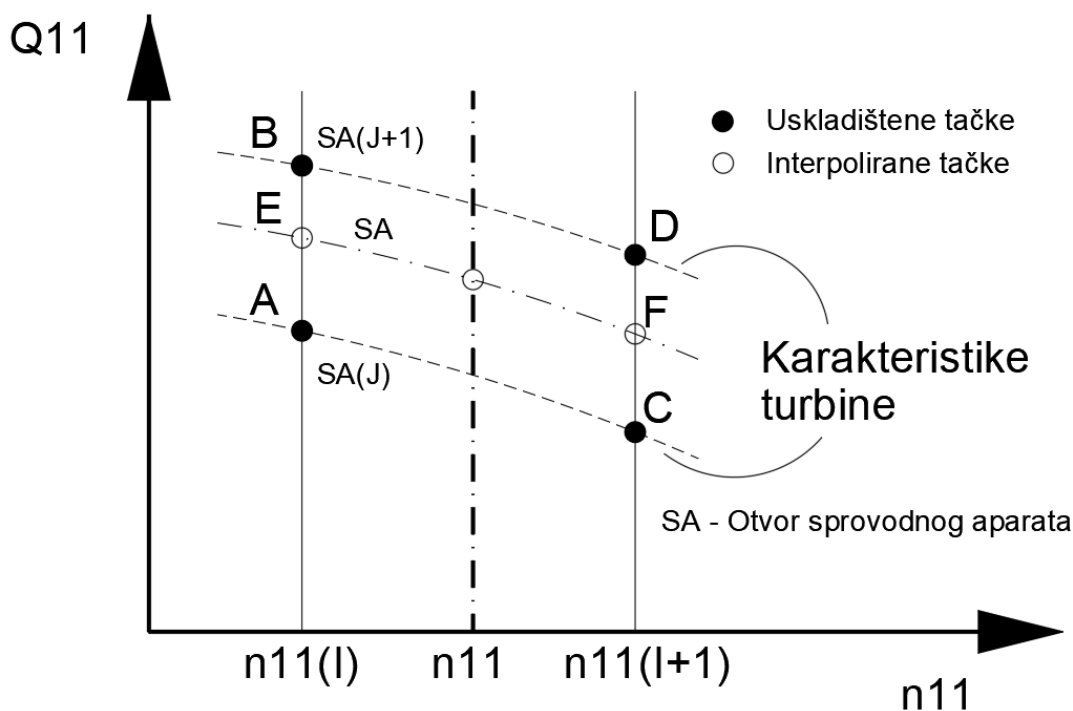
Pri tome, kod Pelton i Crossflow turbine se usvaja da je $HDV=0$ a HP se računa na kotu ose sprovođenog aparata.

Na osnovu slike (2.6) formira se sledeća jednačina [3]:

$$HP = HN - \Delta HQ = HN - \frac{QP^2}{2gA^2} \quad (3.30)$$

Parametri turbine se nalaze iz univerzalnih karakteristika (školjkastog dijagrama) interpolacijom unetih tabelarnih podataka.

Na slici 3.7 prikazana je pricipijelna šema pronalaska jedinične vrednosti protoka Q_{11} u funkciji jediničnog broja obrtaja n_{11} u procentualnog otvora sprovodnog aparata SA.



Slika 3.7.

Šema pronalaska jedinične vrednosti protoka Q_{11} u funkciji jediničnog broja obrtaja n_{11} u procentualnog otvora sprovodnog aparata SA

Kako je mreža uskladištenih podataka sa sitnim korakom, tačke E i F se mogu smatrati da su spojene pravom linijom koja se može napisati kao

$$Q_{11} = a_0 + a_1 n_{11} \quad (3.31)$$

A koeficijenti a_0 i a_1 se sračunavaju na osnovu određenih koordinata tačaka E i F. Zamenom vrednosti Q_{11} i n_{11} u jednačinu 3.31 dobija se sledeća jednačina

$$a_2 \sqrt{HNP} = QP - a_3 \quad (3.32)$$

U kojima je korišćeno sledeće [3]:

$$a_2 = a_0 D_1^2$$

$$a_3 = N D_1^3 a_1$$

Kombinovanjem jednačine (3.20) i jednačine (3.30) dobija se sledeća jednačina

$$QP = (CP - CA * HDV) + \frac{CA * QP^2}{2 * g * A^2} - CA * HNP \quad (3.33)$$

Podizanjem na kvadrat obe strane jednačine 3.32 i eliminacijom promenljive HNP iz jednačine 3.33 dobija se sledeća kvadratna jednačina:

$$a_4 QP^2 + a_5 QP + a_6 = 0 \quad (3.34)$$

gde je

$$a_4 = \frac{CA}{2 * g * A^2} - \frac{CA}{a_2^2} \quad (3.35)$$

$$a_5 = \frac{2 * a_3 * CA}{a_2^2} - 1 \quad (3.36)$$

$$a_6 = CP - CA * HDV - \frac{CA * a_3^2}{a_2^2} \quad (3.37)$$

Na ovaj način, za rešenje jednačine (3.34) se dobija

$$QP = \frac{-a_5 - \sqrt{a_5^2 - 4 * a_4 * a_6}}{2 * a_4} \quad (3.38)$$

Sada se HNP određuje iz jednačine (3.32) a HP iz jednačine (3.30)

Ponašanje turbine tokom nestacionarnih režima je određeno jednačinom

$$T_u = J \frac{d\omega}{dt} \quad (2.39)$$

ili

$$T_{tur} - T_{gen} = J \frac{2\pi}{60} \frac{dN}{dt} \quad (3.40)$$

Gde je:

J	[kgm ²]	Moment inercije svih masa koje se obrću (rotor generatora, vratilo, radno kolo)
ω	[s ⁻¹]	Trenutna vrednost ugaone brzine
Tu	[Nm]	Suma svih momenata koji dejstvuju na sistem (električni, hidraulički, trenja)
Ttur	[Nm]	Moment turbine
Tgen	[N]	Moment generatora
N	[min ⁻¹]	Broj obrtaja turbine

Jednačina 3.40. može da se napiše kao

$$P_{tur} - \frac{P_{gen}}{\eta_{gen}} = \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 * J * N \frac{dN}{dt} 10^{-3} \quad (3.41)$$

Gde je:

η_{gen}	[-]	Stepen iskorišćenja generatora
Pgen	[kW]	Snaga generatora
Ptur	[kW]	Snaga na vratilu turbine

Prilikom ispada turbine električni moment nestaje a moment trenja je relativno mali

$$\int_{t_1}^{t_p} \left(P_{tur} - \frac{P_{gen}}{\eta_{gen}} \right) dt = 1.097 * 10^{-5} * J * \int_{N_1}^{N_p} NdN \quad (3.42)$$

Kako je pri numeričkom rešavanju navedenog sistema vremenski korak Δt vrlo kratak u samom procesu rešavanja ove jednačine može se izvršiti uprošćavanje

$$\left(\frac{P_{tur_1} + P_{tur_p}}{2} - \frac{P_{gen_1} + P_{gen_p}}{2 * \eta_{gen}} \right) \Delta t = 0.548 * 10^{-5} * J * (N_p^2 - N_1^2) \quad (3.43)$$

Gde „1“ i „P“ predstavljaju vrednosti promenljivih na početku „1“ i kraju „P“ vremenskog koraka.

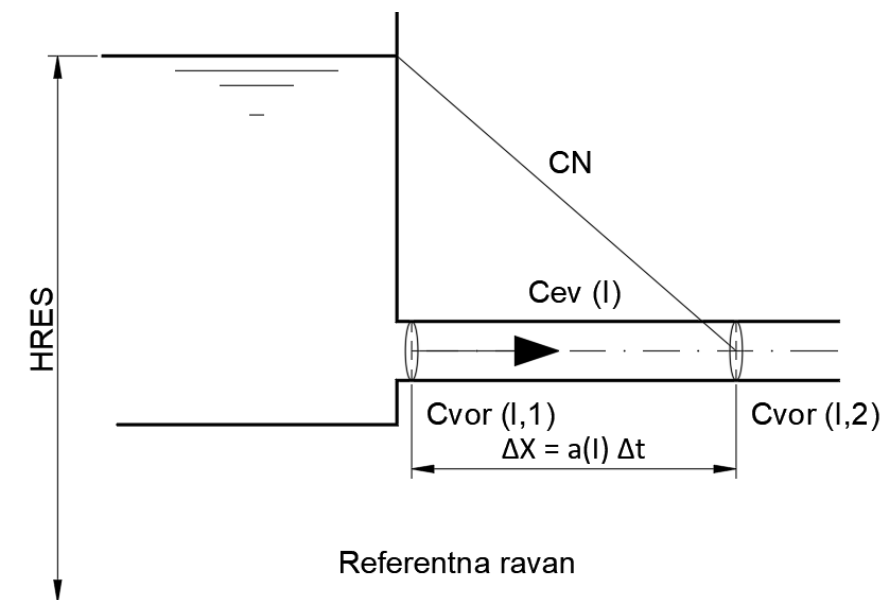
Rešavanjem ove jednačine po N_p dobija se

$$N_p = \sqrt{N_1^2 + 0.182 * 10^6 * \frac{\Delta t}{J} * \left(\frac{P_{tur_1} + P_{tur_p}}{2} - \frac{P_{gen_1} + P_{gen_p}}{2 * \eta_{gen}} \right)} \quad (2.44)$$

Sa aspekta proračuna pobega bitno je da se oderdi vrednost momenta inercije svih masa koje se obrću (rotor generatora, vratilo, radno kolo, reduktor)

3.3.2 Konturni uslov „REZERVOAR SA KONSTANTNIM NIVOOM“

Pod konturnim uslovom „REZERVOAR SA KONSTANTNIM NIVOOM“ [3] podrazumeva se konturni uslov gde je cevovod povezan sa rezervoarom kod koga pri analizi nestacionarnih režima nivo vode u rezervoaru ostaje konstantan (slika 3.8).



Slika 3.8. Konturni uslov „REZERVOAR SA KONSTANTNIM NIVOOM“

Ova aproksimacija se može prihvatiti ako je zapremina rezervoara velika ili ukoliko ne postoji veliko oscilovanje vode u rezervoaru. U takvim slučajevima ovaj konturni uslov može da se analizira kao rezervoar sa konstantnim nivoom što značajno pojednostavljuje matematički model i proračun.

Neka je (I) redni broj cevi koja je povezana sa rezervoarom u čvoru (I,1) i pri tome ako se zanemare hidraulički gubici u čvoru, tada se ovaj konturni uslov može opisati sledećim jednačinama:

Jednačina linije CN

$$CN = Q_{I,2} - CA_I * H_{I,2} - CF_I * Q_{I,2} * |Q_{I,2}| \quad (3.45)$$

Energetska jednačina:

$$HP_{I,1} = HRES \quad (3.46)$$

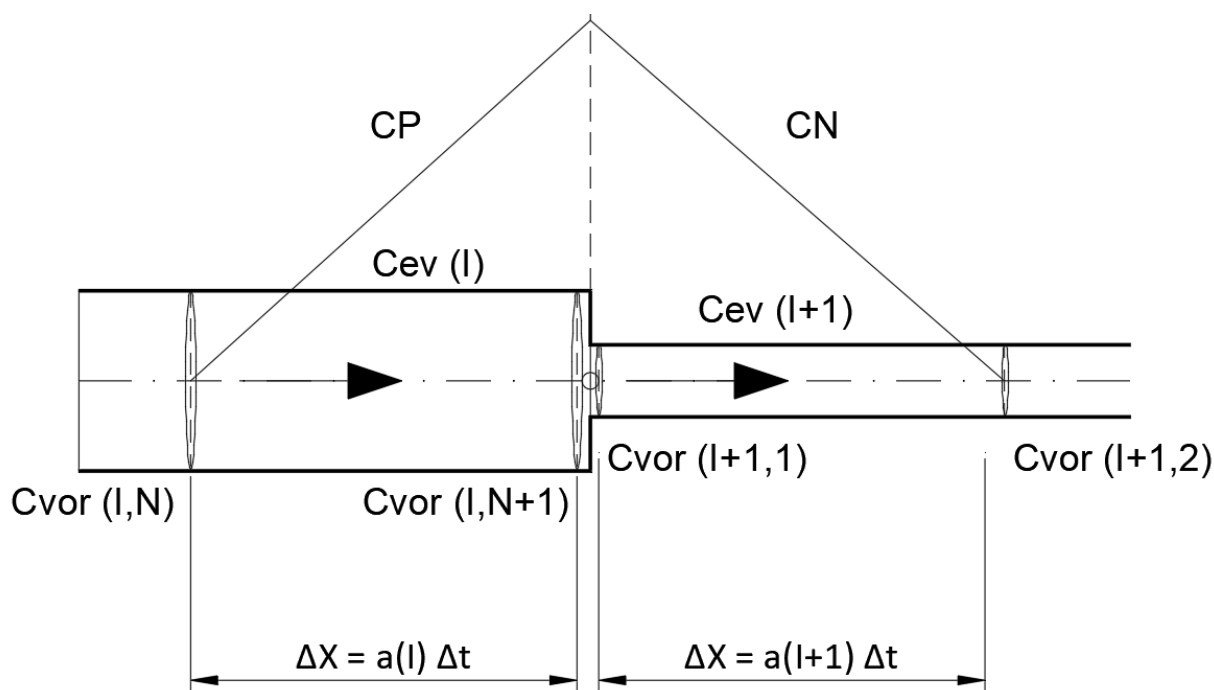
Jednačina karakteristike CN

$$QP_{I,1} = CN_I + CA_I * HP_{I,1} \quad (3.47)$$

3.3.3 Konturni uslov „REDNA VEZA DVE CEVI“

Pod konturnim uslovom „REDNA VEZA DVE CEVI“ [3] podrazumeva se veza dve cevi različitih prečnika, različitih debljina zida cevi, različitih materijala, različitog koeficijenta trenja, različite brzine prostiranja poremećaja itd.

Na slici 3.9. prikazan je šamatski prikaz veze dva cevovoda na osnovu koga su formirane jednačine koje opisuju zbivanja u sistemu tokom nestacionarnih režima.



Slika 3.9. Konturni uslov „REDNA VEZA DVE CEVI“

Ako se zanemare hidraulički gubici u čvoru veze dve cevi (I) i (I+1), neka je (N) broj podela cevi (I) i neka je (N+1) broj čvorova cevi (I) koja je povezana sa cevi (I+1), tada se ovaj konturni uslov može opisati sledećim jednačinama:

Jednačina linije CP

$$CP = Q_{I,N+1} + CA_I * H_{I,N+1} - CF_I * Q_{I,N+1} * |Q_{I,N+1}| \quad (3.48)$$

Jednačina linije CN

$$CN = Q_{I+1,2} - CA_{I+1} * H_{I+1,2} - CF_{I+1} * Q_{I+1,2} * |Q_{I+1,2}| \quad (3.49)$$

Energetska jednačina:

$$HP_{I,N+1} = HP_{I+1,1} \quad (3.50)$$

Jednačina kontinuiteta:

$$QP_{I,N+1} = QP_{I+1,1} \quad (3.51)$$

Jednačina karakteristike CP

$$QP_{I,N+1} = CP_I - CA_I * HP_{I,N+1} \quad (3.52)$$

Jednačina karakteristike CN

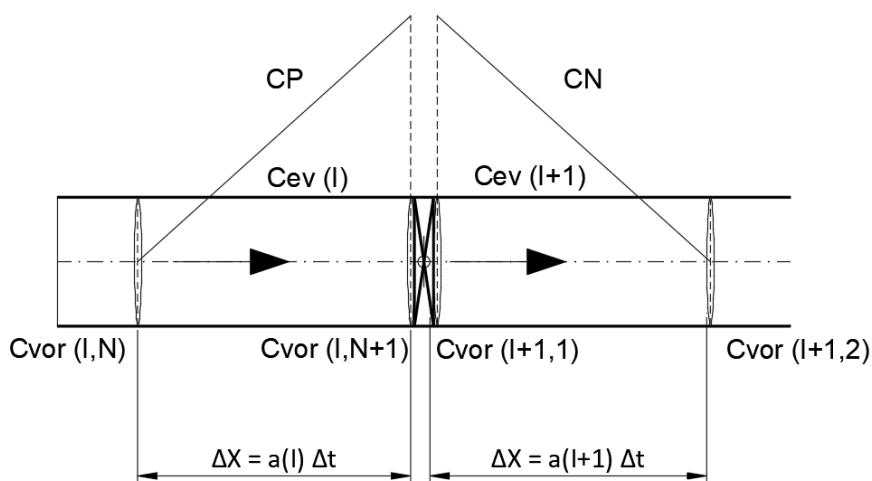
$$QP_{I+1,1} = CN_I + CA_{I+1} * HP_{I+1,1} \quad (3.53)$$

Rešavanjem ovog sistema jednačina dobijaju se vrednosti protoka i pritiska u navedenom konturnom uslovu.

3.3.4 Konturni uslov „PREDTURBINSKI ZATVARAČ“ (LZ)

Pod konturnim uslovom „PREDTURBINSKI ZATVARAČ“ podrazumeva se da je između dve cevi postavljen zatvarač sa svojim karakteristikama.

Na slici 3.10. prikazan je šamatski prikaz veze dva cevovoda između kojih se nalazi zatvarač na osnovu koga su formirane jednačine koje opisuju zbivanja u sistemu tokom nestacionarnih režima.



Slika 3.10.

Za razliku od konturnog uslova „redna veza dve cevi“ gde se zanemaruje hidraulički gubitci u čvoru veze dve cevi (I) i (I+1), kod konturnog uslova „predturbinski zatvarač“ hidraulički gubitci u čvoru veze se ne mogu zanemariti. Neka je (N) broj podela cevi (I) i neka je (N+1) broj čvorova cevi (I) koja je povezana sa cevi (I+1), tada se ovaj konturni uslov može opisati sledećim jednačinama [3]:

Jednačina linije CP:

$$CP = Q_{I,N+1} + CA_I * H_{I,N+1} - CF_I * Q_{I,N+1} * |Q_{I,N+1}| \quad (3.54)$$

Jednačina linije CN

$$CN = Q_{I+1,2} - CA_{I+1} \cdot H_{I+1,2} - CF_{I+1} \cdot Q_{I+1,2} \cdot |Q_{I+1,2}| \quad (3.55)$$

Energetska jednačina:

$$HP_{I,N+1} = HP_{I+1,1} + K_{bv} \cdot QP_{I+1,1}^2 \quad (3.56)$$

Jenačina kontinuiteta:

$$QP_{I,N+1} = QP_{I+1,1} \quad (3.57)$$

Jednačina karakteristike CP:

$$QP_{I,N+1} = CP_I - CA_I \cdot HP_{I,N+1} \quad (3.58)$$

Jednačina karakteristike CN

$$QP_{I+1,1} = CN_I + CA_{I+1} \cdot HP_{I+1,1} \quad (3.59)$$

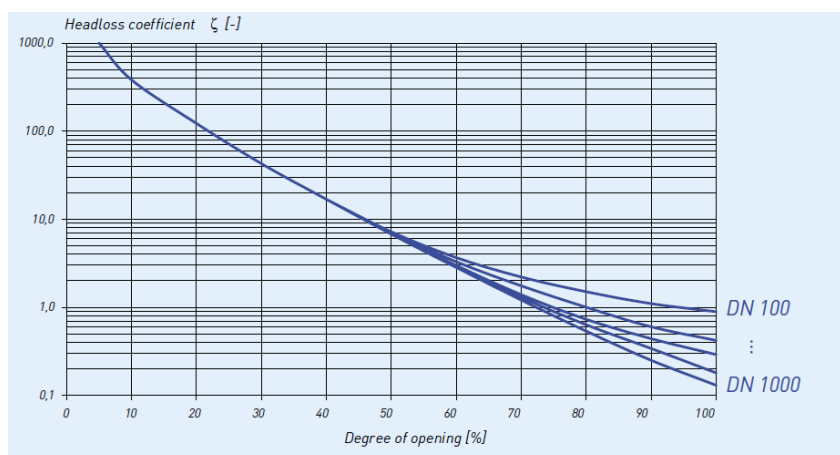
Rešavanjem ovog sistema jednačina dobijaju se vrednosti protoka i pritiska u navedenom konturnom uslovu. Gde je K_{bv} [$m/(m^3/s)^2$] koeficijent krive otpora zatvarača u funkciji procentualnog otvora zatvarača. Vrednost K_{bv} se računa prema (3.60)

$$K_{bv} = \frac{8 \cdot \zeta}{g \cdot Dbv^4 \cdot \pi^2} \quad (3.60)$$

Gde je:

ζ [-] Koeficijent lokalnog otpora zatvarača u funkciji otvorenosti
 Dbv [m] Prečnik zatvarača

Kod Cross-flow turbina se najčešće koriste leptirasti zatvarači kao predturbinski zatvarači. Koeficijent lokalnog otpora jednog leptirastog zatvarača [48] u funkciji prečnika i procentualne otvorenosti prikazan je na slici 3.11



Slika 3.11. Koeficijent lokalnog otpora leptirastog zatvarača. Slika preuzeta iz [48]

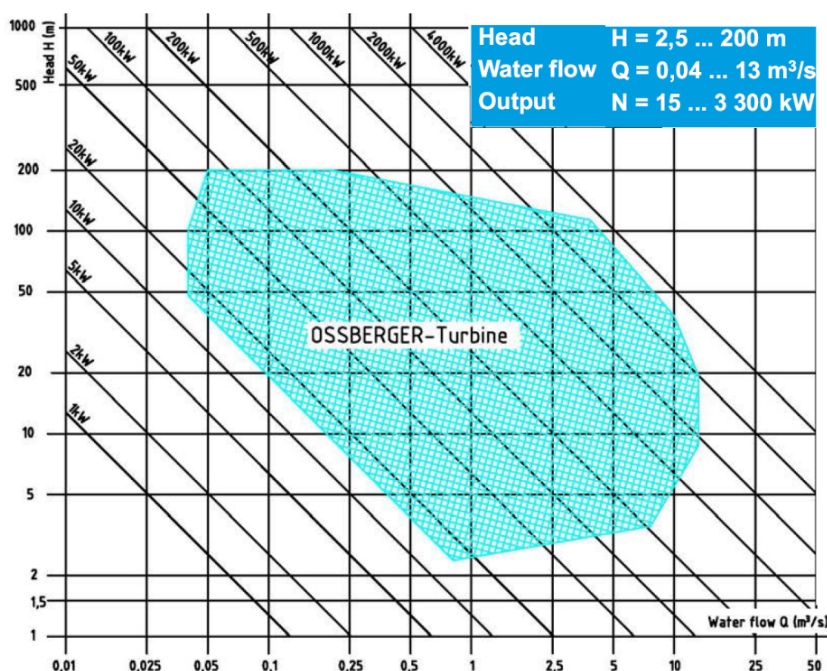
4. | Numerički model hidro-postrojenja sa Cross-flow turbinom

4.1. Modeliranje Cross-flow turbina - jedinični školjkasti dijagrami

Školjkasti dijagram (univerzalna karakteristika turbine) gde su prikazani međusobni odnos značica (n_{11}, Q_{11}) i (n_{11}, P_{11}) predstavlja osnovni podatak koji opisuje karakteristike svake turbine, pa i Cross-flow turbine. Ovi podaci predstavljaju osnov za formiranje matematičkog modela Cross-flow turbine u jednom hidro postrojenju a samim tim i neophodan uslov za formiranje numeričkog modela Cross-flow turbine za proračun nestacionarnih režima u hidro-postrojenju.

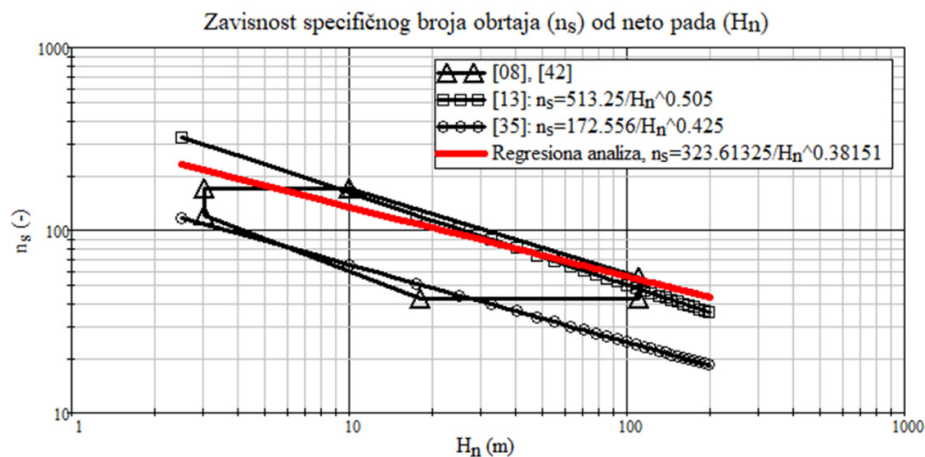
Radne karakteristike Cross-flow turbina se prikazuju na identičan način kao i kod Kaplan, Francis i Pelton turbina preko veličina (n_{11}, Q_{11}) i (n_{11}, P_{11}) gde se karakteristike prikazuju grafički u karakterističnom „školjkastom“ dijagramu u zavisnosti od otvora sprovodnog aparata SA. Za Cross-flow turbine ne postoje sredjeni podaci modelskih ispitivanja kao kod Kaplan, Francis i Pelton turbina ([52], [53]). Ovo ima za posledicu da se pri projektovanju hidro-postrojenja sa Cross-flow turbinama javlja problem kako definisati osnovne karakteristike Cross-flow turbine a samim tim i kako sagledati nestacionarne režime u hidro-postrojenju koji se javlja kao posledica ispada agregata sa mreže.

Prema [14] Cross-flow turbine se primenjuju u opsegu protoka $0.04 \div 13 \text{ m}^3/\text{s}$ i opsegu padova od $2.5 \div 200 \text{ m}$ (slika 4.1.)



Slika 4.1. Oblast primene Ossberger Cross-flow turbine [14]

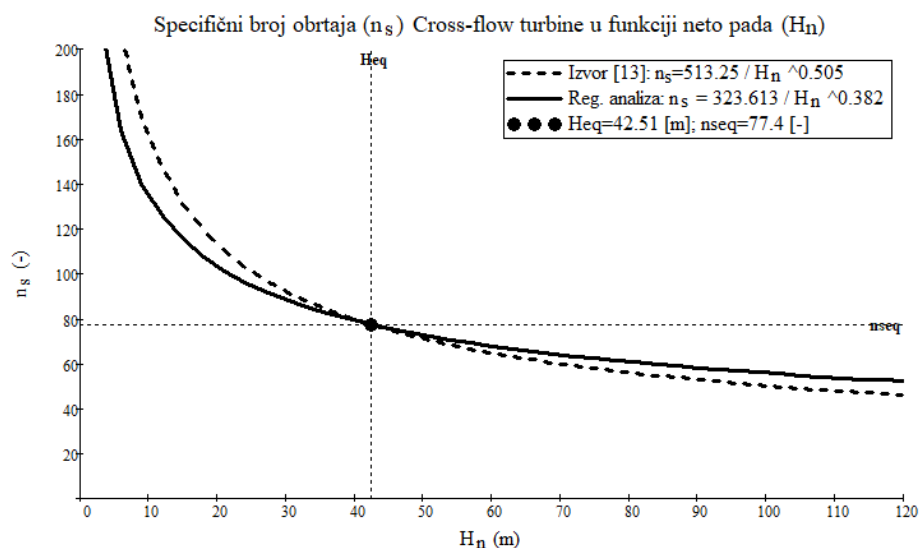
Pri definisanju osnovnih karakteristika Cross-flow turbine polazna postavka je određivanje specifičnog broja obrtaja turbina (n_s). Na osnovu podataka iz literature ([42], [13], [35]) i na osnovu uradjenih regresionih analiza (jednačina 2.2.) u prvoj iteraciji momože da se na osnovu neto pada u prvoj iteraciji odredi specifični broja obrtaja (Slika 4.2.)



Slika 4.2.

Specifični broj obrtaja (n_s) Cross-flow turbine u funkciji neto pada (H_n) [08], [13], [35], [42]

U praksi, najčešće se koristi za proračun specifičnog broja obrtaja (n_s) formula prema izvoru [13]. Na slici 4.3 uporedno su prikazane krive specifičnog broja obrtaja prema [13] i prema jednačini 2.1.1.1 iz regresionih analiza.

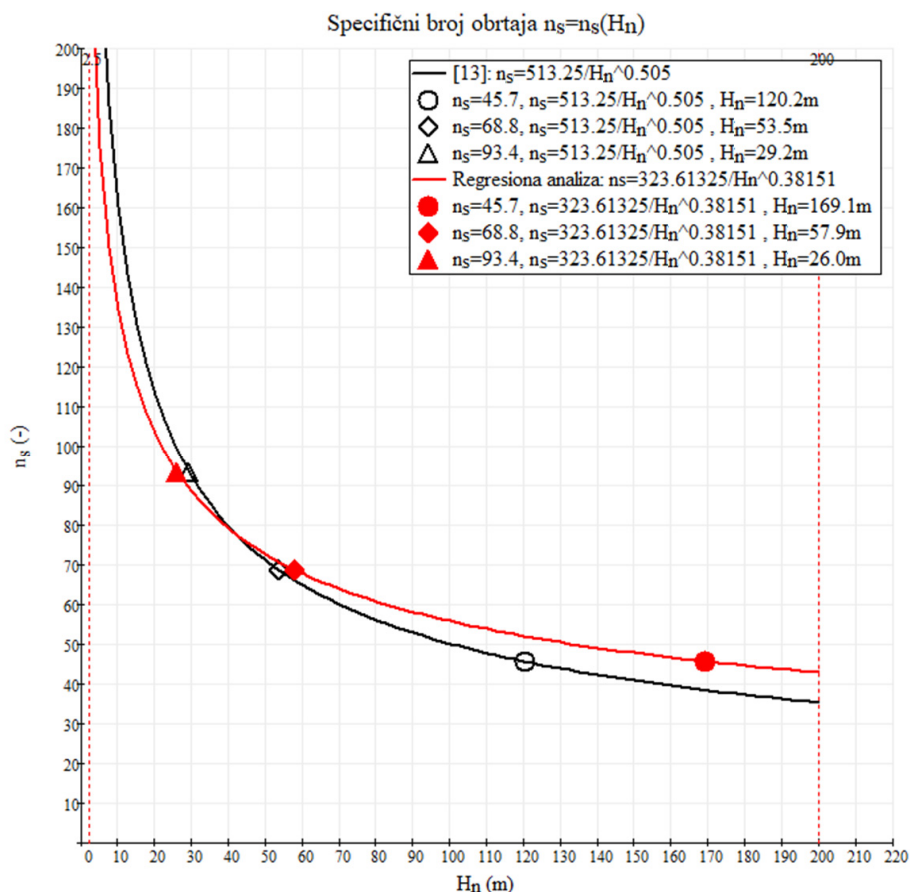


Slika 4.3. Specifični broj obrtaja (n_s) Cross-flow turbine u funkciji neto pada (H_n) prema [13] i uradjenoj regresionoj analizi (jednačina 2.2)

Na osnovu pregleda litarature [11], [23] i izvršenih merenja u laboratorijama nadjeni su kompletni školjkasti dijagrami za sledeće specifične brojeve obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 Cross-flow turbina.

Pri projektovanju jednog hidro-postrojenja uvek se u prvoj iteraciji specifični broj obrtaja vezuje za neto pad na turbini.

Ako se iskoristi kriva specifičnog obrtaja n_s prema [13] i kriva specifičnog broja obrtaja dobijena regresionom analizom (jednačina 2.2) za poznate školjkaste dijagrame (specifični brojevi obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4) mogu da se odrede neto padovi koji odgovaraju navedenim specifičnim brojevima obrtaja (slika 4.4).



Slika 4.4.

Zavisnost specifičnog broja obrtaja (n_s) od neto pada (H_n) kod Cross-flow turbine prema [13] i prema regresionoj analizi (jednačina 2.2) kao i vrednosti neto padova za specifične brojeve obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4

4.2 Implementacija razvijenih modela u model nestacionarnih strujanja

Da bi se dobio školjkasti dijagram Cross-flow turbine koji treba da se implementira u model za proračun nestacionarnih režima cilj je da se na osnovu poznatih školjkastih dijagrama sa specifičnim brojevima obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 primenom odgovarajućih interpolacija dobiju školjkasti dijagrami turbina za bilo koji neto pad.

Da bi se omogućila interpolacija prvo se uvodi pojam bezdimenzioniske vrednosti jediničnog protoka ($Q1$), bezdimenzioniske vrednosti jediničnog broja obrtaja ($n1$) i bezdimenzioniske vrednosti jedinične snage ($P1$) na sledeći način:

$$Q_1 = \frac{Q_{11}}{Q_{110}} \quad (4.1)$$

$$n_1 = \frac{n_{11}}{n_{110}} \quad (4.2)$$

$$P_1 = \frac{P_{11}}{P_{110}} \quad (4.3)$$

gde je:

- Q_{110} Vrednost jediničnog protoka za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja
- n_{110} Vrednost jediničnog broja obrtaja za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja
- P_{110} Vrednost jedinične snage za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja

Školjkasti dijagrami za specifične brojeve obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 su dobijeni na osnovu ispitivanja u laboratorijama na modelskim kolima ([11], [23]) a definišu karakteristike turbina za očekivanu oblast rada turbine u redovnim eksploatacionim uslovima. Međutim, kada se formira numerički model za proračun nestacionarnih režima hidropostrojenja u nestacionarnim režimima turbina prolazi kroz oblasti koje nisu obuhvaćene školjkastim dijagramima. Ove oblasti su sa aspekta nestacionarnih režima rada postrojenja vrlo bitne. Pri definisanju jediničnih dijagrama za zone školjkastih dijagrama koje nisu obuhvaćene merenjima moraju se uraditi određene pretpostavke. Što su pretpostavke realnije, to je i matematički model za proračun nestacionarnih režima tačniji.

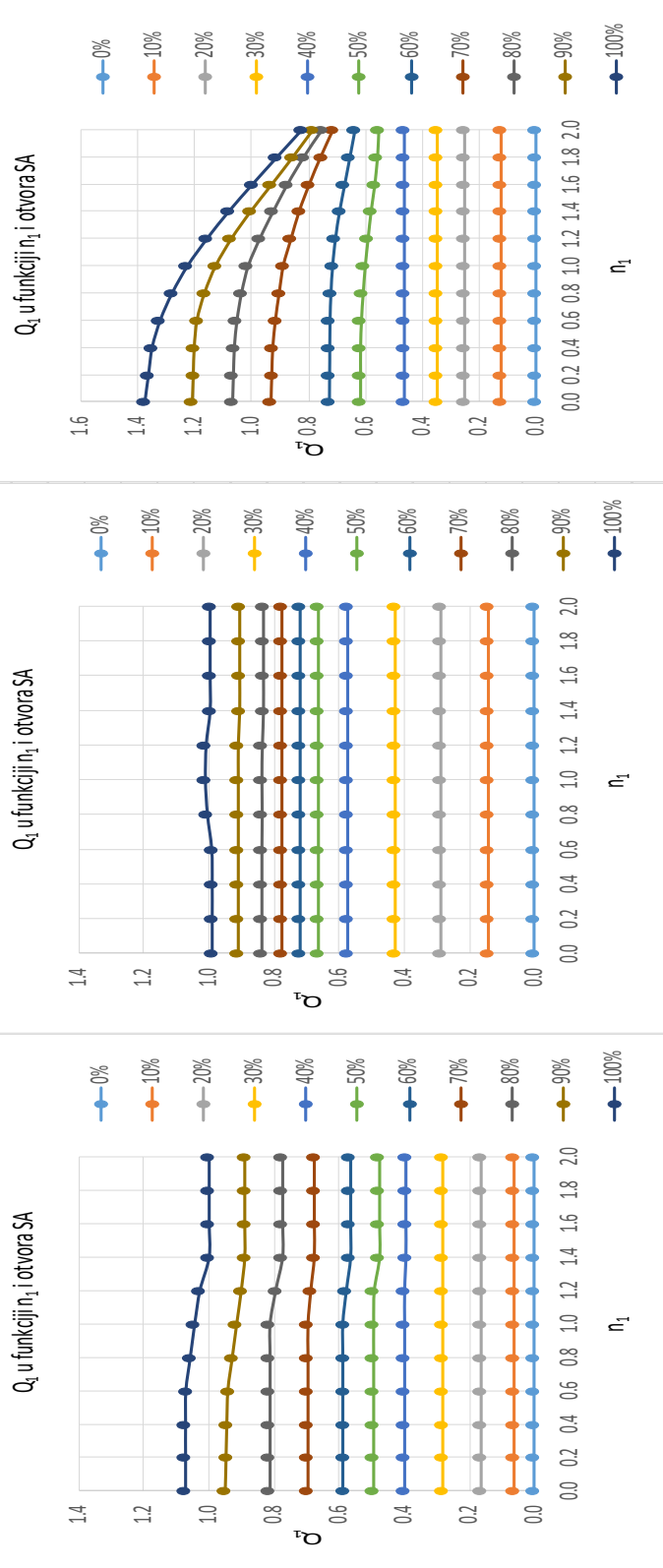
Da bi se dobile karakteristike turbina u zonama koje nisu obuhvaćene u raspoloživim školjkastim dijagramima koristiće se rezultati izvršenih merenja i modeliranja koji su prikazani u okviru [04] i [05]. Prema prikazima u navedenoj literaturi može se zaključiti da su jedinični protok (Q_{11}) i jedinična snaga (P_{11}) kod Cross-flow turbine takvi da je za:

- $n_{11} \sim 0$ $Q_{11} \sim 0$ i $P_{11} \sim 0$ tj. $Q_1 \sim 0$ i $P_1 \sim 0$
- $n_{11} \sim 2 \times n_{110}$ $Q_{11} \sim 0$ i $P_{11} \sim 0$ tj. $Q_1 \sim 0$ i $P_1 \sim 0$

Koristeći ove uslove sada se za svaku od poznatih turbina sa specifičnm brojem obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 za koje postoje školjkasti dijagrami u skladu sa jednačinama (4.1), (4.2) i (4.3) mogu da se formiraju bezdimenzioniske vrednosti jediničnog protoka (Q_1), jediničnog broja obrtaja (n_1) i jedinične snage (P_1) i vezuju se za korespodentni pad kako je prikazano na slici 4.4.

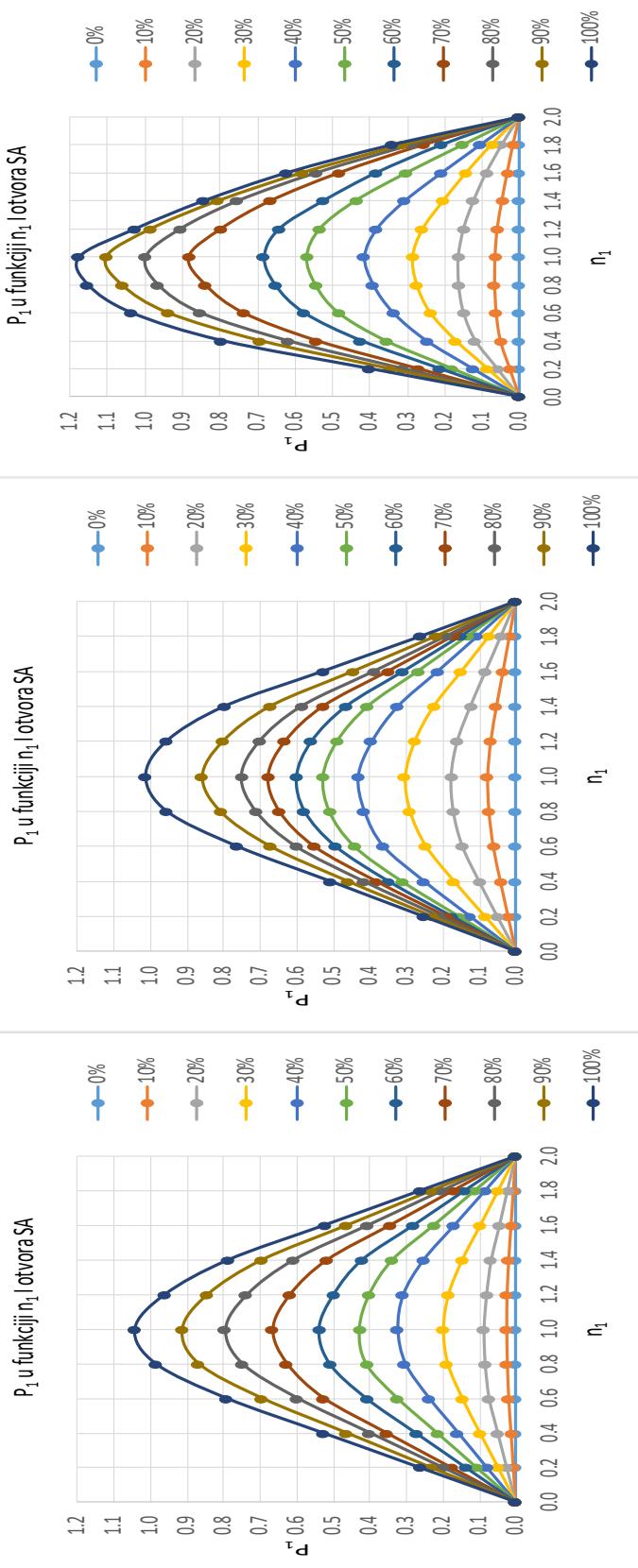
Tabelarni i grafički prikaz preračunatih bezdimenzioniske vrednosti jediničnog protoka (Q_1) i jedinične snage (P_1) u funkciji jediničnog broja obrtaja (n_1) turbina sa specifičnim brojem obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 prikazan je tabelarno i grafički na slikama 4.1.3. i 4.1.4.

Q ₁ u funkciji n ₁ i otvora SA za Banki turbinu BSN n _s =45.7											Q ₁ u funkciji n ₁ i otvora SA za Banki turbinu BSN-GD-N1 n _s =68.8											Q ₁ u funkciji n ₁ i otvora SA T15 n _s =93.4														
n ₁	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	n ₁	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	n ₁	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	
0.00	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.4000	0.4968	0.5871	0.6968	0.8129	0.9484	1.0710	0.00	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8375	0.9125	0.9875	1.0000	0.00	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.619	0.726	0.931	1.069	1.206	1.375
0.20	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.4000	0.4968	0.5871	0.6968	0.8129	0.9462	1.0710	0.20	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8375	0.9125	0.9875	1.0000	0.20	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.619	0.726	0.928	1.066	1.203	1.362
0.40	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.4000	0.4968	0.5871	0.6968	0.8129	0.9440	1.0710	0.40	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8375	0.9125	0.9875	1.0000	0.40	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.619	0.725	0.925	1.062	1.200	1.349
0.60	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.4000	0.4968	0.5871	0.6968	0.8129	0.9408	1.0698	0.60	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8375	0.9125	0.9895	1.0000	0.60	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.616	0.724	0.915	1.053	1.190	1.321
0.80	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.4000	0.4968	0.5871	0.6968	0.8129	0.9275	1.0565	0.80	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8365	0.9125	1.0052	1.0000	0.80	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.610	0.721	0.902	1.037	1.164	1.279
1.00	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.4000	0.4968	0.5871	0.6968	0.8129	0.9142	1.0432	1.00	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8375	0.9125	1.0125	1.0000	1.00	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.603	0.715	0.888	1.013	1.125	1.225
1.20	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.4000	0.4945	0.5783	0.6880	0.7954	0.9009	1.0276	1.20	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8359	0.9125	1.0094	1.20	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.593	0.705	0.860	0.971	1.070	1.157	
1.40	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.3935	0.4774	0.5677	0.6774	0.7742	0.8903	1.0000	1.40	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8325	0.9075	0.9950	1.40	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.583	0.691	0.832	0.924	1.003	1.081	
1.60	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.3935	0.4774	0.5677	0.6774	0.7742	0.8903	1.0000	1.60	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8325	0.9075	0.9950	1.60	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.570	0.673	0.796	0.873	0.930	0.997	
1.80	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.3935	0.4774	0.5677	0.6774	0.7742	0.8903	1.0000	1.80	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8325	0.9075	0.9950	1.80	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.561	0.655	0.756	0.815	0.857	0.911	
2.00	0.0000	0.0645	0.1677	0.2839	0.3935	0.4774	0.5677	0.6774	0.7742	0.8903	1.0000	2.00	0.0000	0.1425	0.2875	0.4300	0.5750	0.6625	0.7175	0.7775	0.8325	0.9075	0.9950	2.00	0.0000	0.125	0.250	0.350	0.463	0.556	0.638	0.713	0.750	0.788	0.825	



Slika 4.5. Prikaz Q_1 u funkciji n_1 za $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4

n_1	P_1 u funkciji n_1 i otvora SA za Banki turbinu BSN $n_s=45.7$										P_1 u funkciji n_1 i otvora SA za Banki turbinu BSN-GD-N1 $n_s=68.8$										P_1 u funkciji n_1 i otvora SA T1.5. $n_s=93.4$														
	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%		
0.00	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000			
0.20	0.0000	0.0068	0.0250	0.0490	0.0800	0.1070	0.1370	0.1770	0.2000	0.2320	0.2630	0.20	0.0000	0.0213	0.0510	0.0850	0.1260	0.1560	0.1750	0.1910	0.2080	0.2290	0.2530	0.20	0.0000	0.026	0.059	0.085	0.125	0.179	0.212	0.271	0.311	0.347	0.400
0.40	0.0000	0.0137	0.0500	0.0990	0.1590	0.2150	0.2740	0.3540	0.4000	0.4630	0.5270	0.40	0.0000	0.0427	0.1010	0.1700	0.2520	0.3120	0.3490	0.3820	0.4160	0.4590	0.5070	0.40	0.0000	0.051	0.118	0.170	0.249	0.357	0.423	0.541	0.620	0.692	0.795
0.60	0.0000	0.0203	0.0740	0.1480	0.2390	0.3230	0.4090	0.5290	0.5980	0.6940	0.7900	0.60	0.0000	0.0625	0.1470	0.2470	0.3640	0.4420	0.4940	0.5520	0.6010	0.6710	0.7620	0.60	0.0000	0.062	0.150	0.239	0.338	0.483	0.576	0.737	0.853	0.939	1.038
0.80	0.0000	0.0241	0.0850	0.1880	0.3050	0.4090	0.5090	0.6260	0.7500	0.8680	0.9840	0.80	0.0000	0.0746	0.1720	0.2910	0.4160	0.5100	0.5790	0.6470	0.7100	0.8080	0.9540	0.80	0.0000	0.066	0.163	0.275	0.391	0.544	0.653	0.838	0.966	1.062	1.154
1.00	0.0000	0.0257	0.0880	0.2000	0.3260	0.4270	0.5380	0.6650	0.7960	0.9130	1.0410	1.00	0.0000	0.0778	0.1780	0.3040	0.4330	0.5270	0.6010	0.6780	0.7500	0.8570	1.0120	1.00	0.0000	0.065	0.164	0.286	0.414	0.567	0.682	0.882	0.999	1.103	1.177
1.20	0.0000	0.0249	0.0810	0.1860	0.3110	0.4000	0.4980	0.6180	0.7370	0.8440	0.9590	1.20	0.0000	0.0694	0.1610	0.2780	0.3950	0.4890	0.5600	0.6320	0.7010	0.8010	0.9560	1.20	0.0000	0.059	0.150	0.259	0.381	0.532	0.642	0.796	0.906	0.984	1.027
1.40	0.0000	0.0201	0.0680	0.1480	0.2550	0.3370	0.4200	0.5170	0.6090	0.6950	0.7860	1.40	0.0000	0.0532	0.1250	0.2260	0.3240	0.4050	0.4650	0.5280	0.5860	0.6720	0.7970	1.40	0.0000	0.047	0.123	0.204	0.306	0.437	0.524	0.664	0.753	0.805	0.844
1.60	0.0000	0.0134	0.0450	0.0980	0.1700	0.2240	0.2800	0.3450	0.4060	0.4630	0.5240	1.60	0.0000	0.0353	0.0830	0.1500	0.2150	0.2690	0.3090	0.3510	0.3890	0.4460	0.5290	1.60	0.0000	0.033	0.089	0.143	0.208	0.301	0.383	0.481	0.543	0.581	0.622
1.80	0.0000	0.0067	0.0230	0.0490	0.0850	0.1120	0.1400	0.1720	0.2030	0.2320	0.2620	1.80	0.0000	0.0174	0.0410	0.0740	0.1060	0.1330	0.1530	0.1730	0.1920	0.2200	0.2610	1.80	0.0000	0.017	0.047	0.075	0.104	0.151	0.208	0.257	0.288	0.311	0.341
2.00	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.00	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.00	0.0000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000



Slika 4.6 Prikaz P_1 u funkciji n_1 za $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4

Na osnovu ovako definisanih školjkastih dijagrama (univerzalnih karakteristika) i definisanih jediničnih bezdimenzioniskih vrednosti (n_1, Q_1, P_1) poznatih školjkastih dijagrama turbina sa specifičnim brojem obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 može da se adekvatnom interpolacijom formira školjkasti dijagram ($n_{11}-Q_{11}-P_{11}$) razmatrane turbine. Za zadate vrednosti razmatrane turbine:

Q_o	[m ³ /s]	Protok turbine za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja
H_{no}	[m]	Neto pad turbine za maksimalnu vrednost stepena iskorišćenja
n_t	[min ⁻¹]	Broj obrtaja turbine
η_o	[-]	Maksimalna vrednost stepena iskorišćenja za (Q_o, H_{no})

kao prvi korak je iznalaženje specifičnog broja obrtaja (n_{so}), značice jediničnog protoka (Q_{11o}) i značice jedinične snage (P_{11o}) razmatrane turbine.

Na osnovu poznate vrednosti specifičnog broja obrtaja turbine (n_{so}) poznatih jediničnih vrednosti (n_1, Q_1, P_1) turbina sa specifičnim brojem obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 formiraju se jedinične bezdimenzijske vrednosti za Q_1 i P_1 razmatrane turbine interpolacijom na sledeći način:

Ako je vrednost specifičnog broja obrtaja razmatrane turbine u zoni $n_{so} < 68.8$ tada se formira bezdimenzijska vrednost za n_1, Q_1 i P_1 na sledeći način:

$$n_1(i) = 0.0, 0.2, 0.4, \dots, 2.00 \quad (4.4)$$

$$Q_1(i,j) = \frac{n_{so}-45.7}{68.8-45.7} \{Q_1(i,j)[68.8]-Q_1(i,j)[45.7]\} + Q_1(i,j)[45.7] \quad (4.5)$$

$$P_1(i,j) = \frac{n_{so}-45.7}{68.8-45.7} \{P_1(i,j)[68.8]-P_1(i,j)[45.7]\} + P_1(i,j)[45.7] \quad (4.6)$$

Ako je vrednost specifičnog broja obrtaja razmatrane turbine u zoni $n_{so} \geq 68.8$ tada se formira bezdimenzijska vrednost za n_1, Q_1 i P_1 na sledeći način:

$$n_1(i) = 0.0, 0.2, 0.4, \dots, 2.00 \quad (4.7)$$

$$Q_1(i,j) = \frac{n_{so}-68.8}{93.4-68.8} \{Q_1(i,j)[93.4]-Q_1(i,j)[68.8]\} + Q_1(i,j)[68.8] \quad (4.8)$$

$$P_1(i,j) = \frac{n_{so}-68.8}{93.4-68.8} \{P_1(i,j)[93.4]-P_1(i,j)[68.8]\} + P_1(i,j)[68.8] \quad (4.9)$$

Kada se sračunaju jedinične vrednosti $n_1(i), Q_1(i,j), P_1(i,j)$ tada se vrednost značice jediničnog broja obrtaja (n_{11}), značice jediničnog protoka (Q_{11}) i značice jedinične snage (P_{11}) školjkastog dijagrama razmatrane turbine dobijaju na sledeći način:

$$n_{11}(i) = n_{11o} \cdot \phi \quad (\phi=0.0, 0.2, 0.4, \dots, 2.00) \quad (4.10)$$

$$Q_{11}(i,j) = Q_{11o} * Q_1(i,j) \quad (4.11)$$

$$P_{11}(i,j) = P_{11o} * P_1(i,j) \quad (4.12)$$

4.3. Razvoj softvera za numericko rešavanje razvijenog matematičkog modela

Matematički model hidropostrojenja treba da obuhvati sve bitne komponente realnog fizičkog sistema (turbinski agregat, cevovod, akumulacija, ...). Pri modeliranju sistema hidropostrojenja treba obuhvatiti one elemente sistema koji imaju bitnu ulogu u proučavanom procesu.

Realni sistem hidropostrojenja matematičkim modelom se opisuje kao sistem čvorova (turbinski agregat, akumulacija, redna veza dve deonice, itd) i deonica.

U okviru poglavlja „3. Matematičko modeliranje nestacionarnih režima u hidropostrojenju sa Cross-flow turbinom“ opisani su matematički modeli pojedinih elemenata sistema koji opisuju nestacionarno strujanje u jednom postrojenju sa Cross-flow turbinom.

Za ovako formirane matematičke modele formiran je proračunski postupak za analizu nestacionarnih režima u hidropostrojenju sa Cross-flow turbinom.

Proračunski postupak je zasnovan na metodi karakteristika kojim se parcijalne diferencijalne jednačine nestacionarnog strujanja koje opisuju elemente sistema svode na obične diferencijalne jednačine.

Za rešavanje ovih običnih diferencijalnih jednačina neopodno je da se definišu početni i granični uslovi:

- Početni uslovi opisuju stanje sistema pre početka analize nestacionarnih režima a zadaju se rasporedom protoka i pritisaka u svim elementima sistema.
- Granični uslovi se tako formiraju da opisuju ponašanje sistema u čvorovima (krajevima deonice), tako da zajedno sa jednačinama karakteristika formiraju sisteme jednačina koji imaju rešenje. Granični uslovi u čvorovima modela rešavaju se standardnim numeričkim metodama za nelinearne algebarske i diferencijalne jednačine

U skladu sa definisanim proračunskim postupkom razvijen je numerički program u programskom jeziku FORTRAN koji je prikazan u poglavlju „9. Algoritam i programski kod“.

5. Testiranje, analiza i potvrda modela za proračun nestacionarnih režima

U prethodnim poglavljima:

- opisana je Cross-flow turbina sa veličinama koje karakterišu njeno ponašanje u sistemu,
- razvijeni su matematički modeli, i
- razvijeni su numerički modeli

koji opisuju ponašanje Cross-flow turbine u nestacionarnim režimima u jednom hidro-postrojenju.

U cilju sagledavanja verodostojnosti razvijenih modela za Cross-flow turbinu u ovom poglavlju će se izvršiti simulacije nestacionarnih režima u hidropostrojenjima sa Cross-flow turbinom.

U prvom koraku će se uraditi analize na baznom test modelu kako bi se sagledalo ponašanje Cross-flow turbine i njen uticaj na sistem u nestacionarnim režimima koji se javljaju kao posledica ispada generatora Cross-flow turbine sa elektro mreže. U drugom koraku, uradiće se verifikacija modela na postojećim elektranama za koje su se posedovali rezultati merenja.

5.1. Testiranje razvijenog modela - bazni test model

Testiranje razvijenog modela će se uraditi na sledećem modelu – sistemu (Tabela 5.1):

Tabela 5.1.

R.br.	Opis	Vrednost	Jedinica
1	Protok turbine	1.40	m ³ /s
2	Kota vode na vodozahvatu (ZGV)	90.0	m
3	Kota ose sprovodnog aparata turbine (ZSA)	0.0	m
4	Dužina cevovodne instalacije (L)	3000	m
5	Materijal cevovodne instalacije	Čelik	
6	Prečnik cevovodne instalacije	Ø1016x8.8	mm x mm
7	Temperatura vode	15	°C

Na osnovu ovih podataka prvo će se uraditi potrebni hidraulički proračuni kako bi se definisao neto pad na turbini, snaga na vratilu turbine i snaga generatora. Nakon ovih proračuna uradiće se proračuni primenom jednačina iz regresione analize kako bi se odredile osnovne karakteristike Cross-flow turbine. Ovi podaci predstavljaju polazne podatke za formiranje modela za proračun nestacionarnih režima.

Pri izboru tehničkog rešenja zaštite sistema od negativnih efekata nestacionarnih režima usvojiće se da se pri nekontrolisanom ispadu turbinskog agregata sa elektro mreže i zatvaranju sprovodnog aparata (SA) ili predturbinskog zatvarača (LZ) u sistemu ne pojave pritisci veći od 10 bara (standardni nazivni pritisak za armaturu) i da prelazno povećanje broja obrtaja u pobegu turbine ne bude veće od 2.3 puta od nominalnog broja obrtaja.

Proračuni za izbor potrebnih veličina za formiranje i izradu hidrauličkog modela

Osnovni podaci o sistemu

Kota gornje vode - nivo vode u vodozahvatnoj gradjevini:	ZGV := 90.0	[mm]
Kota ose sprovednog aparata:	ZSA := 0.0	[mm]
Kapacitet turbine:	QTUR := 1.40	[m ³ /s]

Cevovodna instalacija od vodozahvatne gradjevine do zgrade HE

Materijal	Čelik	
Dužina cevovodne instalacije	$L_{\text{cv}} := 3000$	[m]
Spoljni prečnik cevovoda:	OD_St := 1016.0	[mm]
Debljina zida cevi:	$\delta_{\text{St}} := 8.8$	[mm]
Unutrašnji prečnik cevovoda:	ID_St := OD_St - 2 · δ_{St} = 998.4	[mm]
Apsolutna hrapavost cevovoda:	$k_{\text{St}} := 0.5$	[mm]

Gustina, dinamička i kinematska viskoznost vode

Temperatura vode $T_{\text{cv}} := 15$ [°C]

Gustina vode

Source: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC4909168/>

$$\rho t(t) := \frac{999.83952 + 16.945176 \cdot t - 7.9870491 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 46.170461 \cdot 10^{-6} \cdot t^3 + 105.56302 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 - 280.54253 \cdot 10^{-12} \cdot t^5}{1 + 16.897850 \cdot 10^{-3} \cdot t}$$

$$\rho T := \rho t(T) = 998.884 \quad [\text{kg/m}^3]$$

Kinematska i dinamička viskoznost vode

Source: <http://www.engineeringnotes.com/fluids/variation-of-viscosity-of-fluid-effects-of-temperature-formula-and-types-fluids/46908>

Konstanta $\alpha := 0.03368$ [-]

Konstanta $\beta := 0.000221$ [-]

Dinamička viskoznost na 4°C: $\mu_0 := 1.79 \cdot 10^{-3}$ [kg/(ms)]

Dinamička viskoznost u funkciji temperature t: $\mu(t) := \mu_0 \cdot \left(\frac{1}{1 + \alpha \cdot t + \beta \cdot t^2} \right)$ [kg/(ms)]

Kinematska viskoznost u funkciji temperature t: $\nu(t) := \frac{\mu(t)}{\rho t(t)}$ [m²/s]

Kinematska viskoznost vode: $\nu T := \nu(T) = 1.152 \times 10^{-6}$ [m²/s]

Koeficijent trenja cevovodne instalacije od vodozahvata do zgrade HE

Početna vrednost koeficijenta trenja u iterativnom proračunu: $\lambda_{start} := 0.11 \cdot \left(\frac{k_{St}}{ID_{St}} \right)^{0.25} = 0.0165 \quad [-]$

$$\lambda_{St}(Q) := \text{root} \left[\frac{1}{\sqrt{\lambda_{start}}} + 0.86859 \cdot \ln \left[0.2698 \cdot \frac{k_{St}}{ID_{St}} + \frac{2.5119}{4 \cdot Q \cdot \frac{ID_{St}}{1000}} \cdot \frac{\left(\frac{ID_{St}}{1000} \right)^2 \cdot \pi}{\nu T} \right], \lambda_{start} \right]$$

Koeficijent trenja za maksimalni kapacitet turbine: $\lambda_{St}(QTUR) = 0.01703 \quad [-]$

Koeficijent krive hidrauličkih otpora u cevovodnoj instalaciji od vodozahvata do zgrade HE

Suma koeficijenti lokalnih otpora: $\zeta := 1.5 \quad [-]$

Koeficijent krive otpora: $KS_{St}(Q) := \frac{8}{9.81 \cdot \left(\frac{ID_{St}}{1000} \right)^4 \cdot \pi^2} \cdot \left[\lambda_{St}(Q) \cdot \frac{L}{\left(\frac{ID_{St}}{1000} \right)} + \zeta \right] \quad [m/(m^3/s)^2]$

Koeficijent krive hidrauličkih otpora u cevovodnim instalacijama unutar zgrade HE

Cevovodna instalacija unutar zgrade HE

Materijal:	Čelik
Dužina cevovodne instalacije:	$Lz := 10.0 \quad [m]$
Spoljni prečnik cevovoda	$OD_z := 813 \quad [mm]$
Debljina zida cevi:	$\delta_z := 7.1 \quad [mm]$
Unutrašnji prečnik cevovoda:	$ID_z := OD_z - 2 \cdot \delta_z = 798.8 \quad [mm]$
Apsolutna hrapavost cevovoda:	$k_z := 0.5 \quad [mm]$

Koeficijent trenja deonice unutar zgrade HE

Početna vrednost koeficijenta trenja u iterativnom proračunu: $\lambda_{start} := 0.11 \cdot \left(\frac{k_z}{ID_z} \right)^{0.25} = 0.0174 \quad [-]$

$$\lambda_z(Q) := \text{root} \left[\frac{1}{\sqrt{\lambda_{start}}} + 0.86859 \cdot \ln \left[0.2698 \cdot \frac{k_z}{ID_z} + \frac{2.5119}{4 \cdot Q \cdot \frac{ID_z}{1000}} \cdot \frac{\left(\frac{ID_z}{1000} \right)^2 \cdot \pi}{\nu T} \right], \lambda_{start} \right]$$

Koeficijent trenja za maksimalni kapacitet turbine: $\lambda_z := \lambda_z(QTUR) = 0.0178 \quad [-]$

Predturbinski zatvarac

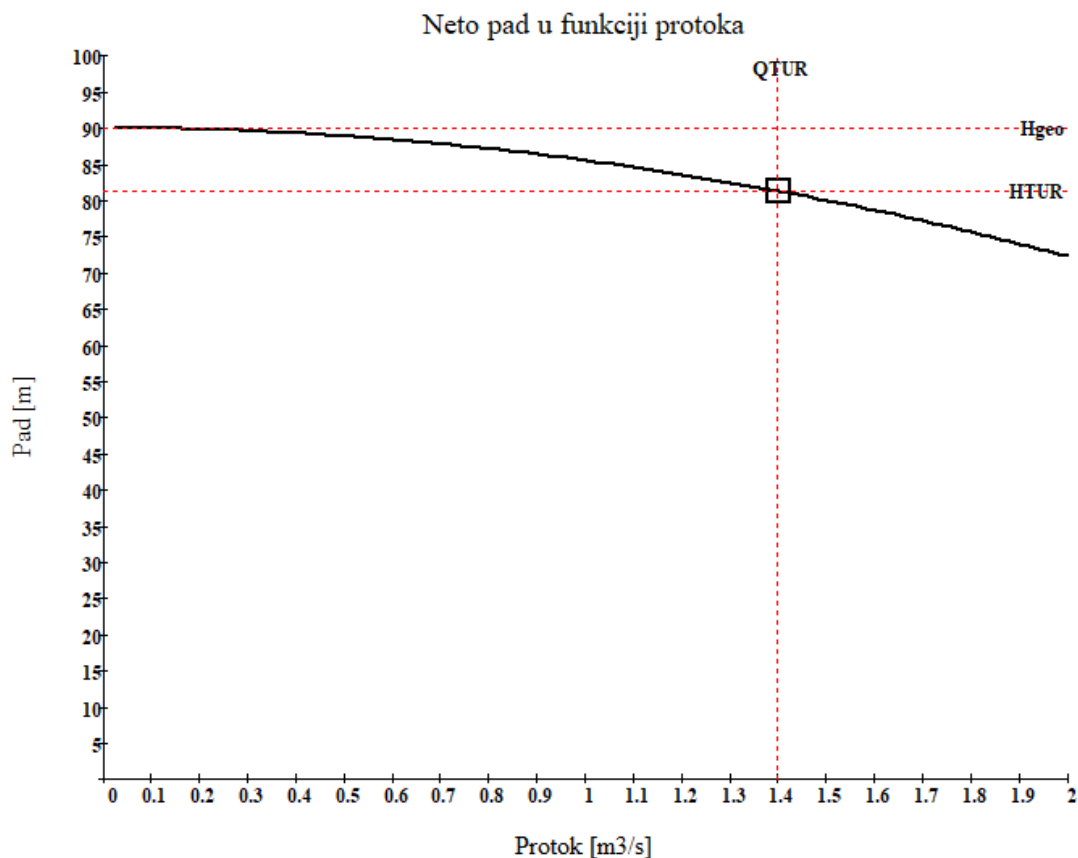
Tip: Leptirasti na elektromotorni pogon

Prečnik predturbinskog zatvarača: $Dz := 800$ [mm]Koefficient lokalnog otpora otvorenog zatvarača: $\zeta_z := 0.16$ [-]

Koefficient krive hidrauličkih otpora instalacija unutar zgrade HE

$$Kz(Q) := \frac{8}{9.81 \cdot \left(\frac{Dz}{1000}\right)^4 \cdot \pi^2} \left[\lambda_z(Q) \cdot \frac{Lz}{\left(\frac{Dz}{1000}\right)} + \zeta_z \right] \quad [m/(m^3/s)^2]$$

Proračun neto pada turbine

Bruto pad: $H_{geo} := ZGV - ZSA = 90.0$ [m]Računski opseg: $Qt := 0.020, 0.040 \dots 2.000$ [m³/s]Kriva neto pada u funkciji kapaciteta eksploatacije: $H_{n_St}(Qt) := H_{geo} - [KS_St(Qt) \cdot (Qt)^2 + Kz(Qt) \cdot (Qt)^2]$ Neto pad na turbini za maksimalni kapacitet turbine: $HTUR := H_{n_St}(QTUR) = 81.3$ [m]

Proračun brzine prostiranja poremećaja (a)

Modul elastičnosti vode - Tabela 2.1.: $K_{\text{vv}} := 2.19 \cdot 10^9$ [N/m²]

Modul elastičnosti za čelik - Tabela 2.2.: $E_{\text{St}} := 2.1 \cdot 10^{11}$ [N/m²]

Poisson-ov koeficijent za čelik - Tabela 2.2.: $\nu_P := 0.27$ [-]

Proračun brzina prostiranja poremećaja (jednačine 2.12. & 2.13.b1) za instalaciju od vodozahvata do zgrade HE:

$$a_{1} := \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho T}}}{\sqrt{1 + \frac{ID_{\text{St}}}{\delta_{\text{St}}} \cdot \frac{K}{E_{\text{St}}} \cdot (1 - \nu_P^2)}} = 1022.5 \quad [\text{m/s}]$$

Proračun brzina prostiranja poremećaja (jednačine 2.12. & 2.13.b1) za instalaciju u zgradi HE:

$$a_{2} := \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho T}}}{\sqrt{1 + \frac{ID_z}{\delta_z} \cdot \frac{K}{E_{\text{St}}} \cdot (1 - \nu_P^2)}} = 1024.8 \quad [\text{m/s}]$$

Proračun osnovnih parametara turbine na osnovu regresionih analiza

Proračun prečnik radnog kola turbine prema (2.1.6.1):

$$D1 := 0.310070 \cdot HTUR^{0.16868} \cdot QTUR^{0.39962} = 0.745 \quad [\text{m}] \quad \text{Usvojena dimenzija: } \underline{D1} := 0.750 \quad [\text{m}]$$

Proračun širine mlaznice turbine prema (2.1.5.1):

$$B := 35.386 \cdot HTUR^{-0.58729} \cdot QTUR^{0.63989} = 3.316 \quad [\text{mm}] \quad \text{Usvojena dimenzija: } \underline{B} := 0350 \quad [\text{mm}]$$

Proračun broja obrtaja turbine prema (2.1.4.1):

$$nTUR := 35.386 \cdot HTUR^{0.53012} \cdot D1^{-1.00601} = 486.4 \quad [\text{rpm}]$$

Stepen iskorišćenja turbine: $\eta_{TUR} := 0.84$ [-]

Stepen iskorišćenja generatora: $\eta_{GEN} := 0.95$ [-]

Stepen iskorišćenja multiplikatora: $\eta_{RED} := 0.98$ [-]

Broj obrtaja generatora: $nGEN := 1000$ [rpm]

Prenosni odnos multiplikatora: $iN := \frac{nGEN}{nTUR} = 2.06$ [-]

Snaga na vratilu turbine: $PTUR := \frac{\rho T}{1000} QTUR \cdot 9.81 \cdot HTUR \cdot \eta_{TUR} = 936.4$ [kW]

Snaga na vratilu multiplikatora: $PRED := \eta_{RED} \cdot PTUR = 917.7$ [kW]

Snaga na vratilu generatora: $PGEN := \eta_{GEN} \cdot PRED = 871.8$ [kW]

Proračun momenta inercije turbinskog agregata na osnovu regresionih analiza

Proračun momenta inercije turbine prema jednačini (2.2.1.2.):

$$J_t := 95049.160 \cdot PTUR^{1.08457} \cdot nTUR^{-2.46751} = 37.200 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije spojnice turbine prema jednačini (2.2.2.1.):

$$J_{St} := 0.2063 \cdot (1.25 \cdot PTUR)^{1.25854} \cdot nTUR^{-1.36097} = 0.331 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije spojnice multiplikatora sa turbinske strane prema jednačini (2.2.2.1.):

$$J_{Sm1} := J_{St} = 0.331 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije spojnice generatora prema jednačini (2.2.2.2.):

$$J_{Sg} := 0.206 \cdot (1.25 \cdot \eta_{GEN} \cdot PTUR)^{1.25854} \cdot nGEN^{-1.36097} = 0.116 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije spojnice multiplikatora sa generatorske strane prema jednačini (2.2.2.2.):

$$J_{Sm2} := J_{Sg} = 0.116 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije ulaznog sklopa zupčanika (turbinska strana) prema jednačini (2.2.3.1.):

$$J_{m1} := 0.00000320 \cdot PTUR^{1.68687} \cdot iN^{0.16585} = 0.371 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije izlaznog sklopa zupčanika (generatorska strana) prema jednačini (2.2.3.2.):

$$J_{m2} := \frac{J_{m1}}{iN^2} = 0.088 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije generatora prema jednačini (2.2.4.4.):

$$J_g := 3503.431 \cdot nGEN^{-1.91296} \cdot PGEN^{1.34318} = 56.904 \quad [kgm^2]$$

Proračun momenta inercije turbinskog agregata (komplet) prema jednačini (2.2.5.1.):

$$J_{ta} := J_t + J_{St} + J_{Sm1} + J_{m1} + J_{m2} + J_{Sm2} + J_{Sg} + J_g$$

$$J_{ta} = 95.46 \quad [kgm^2]$$

5.1.1. Primena modela na kontruni uslov „CROSS-FLOW TURBINA“

Za prethodno definisani hidraulički model razmatranog hidropostrojenja uradiće se kontrolni proračuni nestacionarnih režima koji se javljaju u nekontrolisanim situacijama, tj u uslovima nekontrolisanog ispada turbinskog agregata sa elektro mreže.

U ovim uslovima pri nekontrolisanom ispadu turbinskog agregata sa elektro mreže pristupa se kontrolisanom zatvaranju sprovodnog aparata (SA) ili predturbinskog leptirastog zatvarača (LZ).

U redovnim radnim uslovima uvek se pristupa prvo zatvaranju sprovodnog aparata SA, pa ako isti otkáže pristupa se zatvaranju predturbinskog zatvarača LZ.

Sprovodni aparat (SA)

Sistem automatskog upravljanja turbinom sastoji se od sledećih glavnih elemenata:

- Turbinskog regulatora elektro-hidrauličkog tipa. Glavni delovi regulatora su:
 - Električni deo turbinskog regulatora,
 - Uljno - hidraulički agregat, za pripremu ulja pod pritiskom,
 - Merni pretvarači povratne veze otvora servomotora sprovodnog aparata radnog kola,
 - Sistem za merenje brzine obrtanja agregata
- Uljno - hidrauličkog agregata, za pripremu ulja pod pritiskom,
- Mernih uređaja, kao što su merači pritiska, protoka, otvora, brzine obrtanja agregata.

Sprovodnim aparatom (SA) turbine se upravlja preko ovog sistema automatskog upravljanja. Hidraulički pogon preko servomotora podiže-spušta polugu koja je povezana sa lopaticama sprovodnog aparata (Slika 1.2.1).

Na ovaj način vrši se otvaranje-zatvaranje sprovodnog aparata, tj vrši se regulacija rada turbine. Na polugi je postavljen teg koji teži da zatvori sprovodni aparat. Pri nekontrolisanom ispadu turbinskog agregata sa elektro mreže teg kontrolisano po zadatom zakonu preko servomotora vrši pritvaranje lopatica sprovodnog aparata.

Vreme i zakon zatvaranja sprovodnog aparata SA se reguliše podešavanjem servomotora. Servomotor se može podesiti da se zatvaranje vrši u odredjenom vremenskom periodu po linearnom ili lomljenom zakonu zatvaranja.

Predturbnski zatvarač LZ

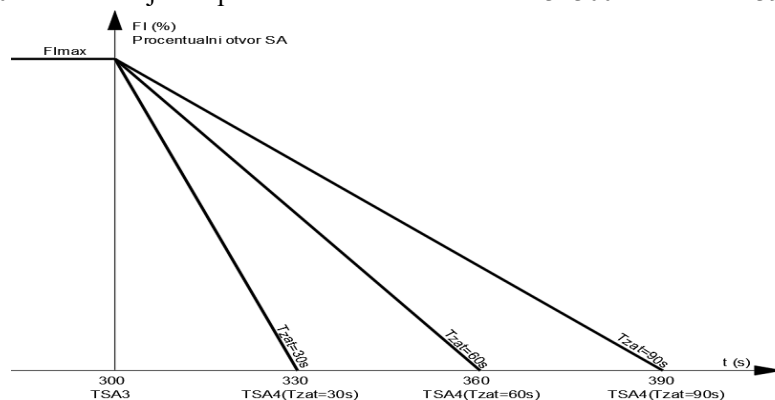
Kod Cross-flow turbina kao preturbnski zatvarač uobičajeno se primenjuje leptirasti zatvarač na elektromotorni pogon. Predturbnski zatvarač ima dvostruku ulogu u sistemu sa Cross-flow turbinom. Osnovna uloga mu je da se koristi kao servisni (remontni) zatvarač a po potrebi, ako dodje do otkazivanja sprovodnog aparata SA, preturbnski zatvarač može da se koristi i kao havarijski zatvarač.

Elektromotorni pogon preturbnskog zatvarača ima mogućnost kontrolisano zatvaranja, tj može da se podesi vreme i zakon zatvaranja predturbnskog zatvarača.

5.1.1.1. Linearan zakon zatvaranja sprovodnog aparata

U ovoj sekciji za bazni test model razmatraće se nekontrolisani ispad turbinskog agregata sa mreže i kontrolisano zatvaranje sprovodnog aparata SA po linearnom zakonu zatvaranja. Razmatrana je sledeća pogonska situacija:

- Cross-flow turbina radi sa maksimalnim kapacitetom
- U trenutku $T_{SA3}=300$ s dolazi do ispada generatora turbine sa elektro mreže
- Po ispadu generatora sa elektro-mreže pristupa se kontrolisanom zatvaranju sprovodnog aparata (SA) po linearnom zakonu zatvaranja. Razmatrana su sledeća vremena zatvaranja sprovodnog aparata (Slika 5.1):
 - $T_{zat} = 30$ s – zatvaranje SA po linearnom zakonu od $T_{SA3}=300$ s do $T_{SA4}=330$ s
 - $T_{zat} = 60$ s – zatvaranje SA po linearnom zakonu od $T_{SA3}=300$ s do $T_{SA4}=360$ s
 - $T_{zat} = 90$ s – zatvaranje SA po linearnom zakonu od $T_{SA3}=300$ s do $T_{SA4}=390$ s



Slika 5. 1. Razmatrana vremena zatvaranja po linearnom zakonu

Rezultati izvršenih proračuna su prikazani na slikama 5.2, 5.3 i 5.4 i tabeli 5.2

Tabela 5.2.

Vreme zatvaranja SA	Maksimalni pritisak u sistemu	Maksimalni broj obrtaja pri pobegu
[s]	[mVS]	[min^{-1}]
30	123.9	2369 (2.369 x nGEN)
60	103.5	2218 (2.218 x nGEN)
90	98.6	2167 (2.167 x nGEN)

Pritisci u sistemu: Na osnovu urađenih analiza vidi se da što je kraće vreme zatvaranja lopatica sprovodnog aparata to je i veći porast pritiska u dovodnom sistemu. Konkretno, u razmatranom sistemu da se bi se izbegla pojava pritiska veća od 10 bara pri zatvaranju sprovodnog aparata potrebno je da vreme zatvaranja po linearnom zakonu bude duže od 90 sekundi.

Broj obrtaja agregata: Što je kraće vreme zatvaranja porast pritiska uzvodno u sistemu je veći i dovodi do kratkotrajno većeg povećanja broja obrtaja turbine a što je posledica toga da je Cross-flow akcijska turbina. Brže zatvaranje dovodi zbog većeg porasta pritiska do naglog skoka broja obrtaja ali posle zatvaranja sprovodnog aparata brže se i smanjuje broj obrtaja. Sporiye zatvaranje izaziva manji porast povećanja broja obrtaja u prvoj fazi zatvaranja, međjutim ovo povećanje duže vremenski traje.

PODACI O SISTEMU

BROJ DEONICA,	NP=	7	[-]
KOTA GORNJE VODE,	ZGV=	90.00	[MNM]
KOTA OSE SPROVODNOG APARATA,	ZSA=	0.00	[MNM]
NOMINALNI PROTOK,	QTUR=	1.40	[M3/S]
NOMINALNI PAD,	HTUR=	81.30	[M]
NOMINALNI BROJ OBRATAJA,	NTUR=	486.40	[MIN-1]
PRECNIK RADNOG KOLA,	DRK=	0.750	[M]
SIRINA RADNOG KOLA,	BRK=	0.350	[M]
NOMINALNA SNAGA GENERATORA,	PGEN=	872.00	[KW]
STEPEN ISKORISCENJA GENERATORA,	PGEN=	0.950	[-]
MOMENT INERCIJE AGREGATA,	WR2=	95.50	[KGxM2]
PROCENTUALNI OTVOR ZA QTUR	FIMAX=	97.14	[S]

PODACI O CEVOVODNOJ INSTALACIJI

R.BR [-]	REDNI BROJ DEONICE	DEONICE			
L [M]	DUZINA DEONICE				
A [M/S]	BRZINA PROSTIRANJA	POREMECAJA			
D [M]	PRECNIK DEONICE				
F [-]	KOEFICIJENT TRENJA	DEONICE			
CETA [-]	SUMA KOEFICIJENATA	LOKALNIH OTPORA DEONICE			
R.BR	L[M]	A[M/S]	D[M]	F[-]	CETA[-]
1	500.0	1023.8	0.998	0.0170	0.50
2	500.0	1023.8	0.998	0.0170	0.20
3	500.0	1023.8	0.998	0.0170	0.20
4	500.0	1023.8	0.998	0.0170	0.20
5	500.0	1023.8	0.998	0.0170	0.20
6	500.0	1023.8	0.998	0.0170	0.20
7	10.0	1023.8	0.798	0.0178	0.16

PODACI O PODUZNOM PROFILU

STACIONAZA [M]	KOTA [MNM]
0.00	88.00
500.00	73.00
1000.00	58.00
1500.00	43.00
2000.00	28.00
2500.00	15.00
3000.00	0.00
3010.00	0.00

PODACI O TURBINI

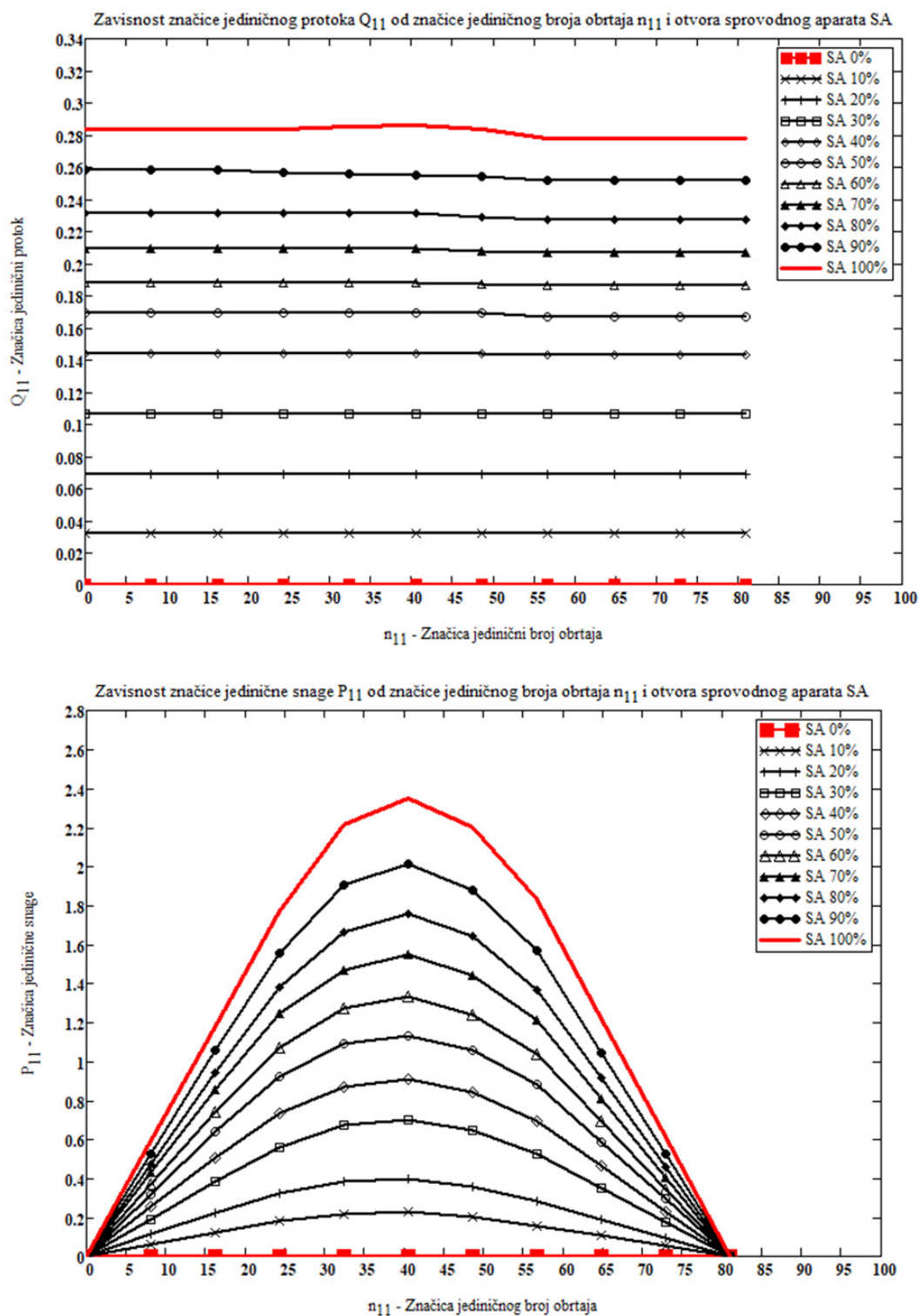
ZNAČICA JEDINICNOG PROTOKA,	Q11=	0.2760
ZNAČICA JEDINICNOG BROJ OBRATAJA,	N11=	40.4585
ZNAČICA JEDINICNE SNAGE,	P11=	2.2720
SPECIFICNI BROJ OBRATAJA,	NS=	61.0188

Q11 U FUNKCIJI N11 I PROCENTUALNOG OTVORA SA

N11	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
0.00	0.000	0.032	0.069	0.106	0.144	0.169	0.188	0.209	0.231	0.258	0.284
8.09	0.000	0.032	0.069	0.106	0.144	0.169	0.188	0.209	0.231	0.258	0.284
16.18	0.000	0.032	0.069	0.106	0.144	0.169	0.188	0.209	0.231	0.258	0.284
24.28	0.000	0.032	0.069	0.106	0.144	0.169	0.188	0.209	0.231	0.257	0.284
32.37	0.000	0.032	0.069	0.106	0.144	0.169	0.188	0.209	0.231	0.256	0.285
40.46	0.000	0.032	0.069	0.106	0.144	0.169	0.188	0.209	0.231	0.255	0.286
48.55	0.000	0.032	0.069	0.106	0.144	0.169	0.187	0.208	0.229	0.254	0.284
56.64	0.000	0.032	0.069	0.106	0.143	0.167	0.186	0.207	0.227	0.252	0.278
64.73	0.000	0.032	0.069	0.106	0.143	0.167	0.186	0.207	0.227	0.252	0.278
72.83	0.000	0.032	0.069	0.106	0.143	0.167	0.186	0.207	0.227	0.252	0.278
80.92	0.000	0.032	0.069	0.106	0.143	0.167	0.186	0.207	0.227	0.252	0.278

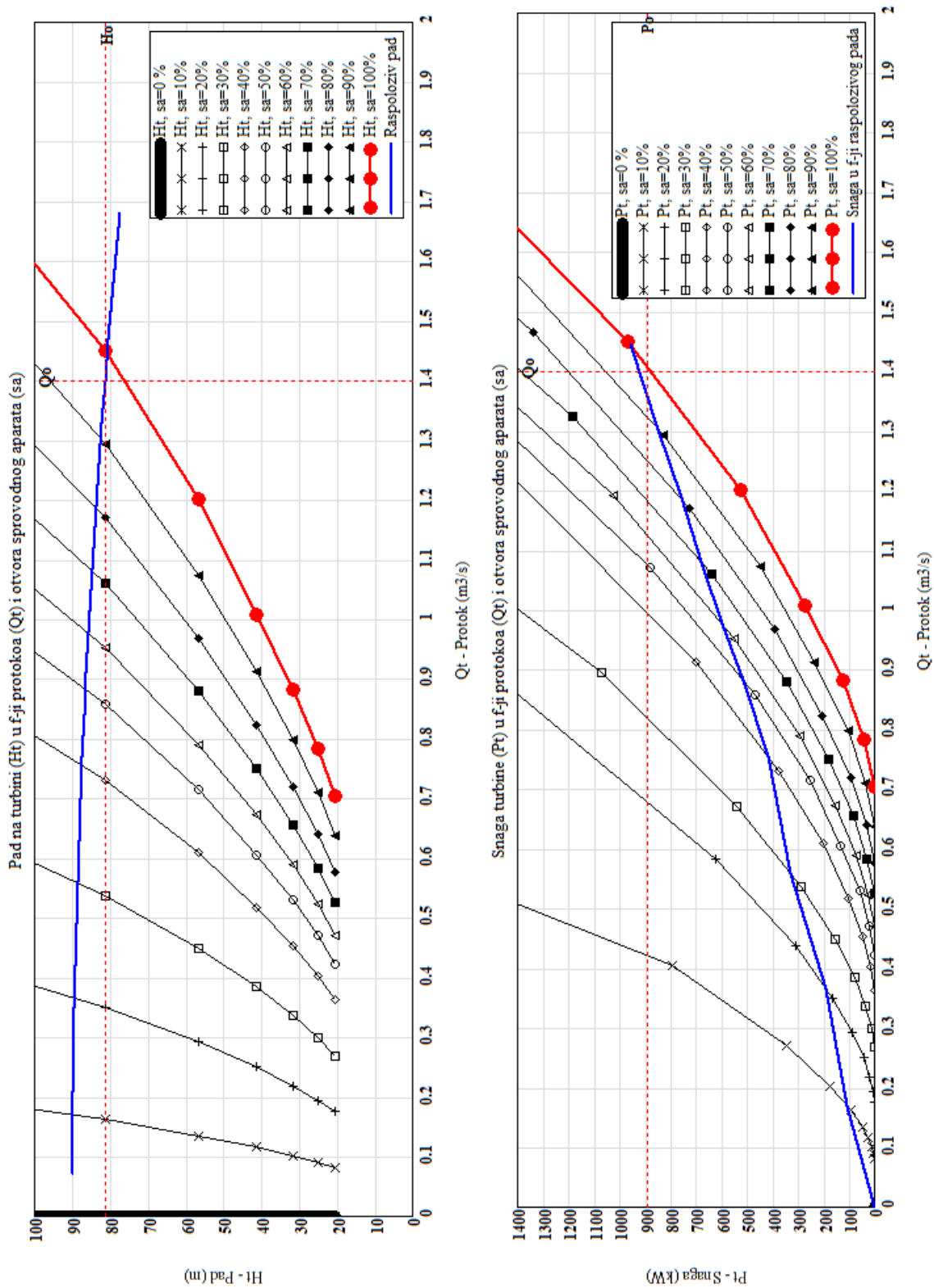
P11 U FUNKCIJI N11 I PROCENTUALNOG OTVORA SA

N11	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
0.00	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
8.09	0.000	0.062	0.113	0.191	0.253	0.318	0.370	0.428	0.472	0.528	0.589
16.18	0.000	0.123	0.224	0.382	0.504	0.639	0.741	0.854	0.941	1.055	1.179
24.28	0.000	0.181	0.326	0.560	0.736	0.921	1.067	1.246	1.377	1.558	1.770
32.37	0.000	0.216	0.382	0.671	0.868	1.092	1.275	1.468	1.661	1.904	2.214
40.46	0.000	0.226	0.397	0.703	0.910	1.132	1.333	1.548	1.760	2.014	2.348
48.55	0.000	0.203	0.360	0.648	0.842	1.055	1.239	1.443	1.641	1.876	2.200
56.64	0.000	0.157	0.284	0.525	0.692	0.881	1.037	1.209	1.369	1.568	1.830
64.73	0.000	0.105	0.190	0.351	0.462	0.587	0.691	0.806	0.913	1.045	1.221
72.83	0.000	0.052	0.094	0.175	0.232	0.294	0.346	0.403	0.456	0.522	0.610
80.92	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

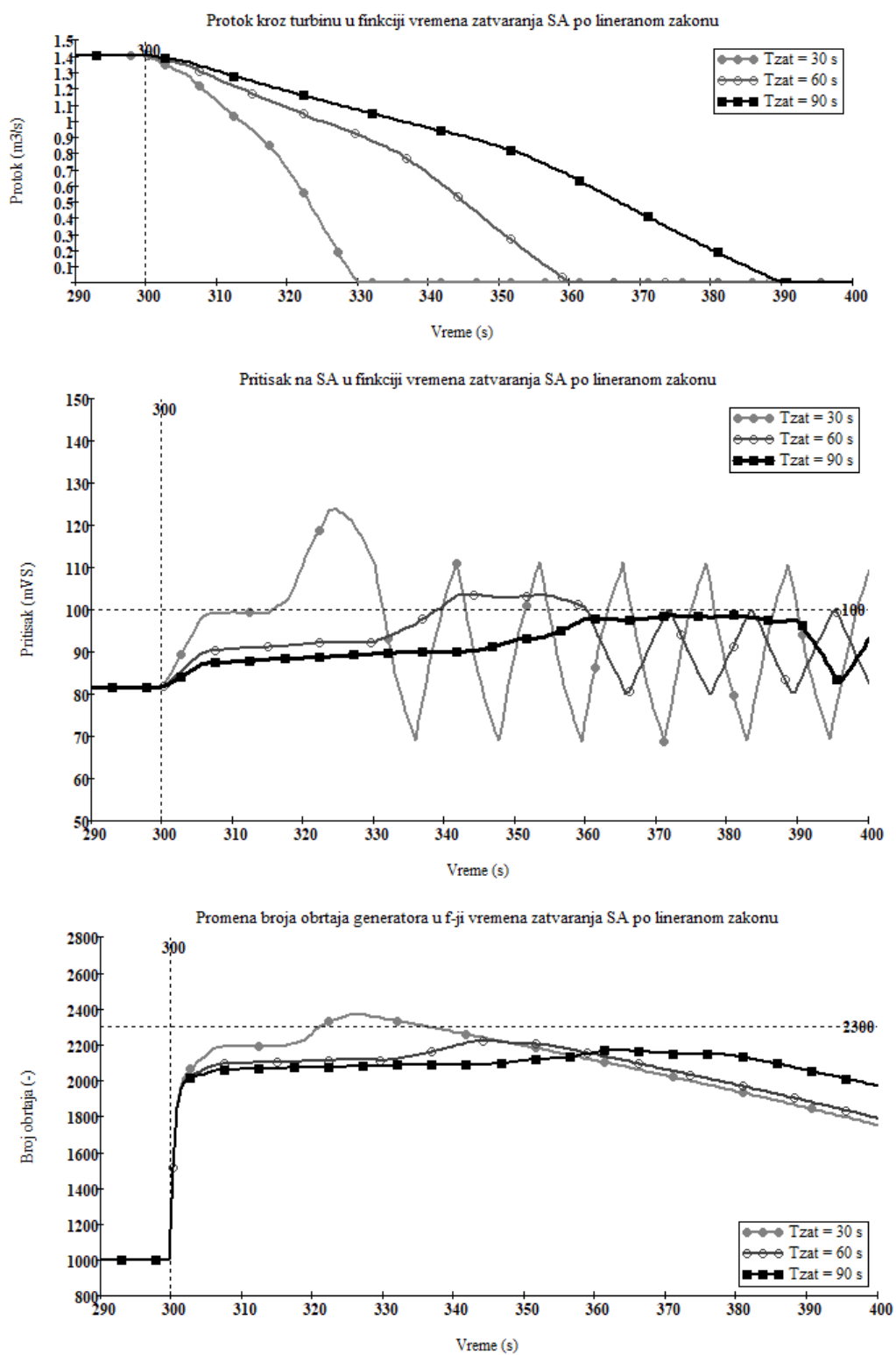


Slika 5.2

Značice jediničnog protoka (Q_{11}) i značice jedinične snage (P_{11}) u funkciji značice jediničnog broja obrtaja (n_{11})



Slika 5.3
 Pad (H_t) i snaga (P_t) u funkciji protoka (Q_t)



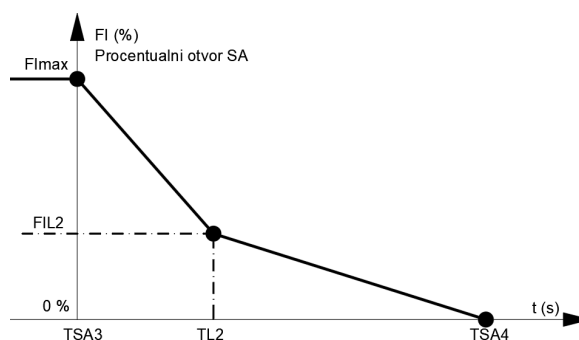
Slika 5.4.

Prikaz rezultata proračuna za linerani zakon zatvaranja SA za 30/60/90 sekundi

5.1.1.2. Lomljen zakon zatvaranja sprovodnog aparata

U prethodnom poglavlju su uradjene analize nestacionarnih režima u kojima je razmatran linearni zakon zatvaranja sprovodnog aparata SA (Slika 5.1.1.1.1.) od trenutka TSA3 i početnog maksimalnog otvora F_{Imax} sprovodnog aparata do trenutka TSA4 potpunog zatvaranja sprovodnog aparata.

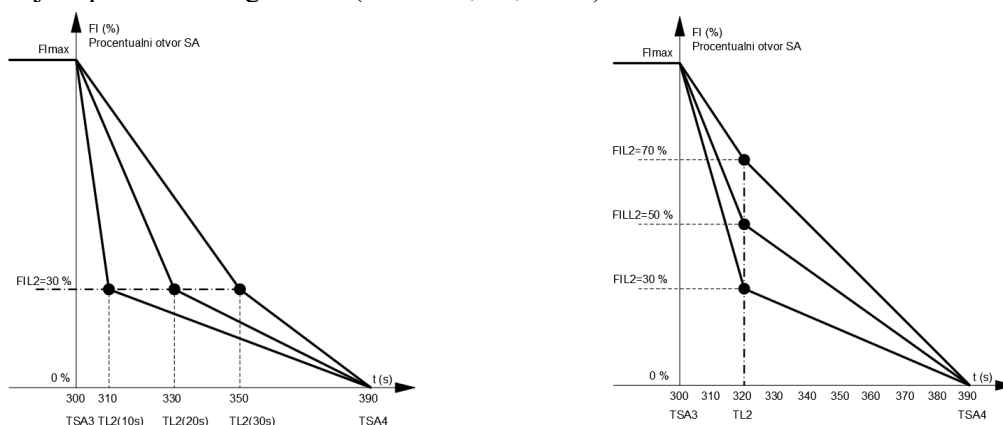
U ovom poglavlju će se sagledati ponašanje sistema pod pretpostavkom da se pri ispadu turbinskog agregata sa mreže pristupi kontrolisanom zatvaranju sprovodnog aparata po lomljenom zakonu (Slika 5.5). Ako je trenutak TSA3 trenutak nekontrolisanog ispada turbinskog agregata sa elektromreže pri lomljenom zakonu zatvaranja podrazumeva se da će se zatvaranje od trenutka TSA3 do trenutka TL2 zatvoriti po linearnom zakonu od procentualne otvorenosti F_{Imax} do procentualne otvorenosti F_{IL2} . Od trenutka TL2 do trenutka TSA4 zatvaranje će se vršiti po linearnom zakonu od procentualne otvorenosti F_{IL2} do potpune zatvorenosti sprovodnog aparata.



Slika 5.5. Šematski prikaz lomljenog zakona zatvaranja sprovodnog aparata

Proračunima su razmatrane dve mogućnosti lomljenog zakona zatvaranja (Slika 5.6), tj:

- Varijanta 1: sa fiksiranjem procentualnog otvora tačke lomljenja ($F_{\text{IL2}}=30\%$) i variranjem trenutka lomljenja zakona ($TSA3=300\text{s}$, $TL2=TSA3+10/30/50$, $TSA4=390\text{s}$), i
- Varijanta 2: sa fiksiranjem vremena lomljenja ($TSA3=300\text{s}$, $TL2=TSA3+20\text{s}$, $TSA4=390\text{s}$) i variranjem procentualnog otvora ($F_{\text{IL2}}=70, 50, 30\%$)



Varijanta 1: Fiksiran procentualni otvor $F_{\text{IL2}}=30\%$ a varirano vreme $TL2=$ za 10, 30, 50 s

Varijanta 2: Fiksirano vreme $TL2=20$ s a variran procentualni otvor $F_{\text{IL2}}= 70, 50, 30\%$

Slika 5.6 Šematski prikaz razmatranih varijanti lomljenog zakona zatvaranja SA

Rezultati proračuna su prikazani na:

- Slika 5.7.
 - Varijanta 1, Fiksiran procentualni otvor $FIL2=30\%$ a varirano vreme $TL2=10, 30, 50$ s
- Slika 5.8.
 - Varijanta 2, Fiksirano vreme $TL2=20$ s a variran procentualni otvor $FIL2= 70, 50, 30 \%$

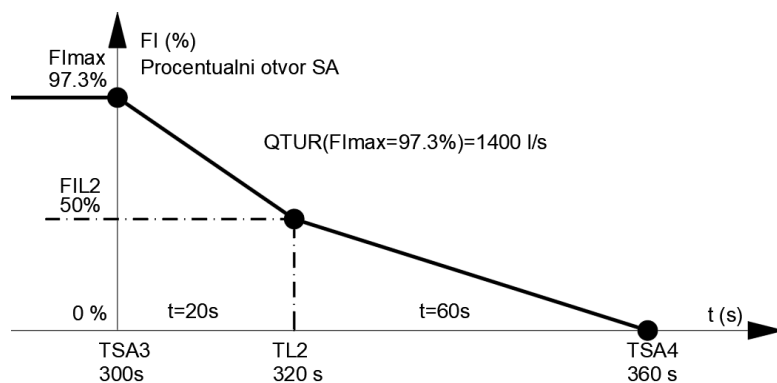
Ukupno vreme zatvaranja od TSA3 do TSA4 u obe varijante je 90 sekundi, tj ako je $TSA3=300$ s onda je $TSA4=390$ s.

Na osnovu uradjenih analiza konstatuje se da se izborom vremena i zakona zatvaranja sprovodnog aparata znatno može uticati na zbivanja u sistemu i sam turbinski agregat. Analize su pokazale da se za tehničko rešenje zatvaranja sprovodnog aparata treba naći takva kombinacija što bržeg zatvaranja sprovodnog aparata u prvoj fazi koja ne izaziva naglo povećanje pritiska i maksimalno dozvoljeno povećanje broja obrtaja ali reducira protok a zatim u drugoj fazi da se sprovodni aparat SA polako zatvori. Proračuni su pokazali:

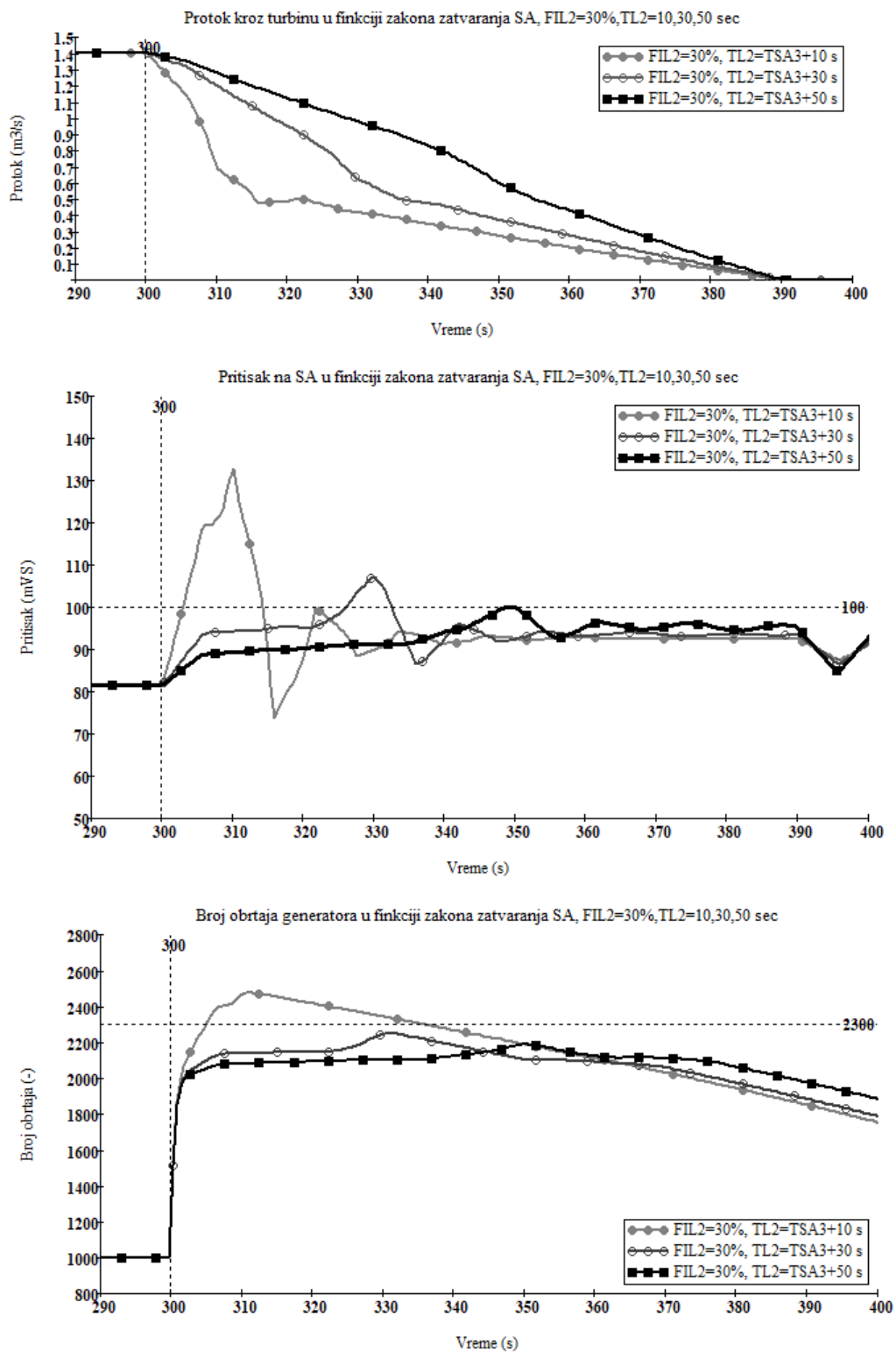
- Za varijantntu 1 (Slika 5.7.) je pokazano da brzina zatvaranja u prvoj fazi lomljenog zakona zatvaranja od maksimalnog otvora $F_{I\max}$ sprovodnog aparata SA do $FIL2=30\%$ mora da bude duže od 30 sekundi kako se u cevovodnim instalacijama ne bi javio pritisak veći od 10 bara.
- Za varijantu 2 (Slika 5.8.) je pokazano da se zatvaranje u prvoj fazi lomljenog zakona zatvaranja od trenutka $TSA3=300$ s do trenutka $TL2=320$ s od maksimalnog otvora $F_{I\max}$ ne sme vršiti ispod $FIL2=50 \%$ kako se u instalacijama ne bi pojavio pritisak veći od 10 bara.

Analizom rezultata razmatranih varijanti primene lomljenog zakona zatvaranja sprovodnog aparata može se značajno smanjiti ukupno vreme zatvaranja pri poredjenju sa linearnim zakonom zatvaranja.

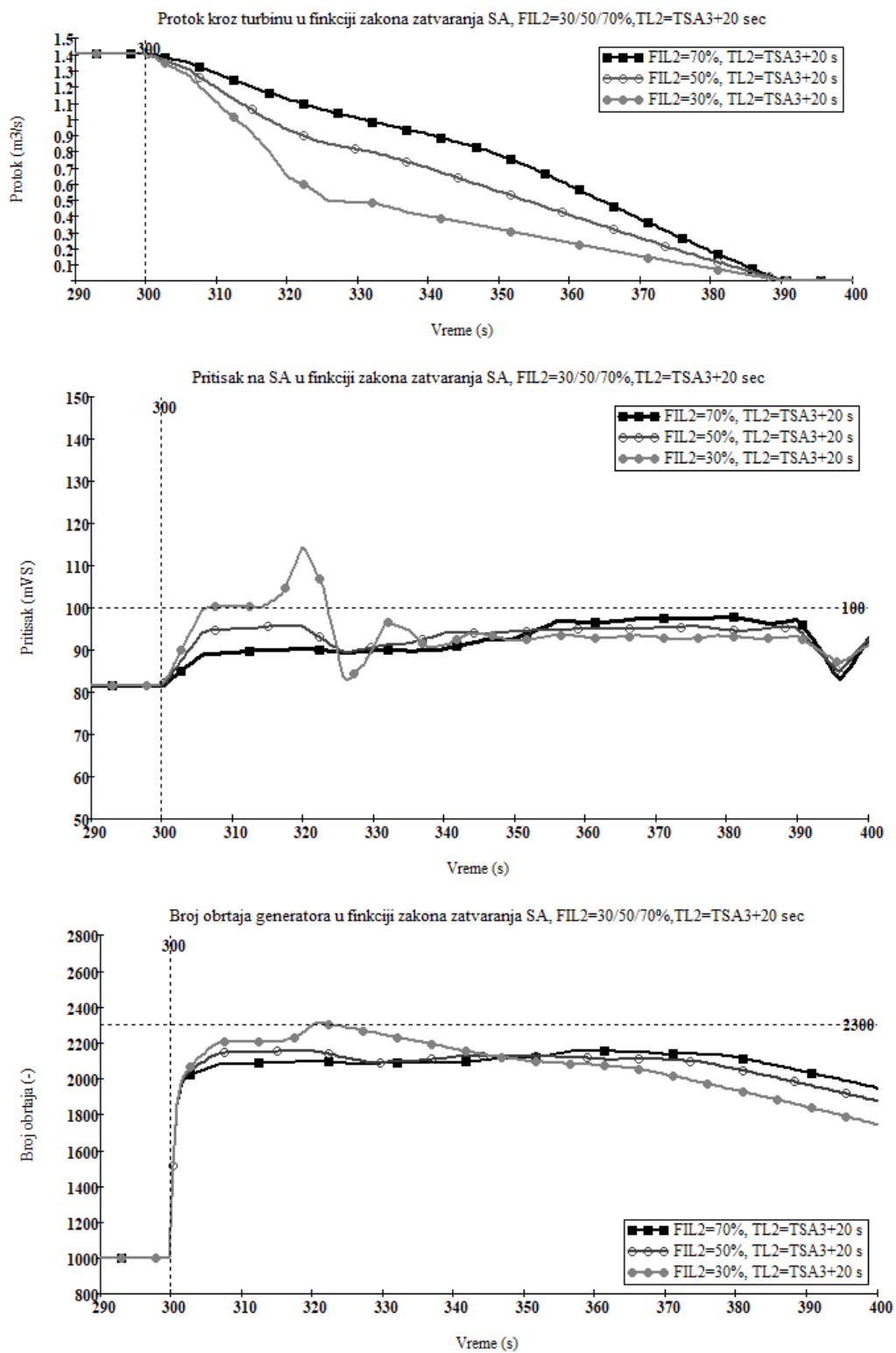
Na slici 5.9. prikazani su rezultati proračuna za rešenje sa lomljenim zakonom kako je prikazano na slici 5.7.). Primenom ovako definisanog zakona zatvaranja postignuto je da se ukupno potrebno vreme zatvaranja po lineranom zakonu od 90 sekundi može sa lomljenim zakonom zatvaranja da smanji na 60 sekundi, pri čemu porast pritiska i porast broja obrtaja ostaje u propisanim granicama. Oviom uporednom analizom je pokazano da se na modelu može vršiti optimizacija naročito kod dugih cevovoda čime se mogu postići značajne tehno-ekonomske pogodnosti pri optimizaciji klase nazivnih pritiska cevovodnih instalacija jednog hidro-postrojenja sa Cross-flow turbinskim agregatom.



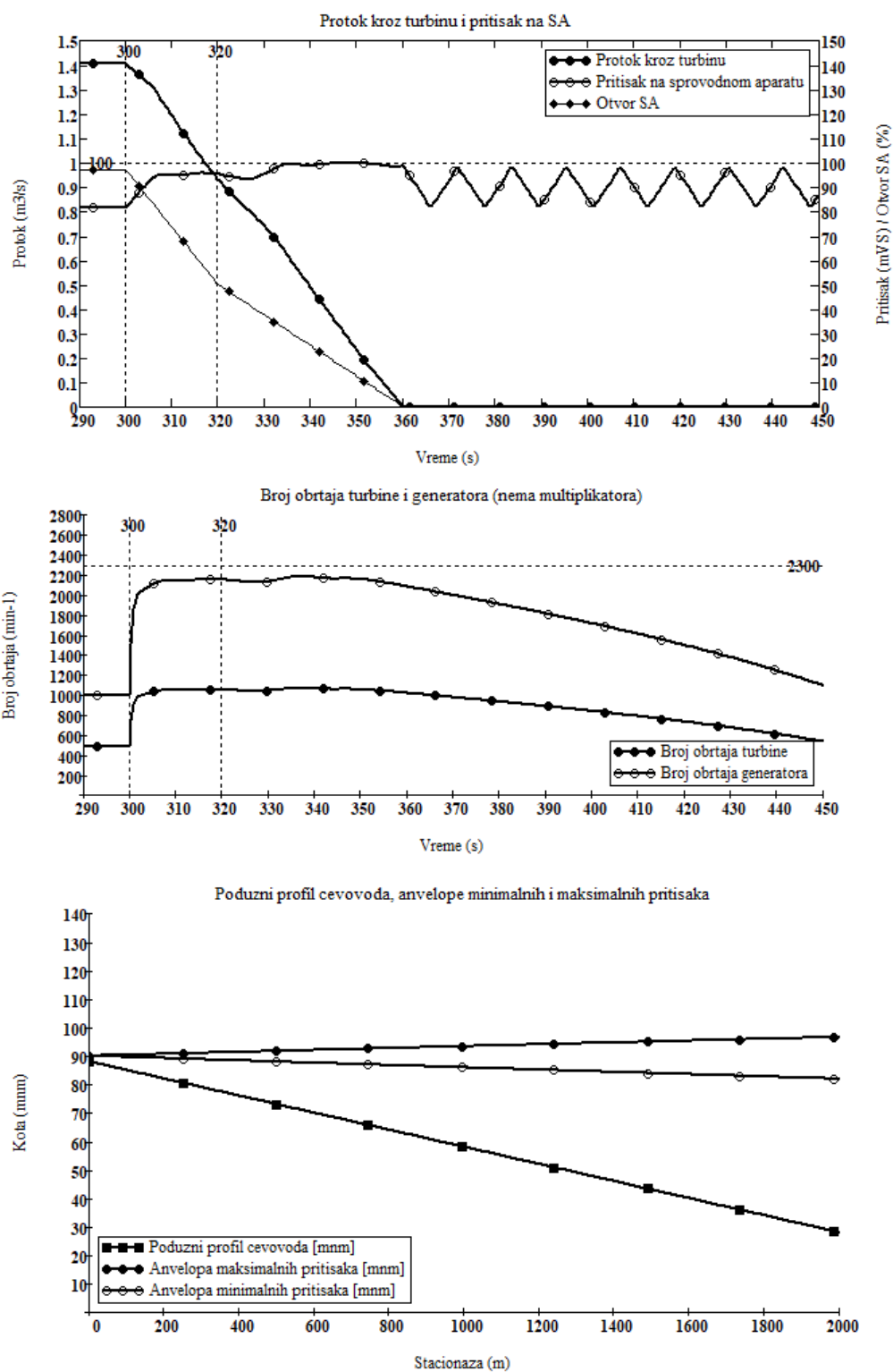
Slika 5.7. Zakon lomljenog zatvaranja sprovodnog aparata SA



Slika 5.7 Varijanta 1
Fiksiran procentualni otvor FIL2=30% a varirano vreme TL2=10, 30, 50 s



Slika 5.8. Varijanta 2
Fiksirano vreme TL2=20 s a variran procentualni otvor FIL2= 70, 50, 30 %



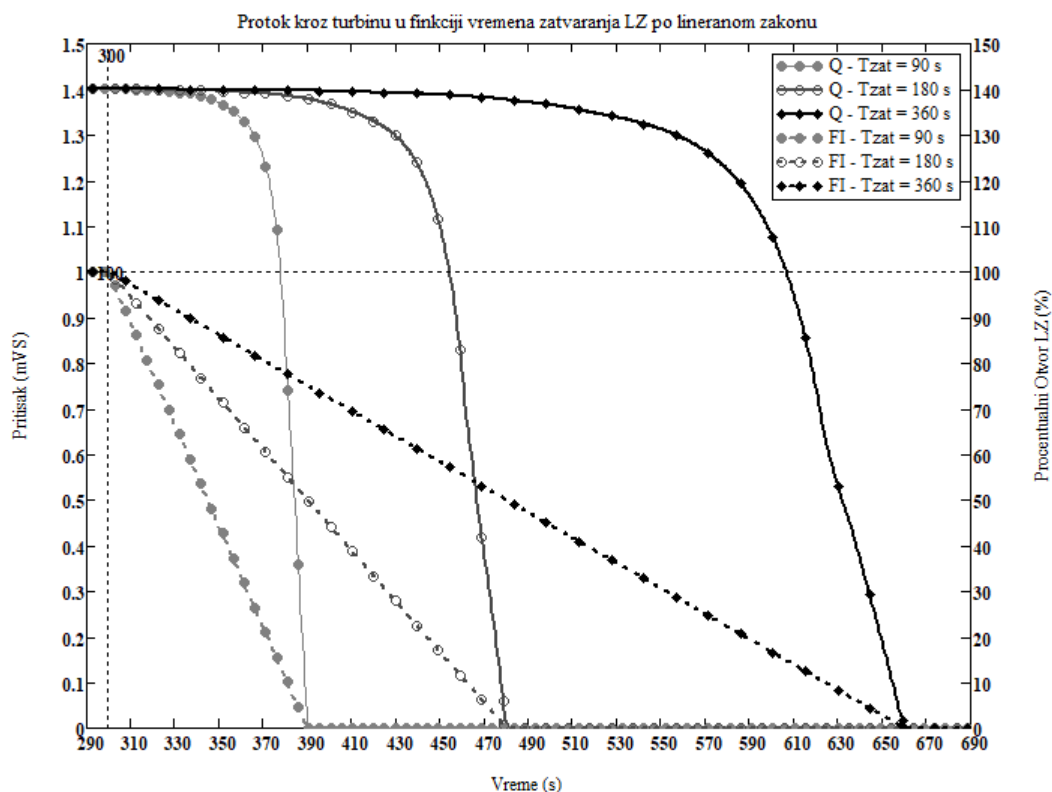
Slika 5.9.
 Rezultati proračuna za rešenje sa lomljenim zakonom kako je prikazano na slici 5.7.

5.1.2. Primena modela na konturni uslov predturbinski zatvarač

U prethodnim poglavljima su uradjene analize nestacionarnih režima u kojima su razmatran linearni i lomljeni zakon zatvaranja sprovodnog aparata SA. U praksi, budući da se ne poseduju školjkasti dijagrami za Cross-flow turbine analize nestacionarnih režima se vrši simuliranjem zatvaranja zatvarača u cilju definisanja samo oscilacija pritiska u cevovodnim instalacijama. U ovom poglavlju će se razmotriti zatvaranje preturbinskog zatvarača (leptirasti zatvarač LZ). Razmatrana je sledeća pogonska situacija:

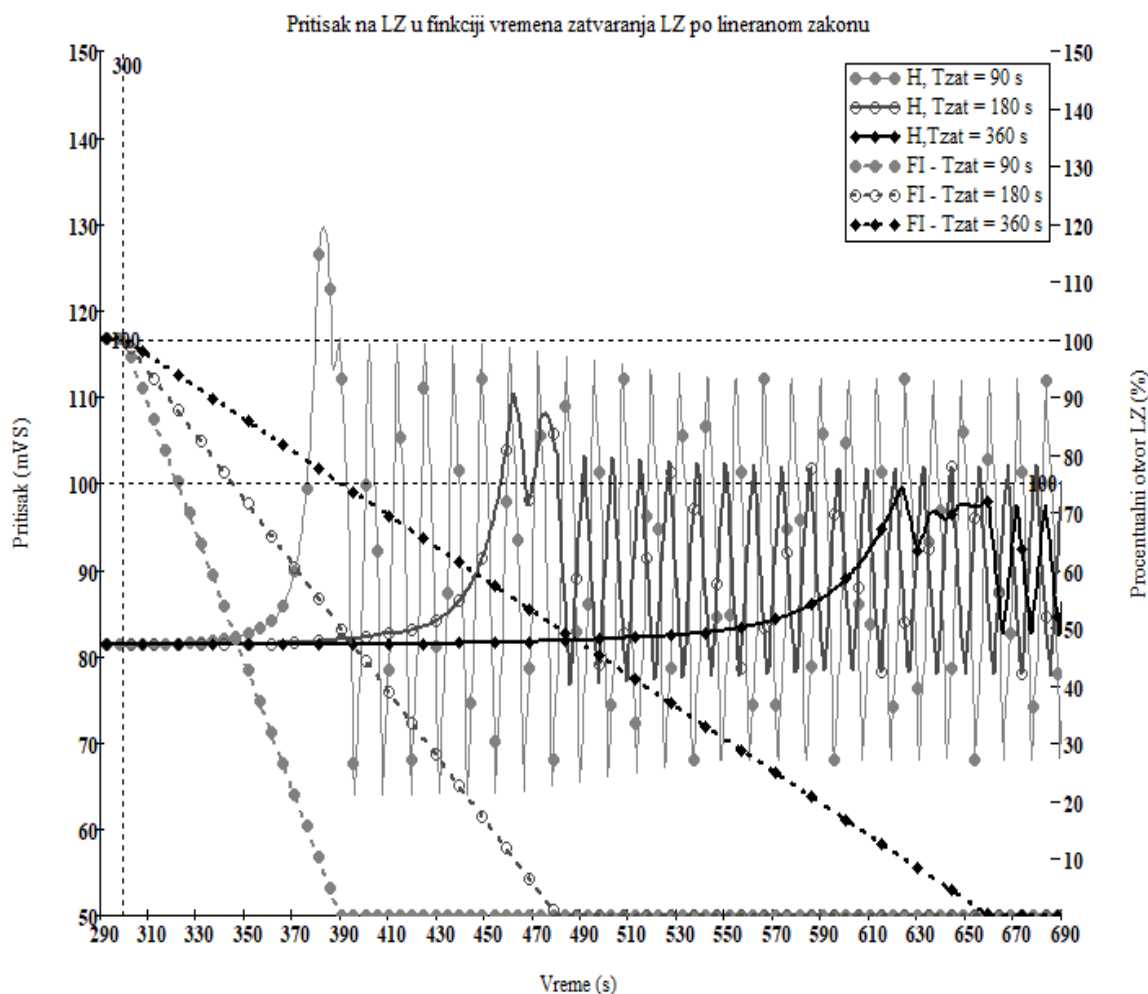
- Umesto Cross-flow turbine na kraju sistema je leptirasti zatvarač
- Sistem radi sa maksimalnim kapacitetom, $1.4 \text{ m}^3/\text{s}$
- U trenutku $T_{SA3}=300 \text{ sec}$ počinje zatvaranje leptirastog zatvarača
- Razmatrana su sledeća vremena zatvaranja sprovodnog aparata:
 - $T_{zat} = 90 \text{ s}$ – zatvaranje LZ po linearnom zakonu od $T_{SA3}=300 \text{ s}$ do $T_{SA4}=390 \text{ s}$
 - $T_{zat} = 180 \text{ s}$ – zatvaranje LZ po linearnom zakonu od $T_{SA3}=300 \text{ s}$ do $T_{SA4}=480 \text{ s}$
 - $T_{zat} = 360 \text{ s}$ – zatvaranje LZ po linearnom zakonu od $T_{SA3}=300 \text{ s}$ do $T_{SA4}=660 \text{ s}$

Za razliku od sprovodnog aparata SA leptirasti zatvarač LZ nije regulacioni organ. U fazi zatvaranja leptirastog zatvarača (slika 5.10.) do smanjenja protoka počinje u zadnjih cca 40 % otvorenosti leptirastog zatvarača LZ. Pri zatvaranju leptirastog zatvarača od cca 100% otvorenosti do cca 40% otvorenosti u razmatranom sistemu gotovo nema promene protoka. Ovakav karakter promene protoka pri zatvaranju LZ je posledica karakteristike sistema i karakteristike leptirastog zatvarača.



Slika 5.10. Promena procentualnog otvora LZ i protoka kroz LZ

Na slici 5.11. prikazana je promena pritiska na leptirastom zatvaraču u funkciji lineranog zakona zatvaranja zatvarača.



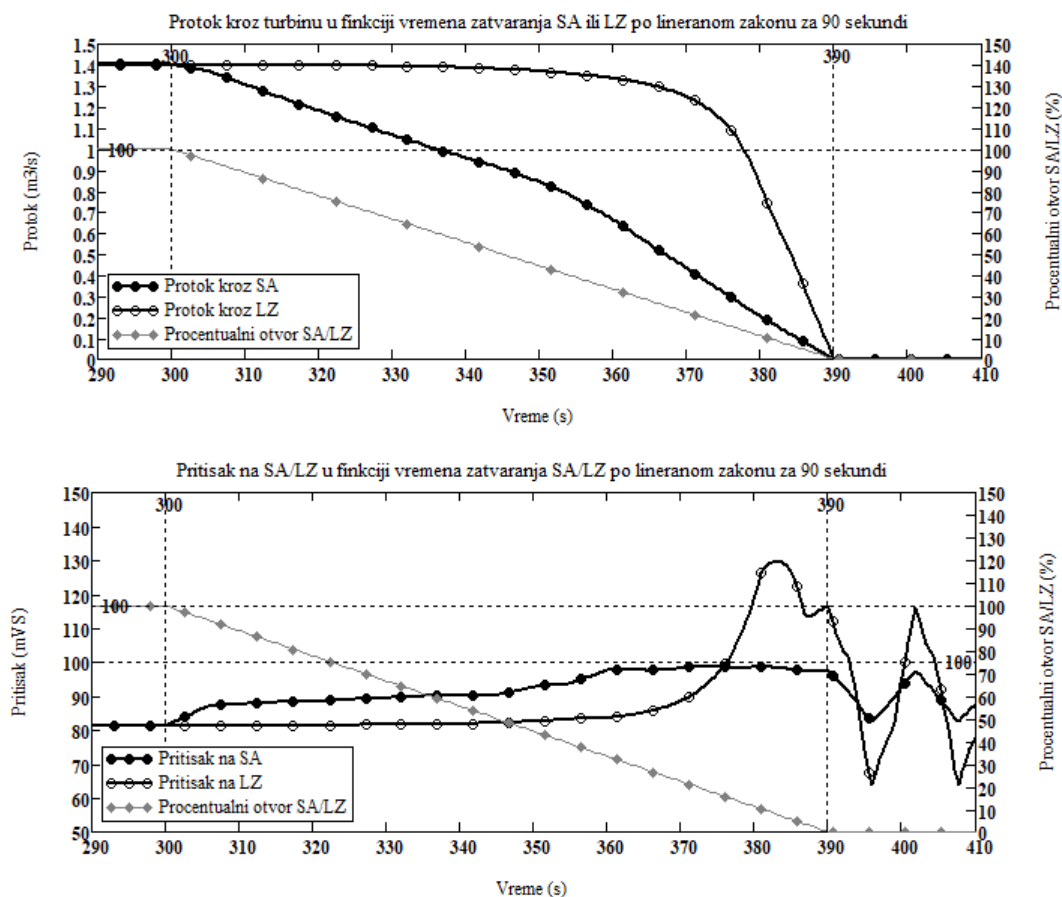
Slika 5.11. Promene pritiska u sistemu izazvane zatvaranjem predturbinskog zatvarača

Uradjene analize su pokazale da se u navedenom sistemu leptirasti zatvarač mora da zatvara duže od 360 sekundi kako se u sistemu ne bi pojavili pritisci veći od 10 bara.

5.1.3. Uporedni prikaz promene pritiska i protoka usled zatvaranja SA i LZ

Prethodne analize su pokazale da na zbivanja u sistemu utiču zakon, vreme i karakteristika uređaja (SA ili LZ) sa kojim se vrši zatvaranje sistema. U ovom poglavlju su uporedno prikazani rezultati proračuna za navedeni sistem u varijanti linearnog zatvaranja za 90 sekundi sprovednog aparata SA Cross-flow turbine i leptirastog zatvarača LZ. Cilj ovih analiza je bio da se pokaže da se nestacionarni režimi u instalacijama razlikuju kada se zatvara leptirasti zatvarač od onih kada se zatvara sprovedni aparat turbine i da nije primereno da se ponašanje jednog sistema sa Cross-flow turbinom u nestacionarnim režimima opisuje simulacijom turbine kao leptirastog zatvarača.

Na slici 5.12. su uporedno prikazani rezultati izvršenih proračuna za analizu zatvaranja sprovednog aparata Cross-flow turbine i leptirastog zatvarača. Na osnovu rezultata urađenih proračuna, vidi se da je sprovedni aparat SA regulacioni organ i da je karakteristika regulacije protoka gotovo linearna tako da se protok prigušuje gotovo po linearnom zakonu od početka zatvaranja do kraja zatvaranja. Leptirasti zatvarač LZ nije regulacioni organ i smanjenje protoka u navedenom sistemu počinje tek u uslovima kada je isti zatvoren cca 30-40%. Ovo ima za posledicu da je porast pritiska pri zatvaranju leptirastog zatvarača LZ značajno veći od porasta pritiska zatvaranja sprovednog aparata SA za isti zakon zatvaranja.



Slika 5.12. Uporedni prikaz rezultata proračuna za slučaj zatvaranja SA i LZ

5.2. Validacija modela za proračun nestacionarnih režima

U prethodnim poglavljima su dati opisi Cross-flow turbine, matematički model Cross-flow turbine, numerički model hidropostrojenja sa Cross-flow turbinom i uradjeni su proračuni nestacionarnih režima na baznom test modelu za slučaj nekontrolisanog ispada turbinskog agregata. Razmatrane su različite pogonske situacije i sagledani su međusobni uticaju pojedinih elemenata sistema.

U ovom poglavlju će se uraditi kontrolni proračuni nestacionarnih režima za već izvedene objekte koji su pušteni u eksploataciju i za koje postoje izvršena merenja promene pritiska i broja obrtaja u režimu isključenja-ispada turbinskog agregata.

Cilj ovih analiza je da se poredjenjem izvršenih merenja na izvedenim objektima sa rezultatima proračuna na razvijenom modelu izvrši validacija modela za proračun nestacionarnih režima, tj da se sagleda da li i koliko razvijeni model pokriva realne pogonske situacije.

Konkretno, izvršeni su kontrolni proračuni za sledeće izvedene objekte:

- Hidroelektrana BELCI
- Hidroelektrana ZABUKH
- Hidroelektrana VELEŽ
- Hidroelektrana FILIPESTI 2

5.2.1. Hidroelektrana BELCI

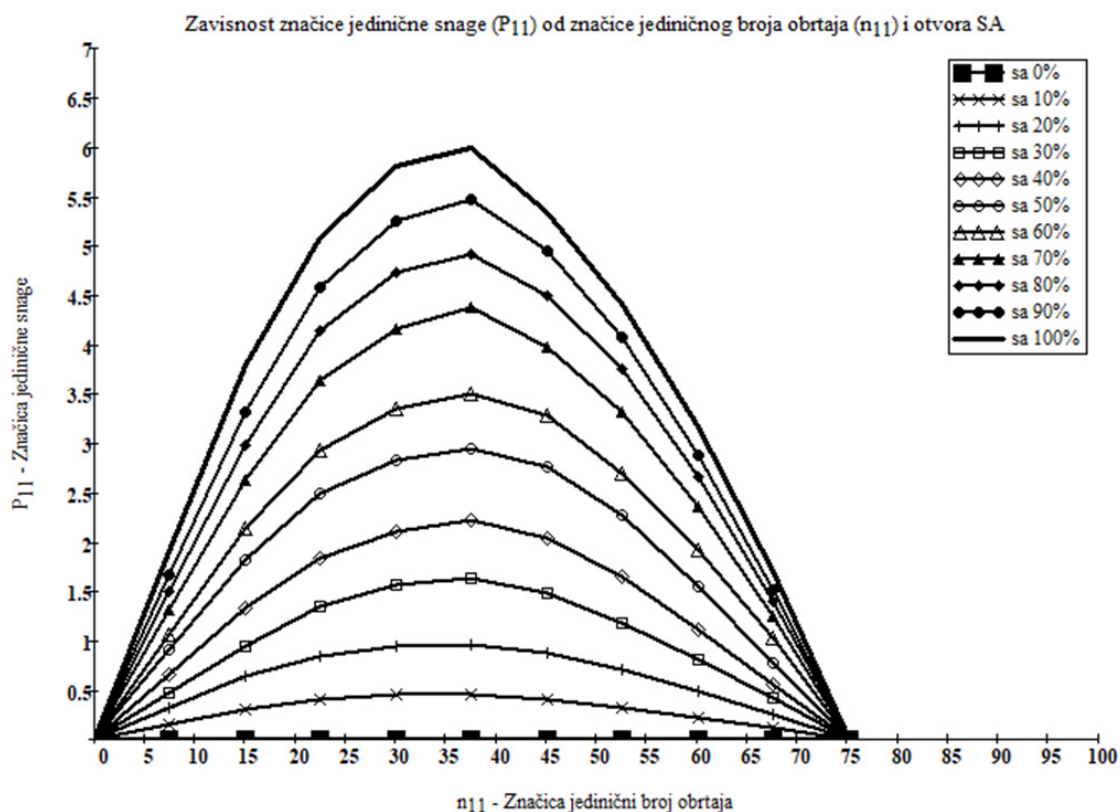
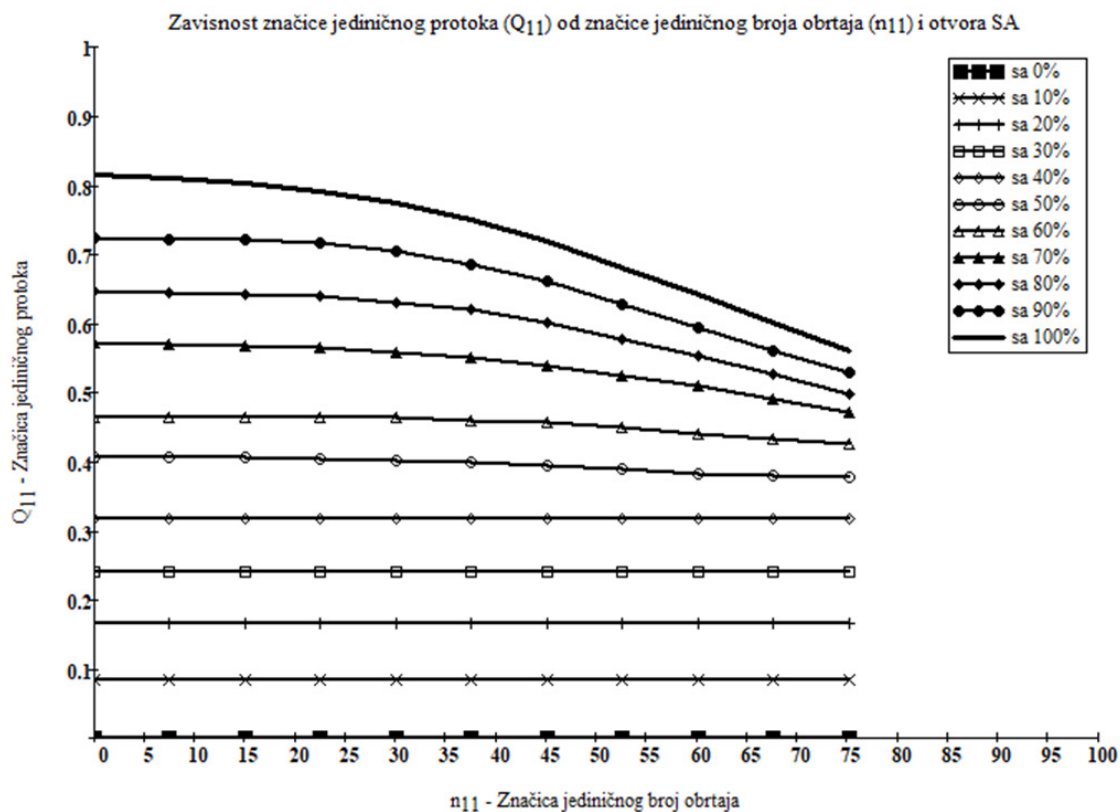
Hidroelektrana BELCI je izvedena i puštena u pogon. U hidroelektrani je instalirana Cross-flow turbina sledećih karakteristika:

Proizvodjač:	CINK, Češka
Godina proizvodnje (Tabela 2.1.):	2012.
Model turbine:	SH125.105/24
Protok:	$Q_t=5.65 \text{ m}^3/\text{s}$
Neto pad:	$H_n=31.6 \text{ m}$
Prečnik radnog kola:	$D_1=1.250 \text{ m}$
Širina mlaznice:	$B=1.050 \text{ m}$
Broj obrtaja turbine:	$n_t=169 \text{ min}^{-1}$
Snaga na vratilu turbine:	$P_t=1471 \text{ kW}$
Broj obrtaja generatora:	$n_g=1000 \text{ min}^{-1}$
Aktivna snaga generatora:	$P_g=3004 \text{ kW}$
Prividna snaga generatora:	$S_g=1334 \text{ kVA}$
Podaci o sistemu	
Kota gornje vode:	ZGV=448.1 mm
Kota donje vode:	ZDV=414.5 mm
Kota ose sprovodnog aparata:	ZSA=417.5 mm
Podaci o cevovodnoj instalaciji	
Deonica 1:	GRP DN1800 (Dh=1720 mm), L=966 m
Deonica 2:	GRP DN1700 (Dh=1670 mm), L=988 m

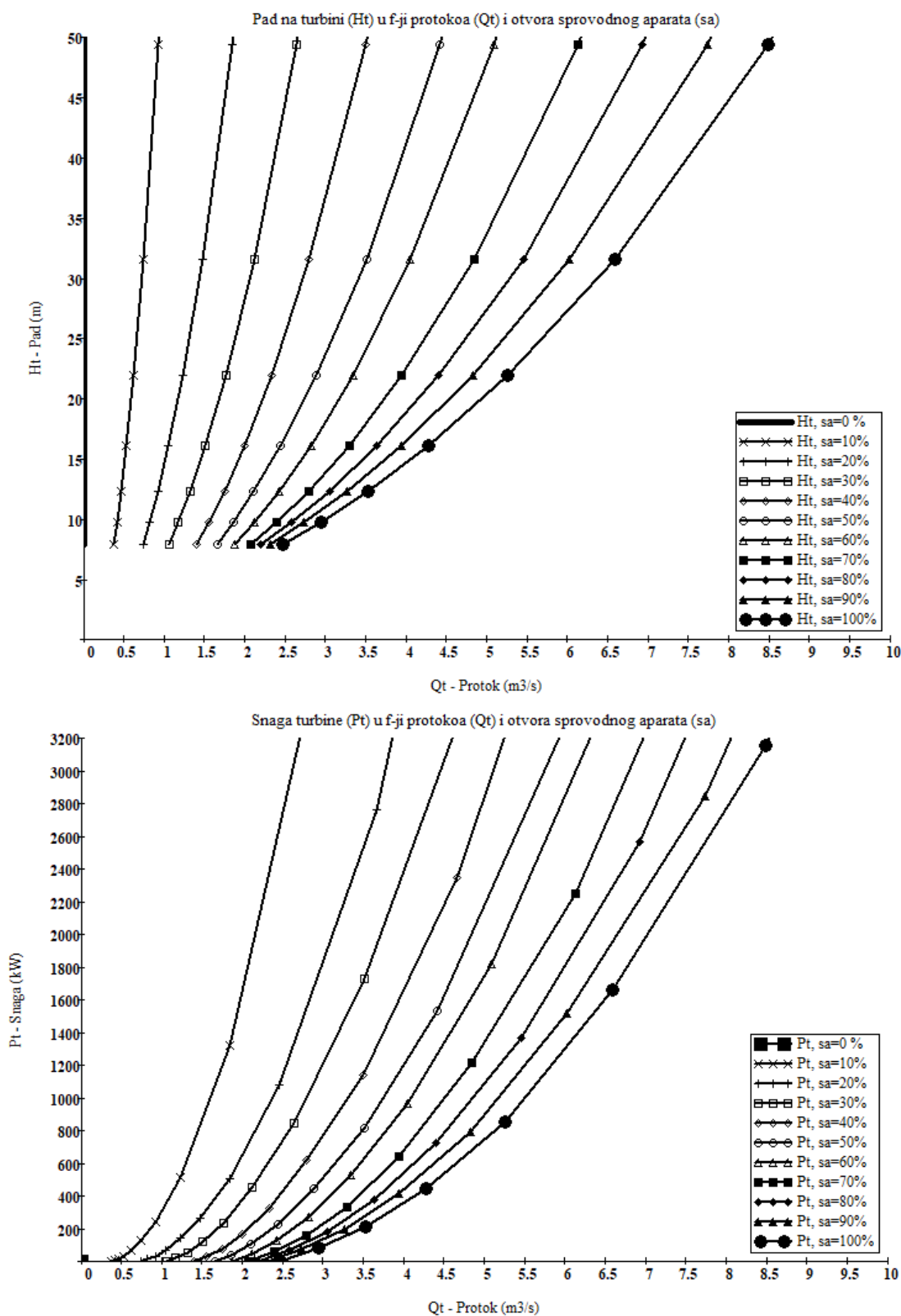
Pri puštanju hidroelektrane u rad izvršena su testiranja i merenja promene pritiska na ulasku u turbinski agregat i promena broja obrtaja generatora.

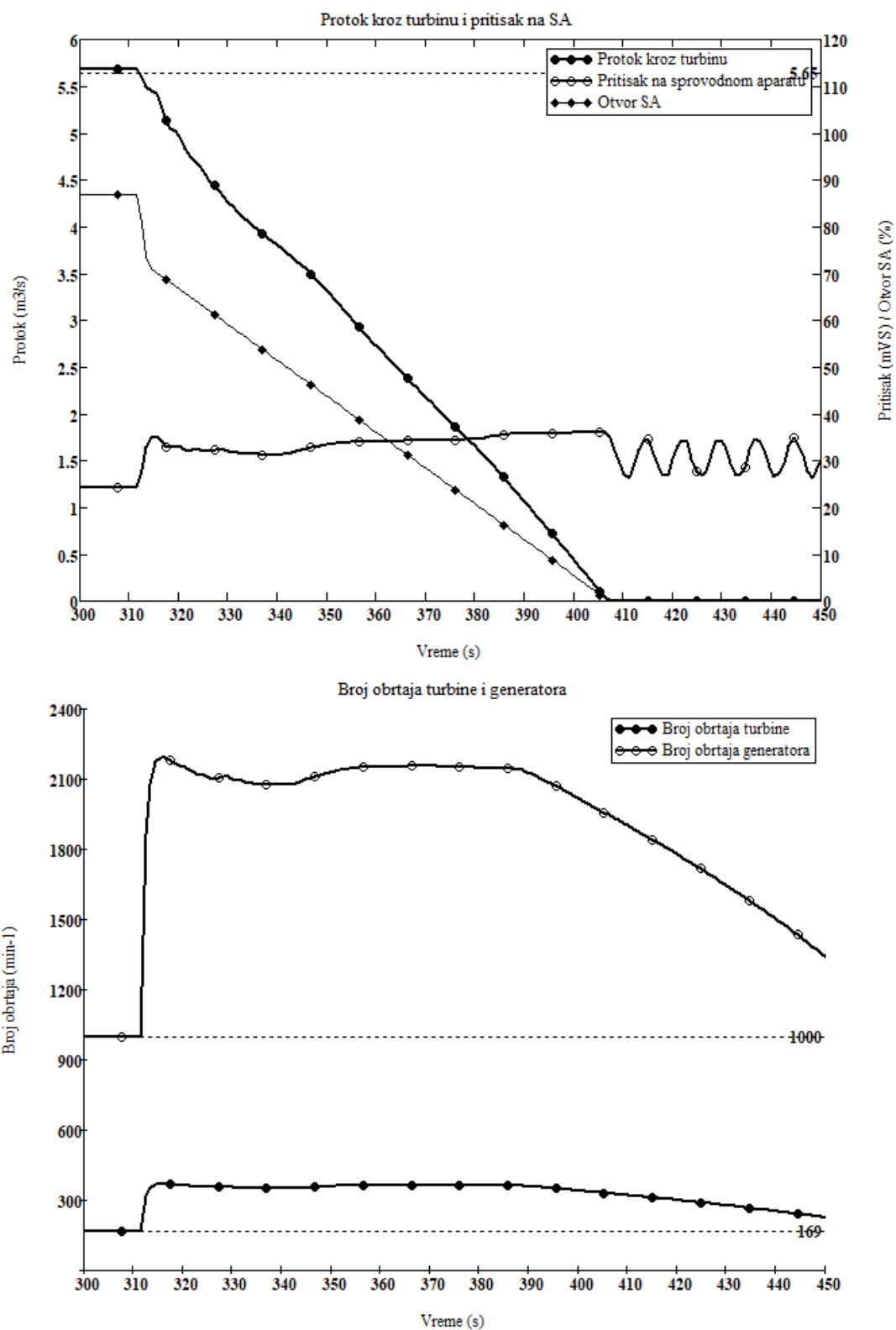
Na slici 5.16. uporedno su prikazani rezultati izvršenih merenja na realnoj hidroelektrani i rezultati dobijeni proračunima na razvijenom modelu.

Na osnovu urađenih proračuna i poredjenjem istih sa rezultatima izvršenih merenja vidi se da je karakter promene pritiska i broja obrtaja na modelu i realnom sistemu gotovo identičan. Postoje numerička odstupanja između izmerenih i izračunatih vrednosti maksimalno do cca 10% što je tehnički prihvatljivo.

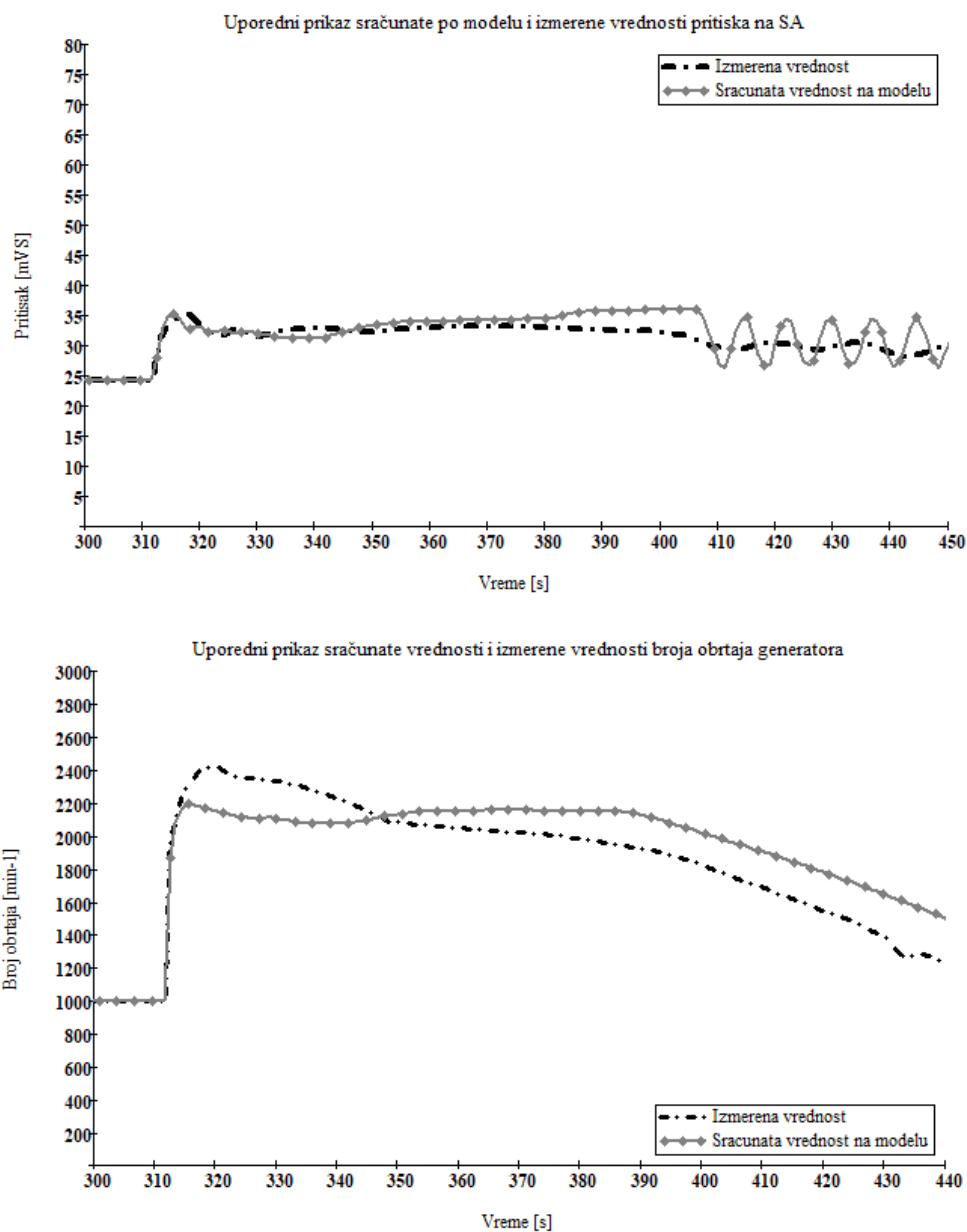


Slika 5.13 Značice jediničnog protoka (Q_{11}) i značice jedinične snage (P_{11}) u funkciji značice jediničnog broja obrtaja (n_{11}) na HE BELCI





Slika 5.15
Rezultati proračuna po razvijnom modelu



Slika 5.16

Uporedni prikaz rezultata izvršenih merenja i vrednosti dobijenih proračunima na modelu

5.2.2. Hidroelektrana ZABUKH 2

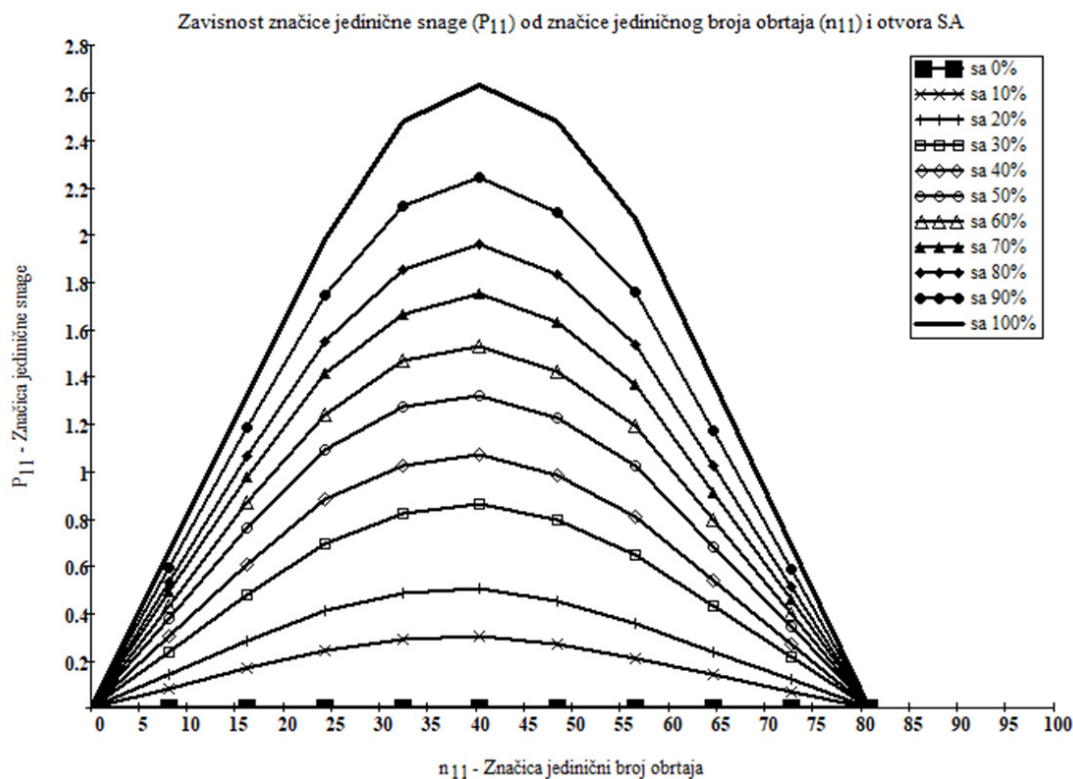
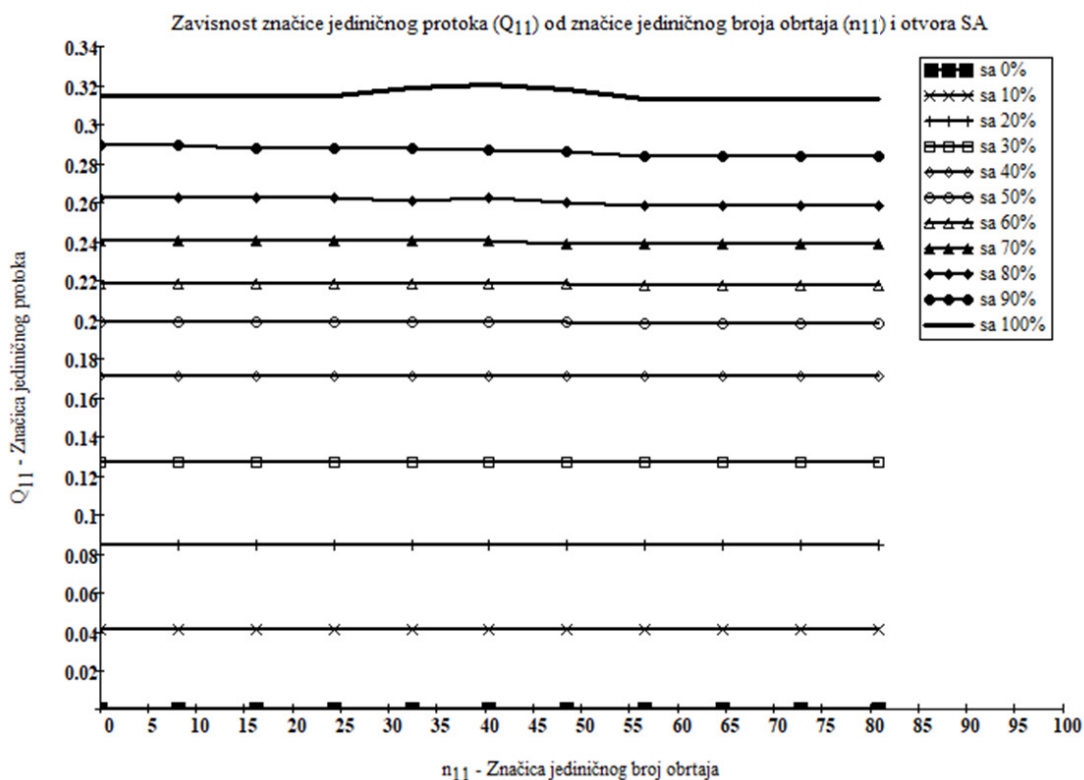
Hidroelektrana ZABUKH je izvedena i puštena u pogon. U hidroelektrani je instalirana Cross-flow turbina sledećih karakteristika:

Proizvodjač:	CINK, Češka
Godina proizvodnje (Tabela 2.1.):	2016.
Model turbine:	G125.060/26 g
Protok:	$Q_t=4.50 \text{ m}^3/\text{s}$
Neto pad:	$H_n=85 \text{ m}$
Prečnik radnog kola:	$D_1=1.25 \text{ m}$
Širina mlaznice:	$B=0.600 \text{ m}$
Broj obrtaja turbine:	$n_t=290 \text{ min}^{-1}$
Snaga na vratilu turbine:	$P_t=3227 \text{ kW}$
Broj obrtaja generatora:	$N_g=1000 \text{ min}^{-1}$
Aktivna snaga generatora:	$P_g=3004 \text{ kW}$
Prividna snaga generatora:	$S_g=3338 \text{ kVA}$
Podaci o cevovodnoj instalaciji	
Materijal:	GRP
Prečnik:	DN1600 ($\emptyset 1638 \times 42.1$)
Dužina:	$L=4500 \text{ m}$

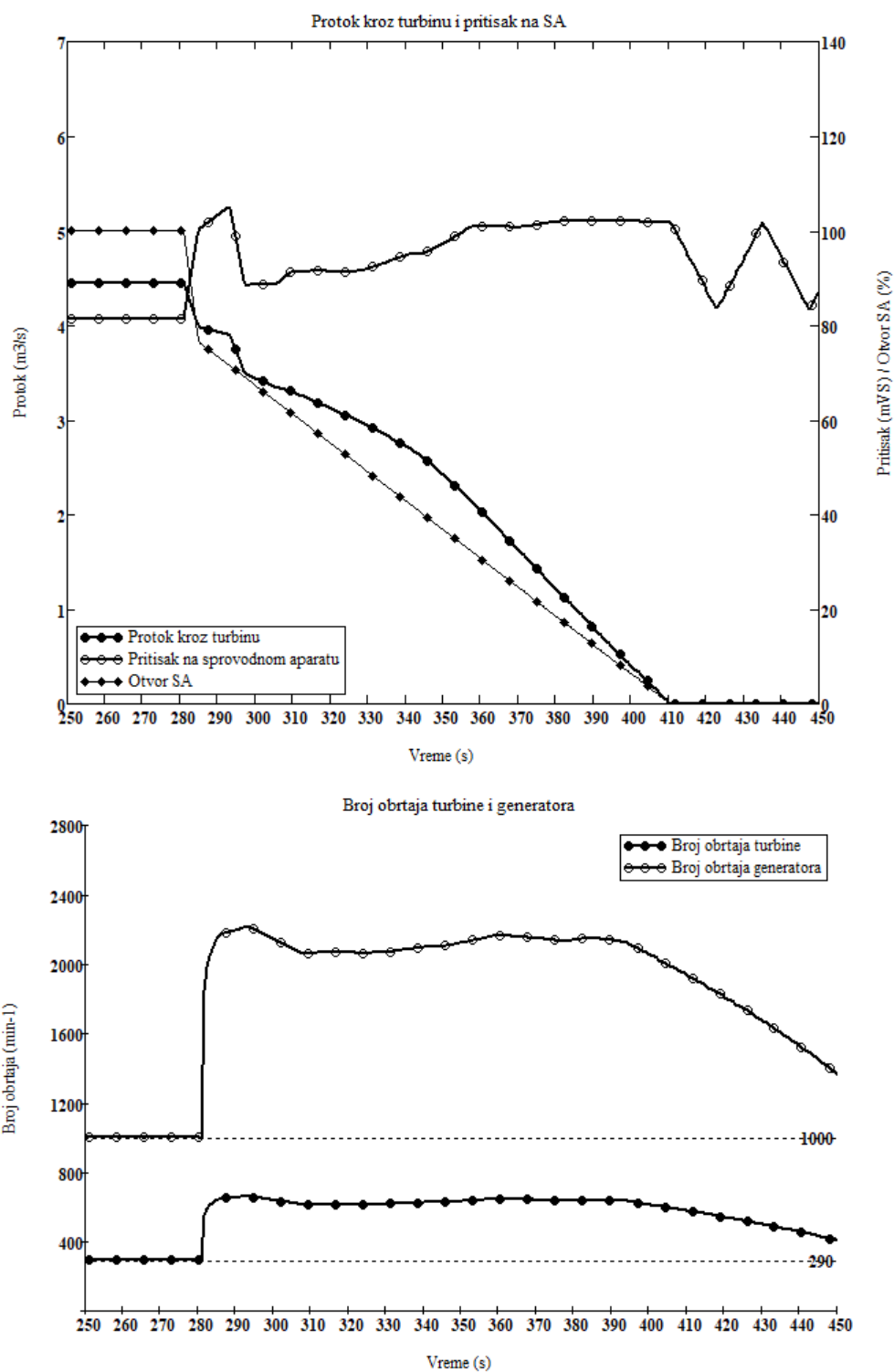
Pri puštanju hidroelektrane u rad izvršena su testiranja i merenja promene pritiska na ulasku u turbinski agregat i promena broja obrtaja generatora.

Na slici 5.20. uporedno su prikazani rezultati izvršenih merenja na realnoj hidroelektrani i rezultati dobijeni proračunima na razvijenom modelu.

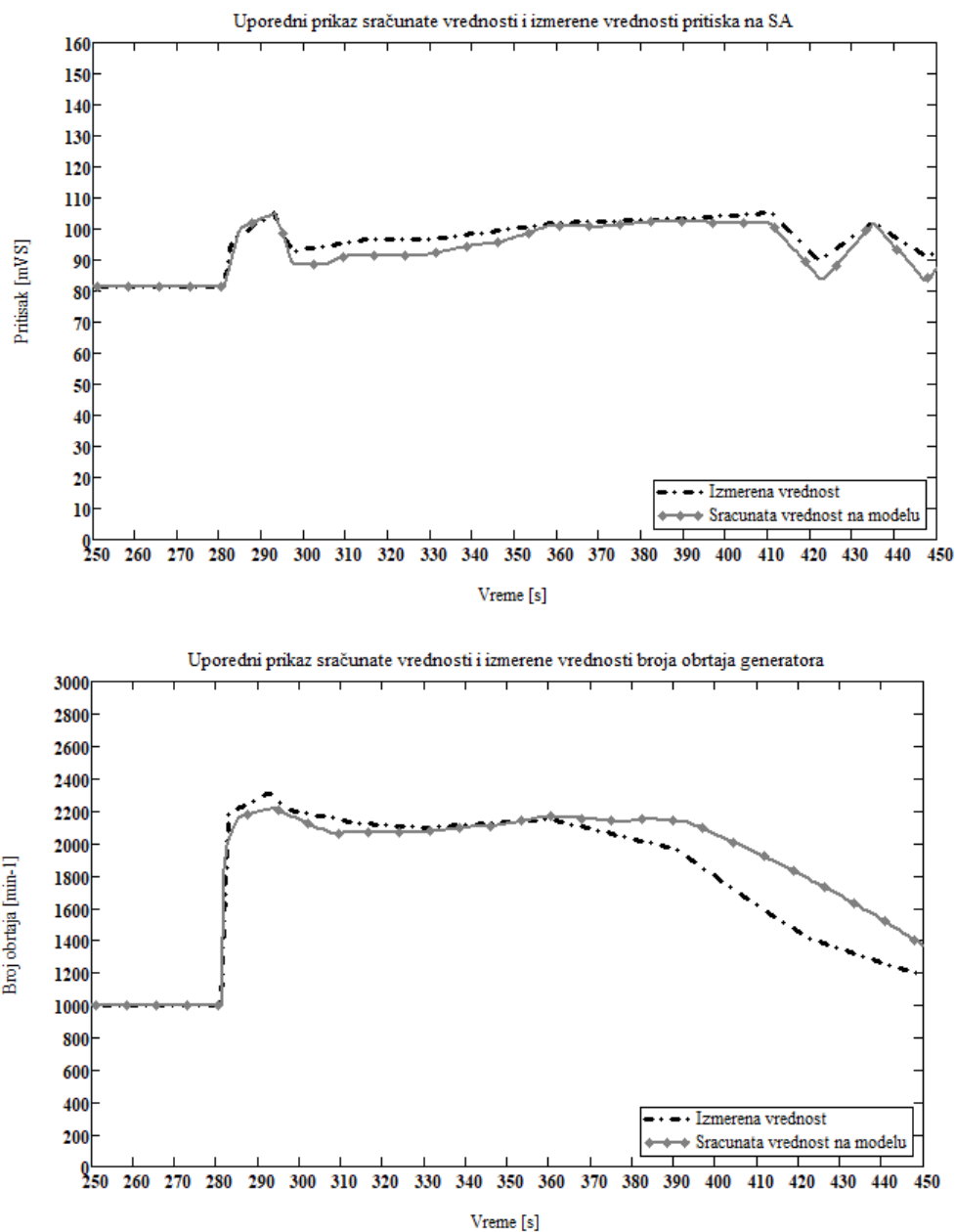
Na osnovu uradjenih proračuna i poredjenjem istih sa rezultatima izvršenih merenja vidi se da je karakter promene pritiska i broja obrtaja na modelu i realnom sistemu gotovo identičan. Postoje numerička odstupanja između izmerenih i izračunatih vrenosti maksimalno do cca 10% što je tehnički prihvatljivo.



Slika 5.17 Značice jediničnog protoka (Q_{11}) i značice jedinične snage (P_{11}) u funkciji značice jediničnog broja obrtaja (n_{11}) za turbinu na HE ZABUKH 2



Slika 5.19
Rezultati proračuna po razvijnom modelu



Slika 5.20

Uporedni prikaz rezultata izvršenih merenja i vrednosti dobijenih proračunima na modelu

5.2.3. Hidroelektrana VELEŽ

Hidroelektrana VELEŽ je izvedena i puštena u pogon. U hidroelektrani je instalirana Cross-flow turbina sledećih karakteristika:

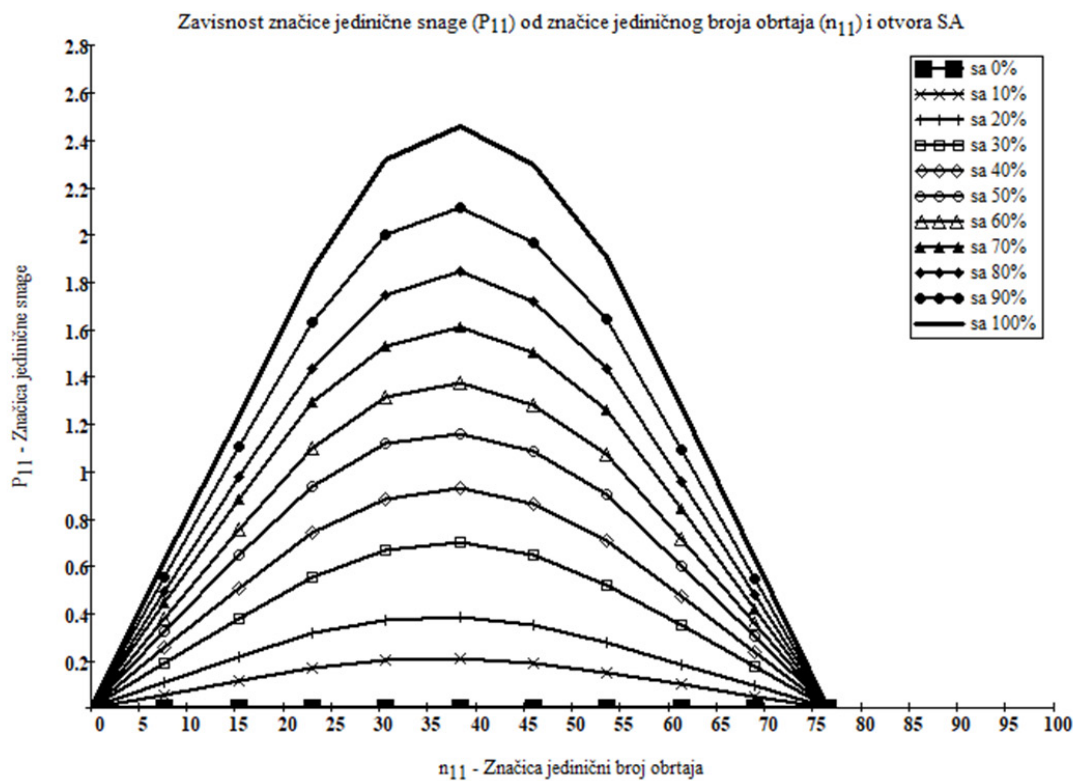
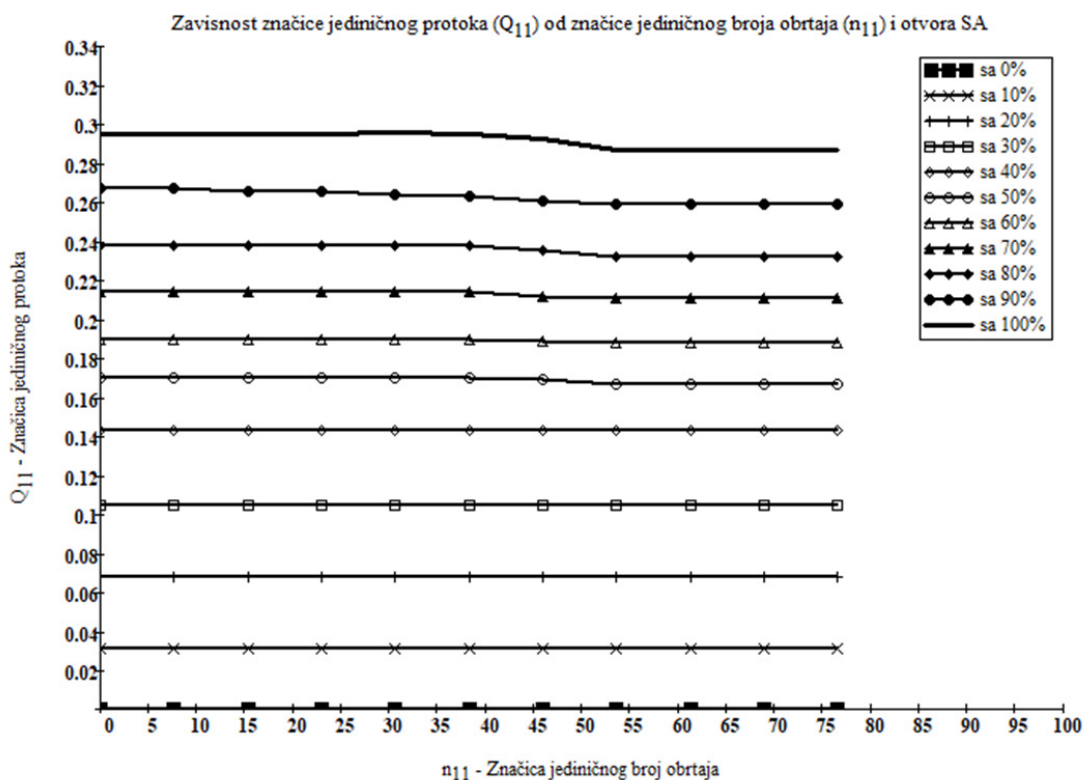
Proizvodjač:	CINK, Češka
Godina proizvodnje (Tabela 2.1.):	2011.
Model turbine:	G6.033/13 g
Protok:	$Q_t=0.96 \text{ m}^3/\text{s}$
Neto pad:	$H_n=86.4 \text{ m}$
Prečnik radnog kola:	$D_1=0.600\text{mm}$
Širina mlaznice:	$B=0.330\text{mm}$
Broj obrtaja turbine:	$n_t=600 \text{ min}^{-1}$
Snaga na vratilu turbine:	$P_t=707 \text{ kW}$
Broj obrtaja generatora (nema multiplikatora):	$n_g=600 \text{ min}^{-1}$
Aktivna snaga generatora:	$P_g=672 \text{ kW}$
Prividna snaga generatora:	$S_g=746 \text{ kVA}$
Podaci o cevovodnoj instalaciji:	
Deonica 1	
Materijal:	PE PN10
Prečnik:	OD630 ($\varnothing 630 \times 37.4$)
Dužina:	1260m
Deonica 2	
Materijal:	PE PN12.5
Prečnik:	OD630 ($\varnothing 630 \times 46.3$)
Dužina:	420m

Komentari:

- Komentar u vezi cevovodne instalacije: Uradjenim projektom dokumentacijom definisan je prečnik sa unutrašnjom dimenzijom 800mm a nabavljen je i ugradjen PE cevovod koji ima značajno manji unutrašnji prečnik 555.2mm.
- Komentar u vezi merenja broja obrtaja: Kada su radjena merenja nije vršeno merenje broja obrtaja pri ispadu već je meren samo pritisak na sprovednom aparatu

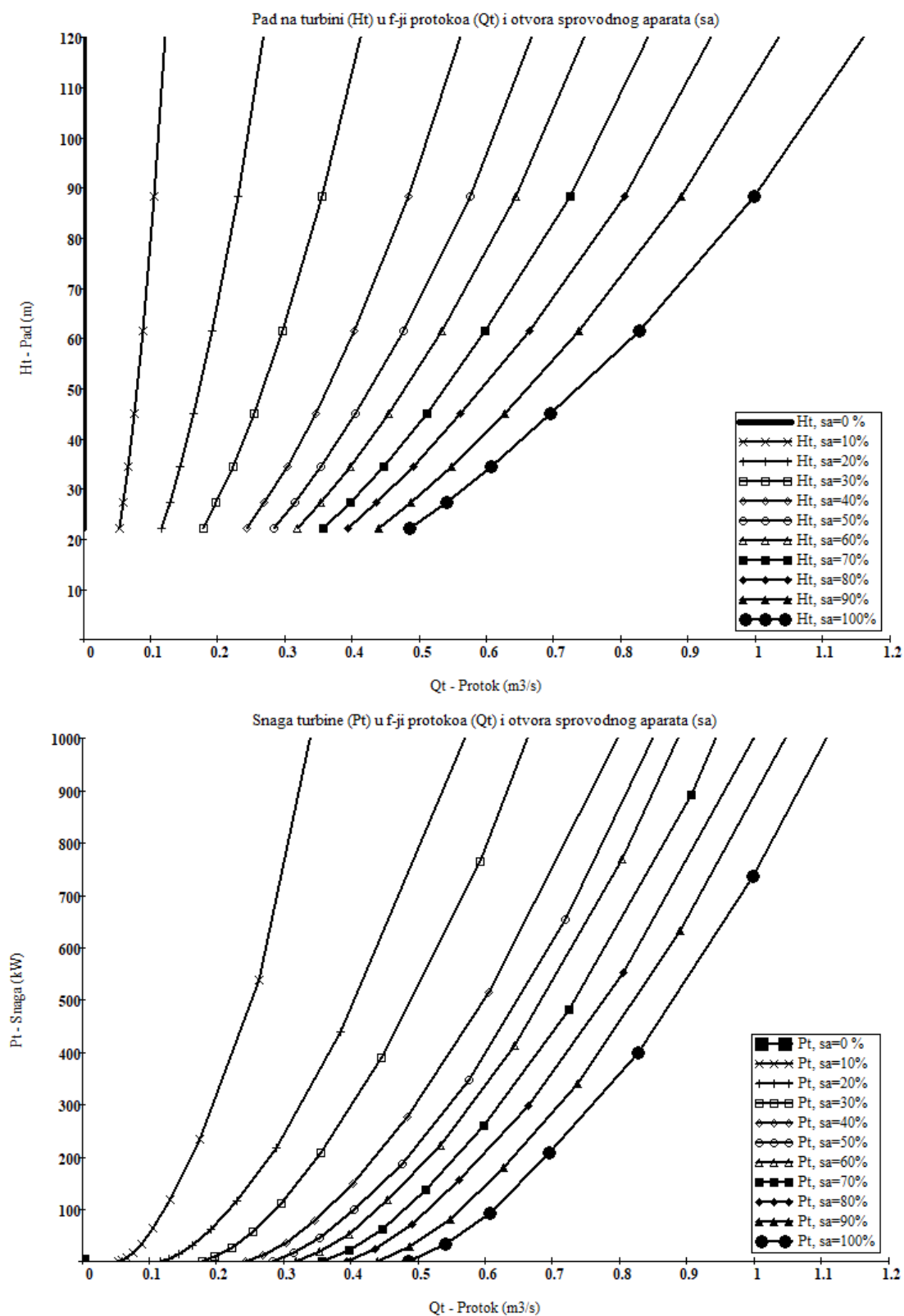
Na slici 5.24. uporedno su prikazani rezultati izvršenih merenja na realnoj hidroelektrani i rezultati dobijeni proračunima na razvijenom modelu.

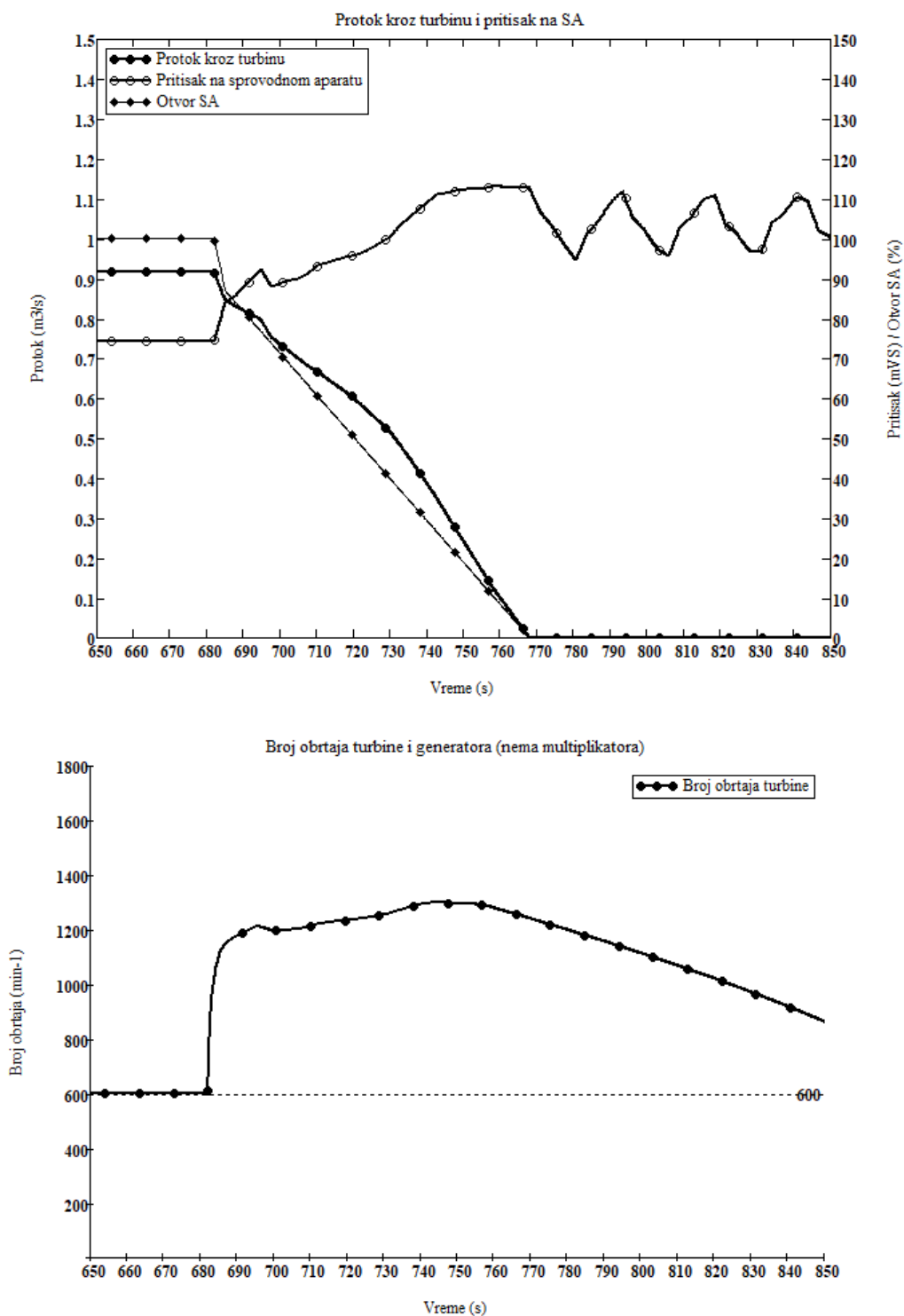
Na osnovu uradjenih proračuna i poredjenjem istih sa rezultatima izvršenih merenja vidi se da je karakter promene pritiska i broja obrtaja na modelu i realnom sistemu gotovo identičan. Postoje numerička odstupanja izmedju izmerenih i izračunatih vrenosti maksimalno do cca 10% što je tehnički prihvatljivo.



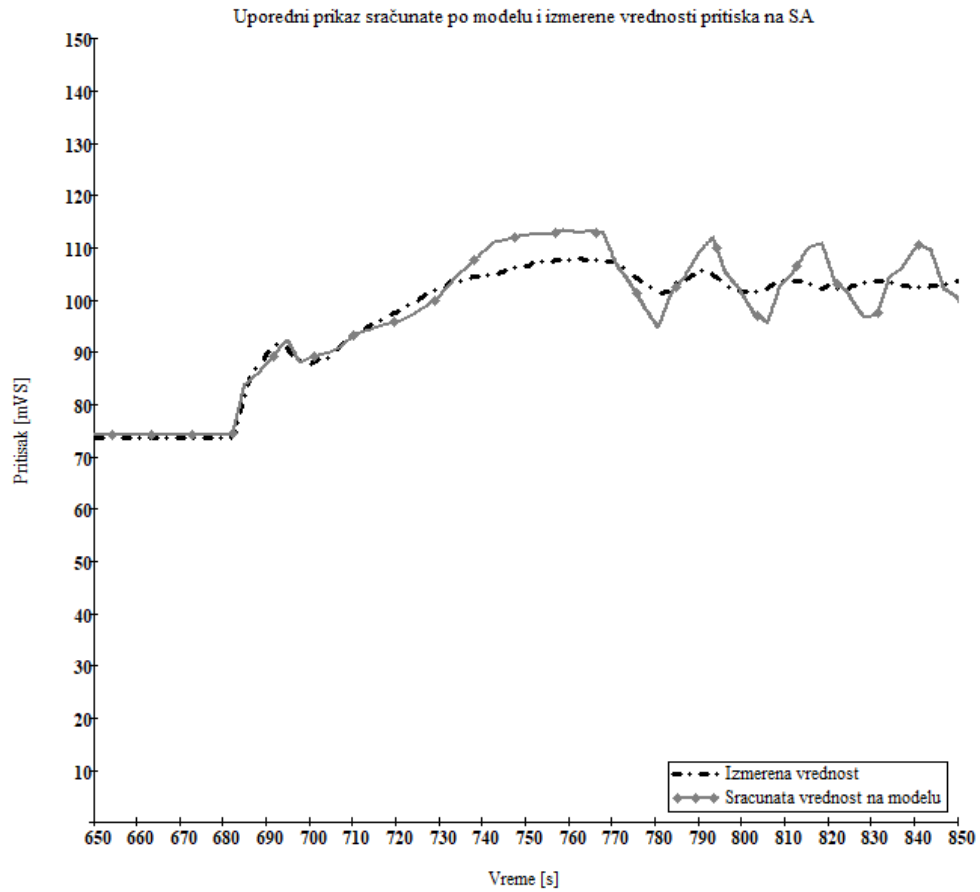
Slika 5.21

Značice jediničnog protoka (Q_{11}) i značice jedinične snage (P_{11}) u funkciji značice jediničnog broja obrtaja (n_{11}) za turbinu na HE VELEŽ





Slika 5.23
Rezultati proračuna po razvijnom modelu



Slika 5.24

Uporedni prikaz rezultata izvršenih merenja i vrednosti dobijenih proračunima na modelu

5.2.4. Hidroelektrana FILIPESTI 2

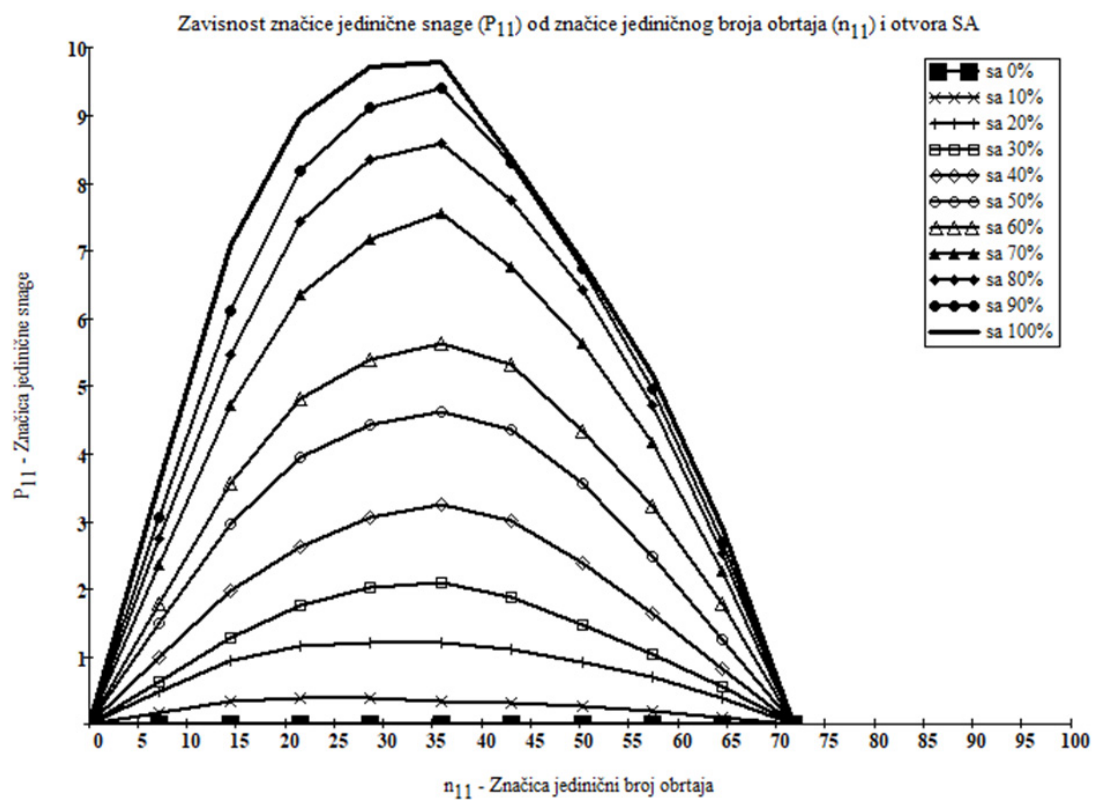
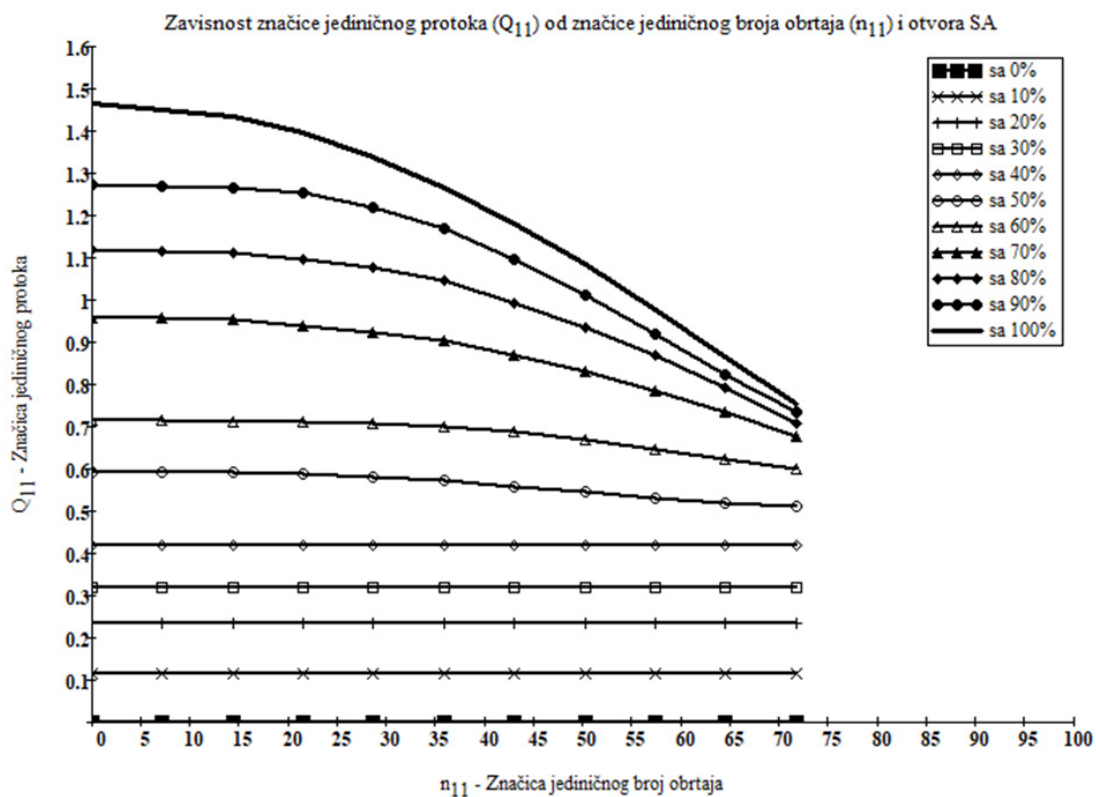
Hidroelektrana FILIPESTI 2 je izvedena i puštena u pogon. U hidroelektrani je instalirana Cross-flow turbina sledećih karakteristika:

Proizvodjač:	CINK, Češka
Godina proizvodnje (Tabela 2.1.):	2018.
Model turbine:	SH125.183/28 g
Protok:	$Q_t=8.325 \text{ m}^3/\text{s}$
Neto pad:	$H_n=29.6 \text{ m}$
Prečnik radnog kola:	$D_1=1.250 \text{ m}$
Širina mlaznice:	$B=1.830 \text{ m}$
Broj obrtaja turbine:	$n_t=156 \text{ min}^{-1}$
Snaga na vratilu turbine:	$P_t=2004 \text{ kW}$
Broj obrtaja generatora:	$n_g=1000 \text{ min}^{-1}$
Aktivna snaga generatora:	$P_g=1904 \text{ kW}$
Prividna snaga generatora:	$S_g=2115 \text{ kVA}$
Podaci o cevovodnoj instalaciji	
Materijal:	GRP
Prečnik:	DN2700 ($\phi 2740 \times 64.1$)
Dužina:	$L=4339 \text{ m}$

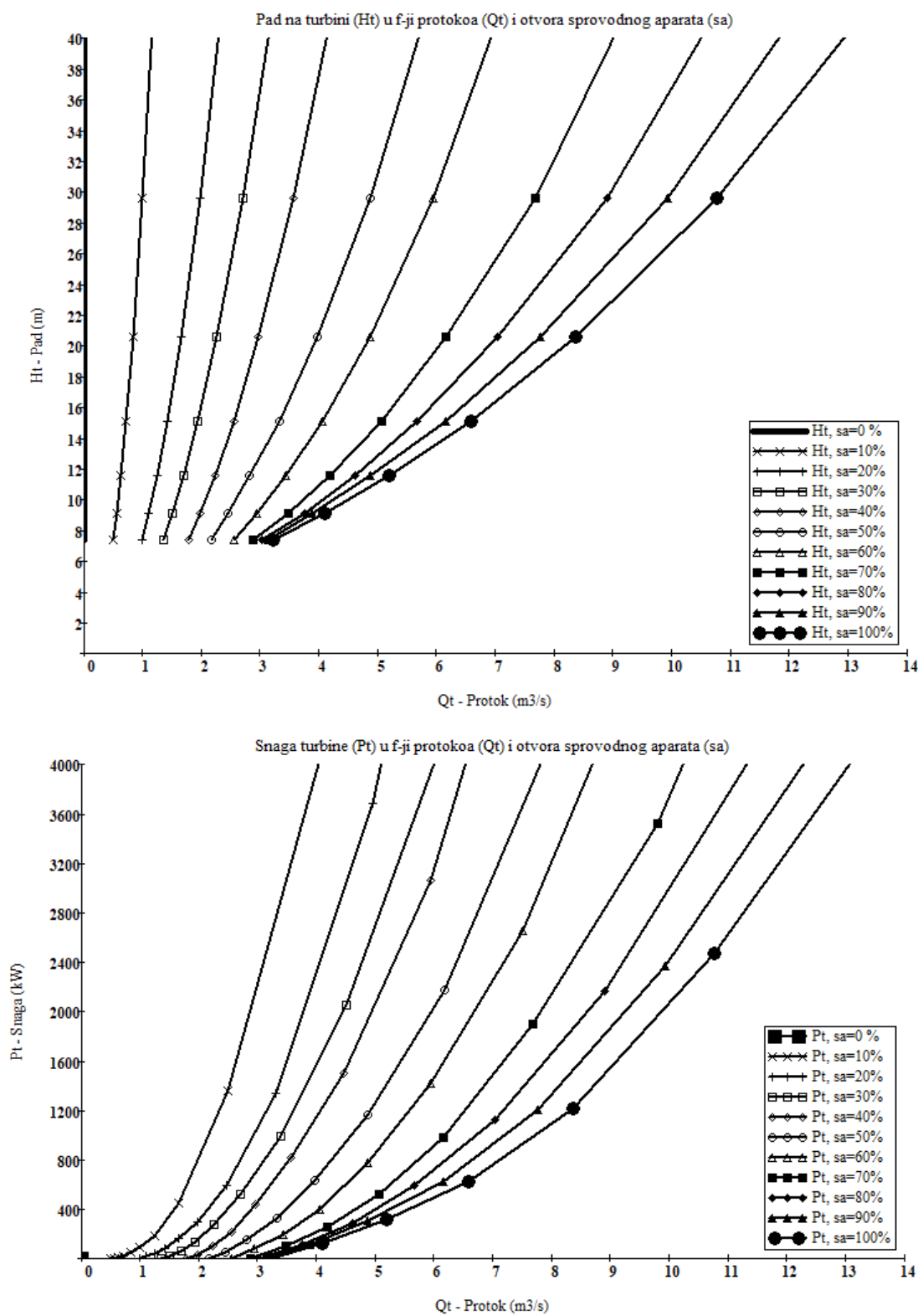
Pri puštanju hidroelektrane u rad izvršena su testiranja i merenja promene pritiska na ulasku u turbinski agregat i promena broja obrtaja generatora.

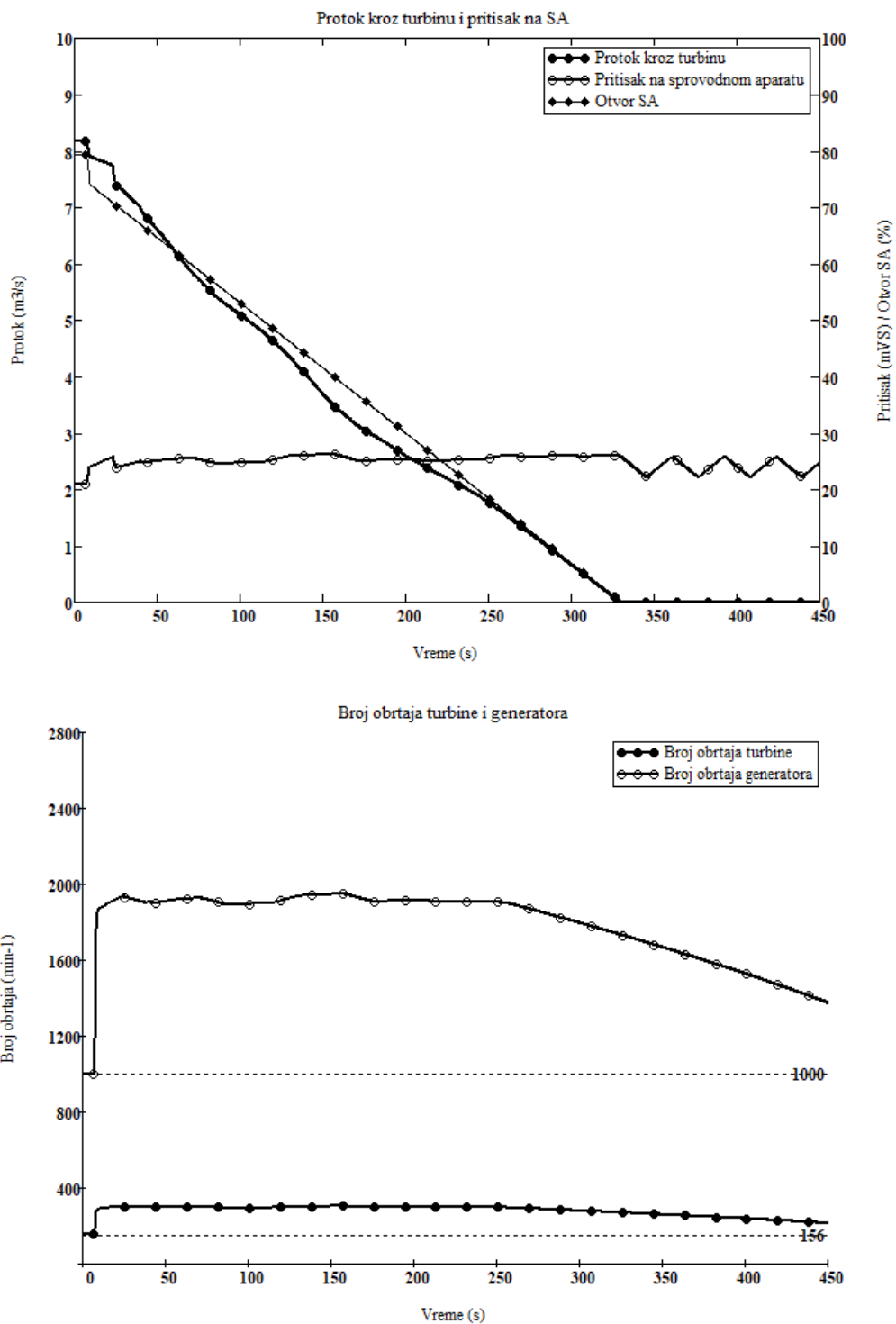
Na slici 5.2.4.1. uporedno su prikazani rezultati izvršenih merenja na realnoj hidroelektrani i rezultati dobijeni proračunima na razvijenom modelu.

Na osnovu uradjenih proračuna i poredjenjem istih sa rezultatima izvršenih merenja vidi se da je karakter promene pritiska i broja obrtaja na modelu i realnom sistemu gotovo identičan. Postoje numerička odstupanja izmedju izmerenih i izračunatih vrenosti maksimalno do cca 10% što je tehnički prihvatljivo.

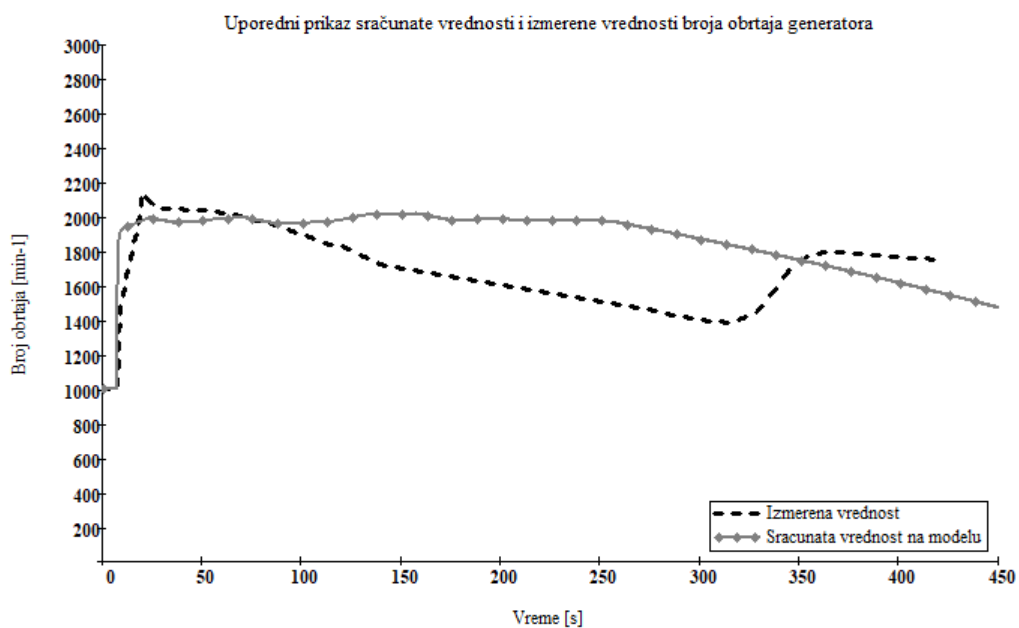
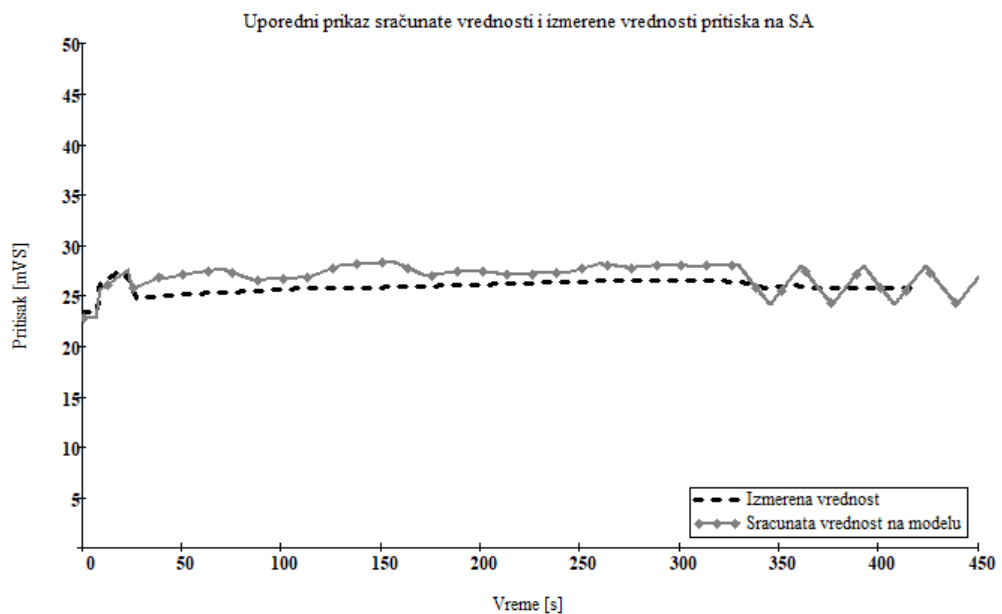


Slika 5.25 Značice jediničnog protoka (Q_{11}) i značice jedinične snage (P_{11}) u funkciji značice jediničnog broja obrtaja (n_{11}) za turbinu na HE FILIPESTI 2





Slika 5.27
Rezultati proračuna po razvijnom modelu



Slika 5.28
Uporedni prikaz rezultata izvršenih merenja i vrednosti dobijenih proračunima na modelu

6. | Analiza dobijenih rezultata

U prethodnim poglavljima opisana je Cross-flow turbina i metodologija implementacije ovog tipa turbine u jednom hidropostrojenju. Opisane su polazne postavke, metodologija definisanja osnovnih karakteristika Cross-flow turbine i opisane su metode za proračune i simulaciju rada Cross-flow turbine u nestacionarnim režimima koji se javljaju u hidropostrojenjima pri nekontrolisanim situacijama kao što je ispad agregata sa elektro mreže.

6.1 Rezultati i ocena rezultata regresionih analiza

Osnovne veličine jedne Cross-flow turbine su predmet detaljnih proračuna na bazi definisanog protoka i pada. Na bazi ovih polaznih podataka vrši se proračun prečnika radnog kola (D_1), proračun širine mlaznice (B) i proračun broja obrtaja turbine (n_t).

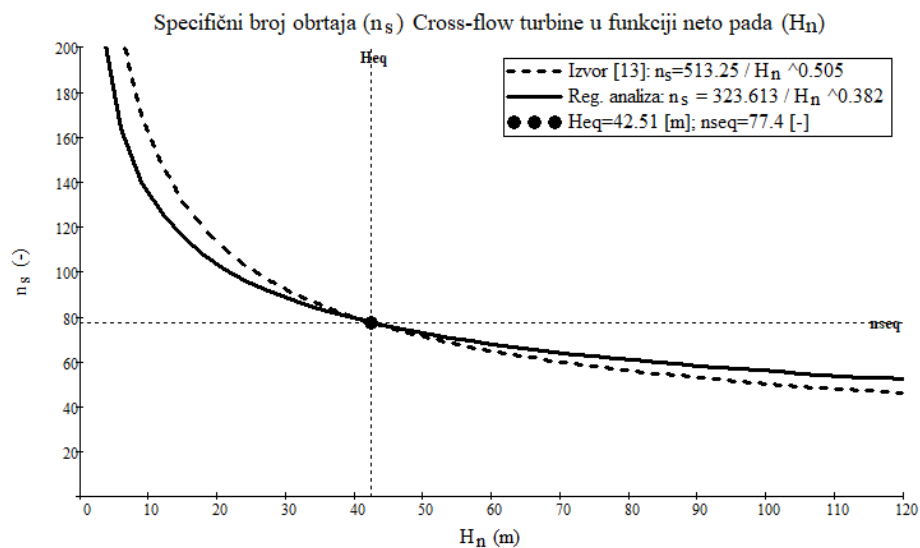
U tehničkoj praksi kao polazna postavka svakog proračuna za izbor osnovnih karakteristika turbine je da se na osnovu empirijskih podataka za poznati pad defniše specifični broj obrtaja a potom sve ostale veličine. U kontekstu toga, u literaturi ([8], [13], [35], [36], [42]) se mogu pronaći empirijske formule i dijagrami gde se na osnovu pada na turbini određuje specifični broj obrtaja turbine.

Pregledom literature za prvu iteraciju proračuna specifičnog broja obrtaja Cross-flow turbine najčešće se primenjuje formula $n_s=513.25/H_n^{0.505}$ [13]. Prema izvoru [13] ova jednačina je izvedena na uzorku od 17 turbina a za period od 1965 do 1982.

U poglavlju „3. Regresione analize“ uradjene su regresione analize na uzorku od 270 izvedenih elektrana sa Cross-flow turbinama u periodu od 2006. do 2019. godine. Na osnovu uradjenih regresionih analiza za specifični broj obrtaja turbine u funkciji pada izvedena je jednačina $n_s=323.61325/H_n^{0.38151}$. Indeks korelacije R^2 za ovu jednačinu je 0.69 u odnosu na razmatranu bazu podataka.

Na slici 6.1. prikazana je empirijska formule prema [13] i formula na osnovu uradjenih regresionih analiza na uzorku od 270 turbina.

Krive su po karakteru slične i dobro se prate sa malim odstupanjima. Do napora cca $H_{eq}=42.51$ m po izvoru [13] se dobijaju nešto veće vrednosti za specifični broj obrtaja, dok je pri naporima većim od cca $H_{eq}=42.51$ m situacija obrnuta.



Uporedni prikaz zavisnosti specifičnog broja obrtaja prema [13] i na osnovu regresionih analiza

Za razmatrane četiri izvedene hidro-elektre (BELCI, ZABUKH, VELEŽ, FILIPESTI) uradjeni su kontrolni proračuni za izbor osnovnih veličina Cross-flow turbine primenom rezultata iz regresionih analiza i rezultati pokazuju dobra poklapanja sa izvedenim turbinama.

Tabela 6.1. Prikaz osnovnih veličina za turbinu na HE BELCI

HE BELCI	Realna turbina	Rezultati dobijeni regresijom	Procentualna odstupanja	
Protok turbine [m^3/s]:	$Q_o = 5.65$	$Q_t = 5.65$		
Pad na turbini [m]:	$H_o = 31.60$	$H_t = 31.60$		
Snaga na vratilu turbine [kW]:	$P_o = 1471$	$P_t = 1471$		
Stepen iskoriscenja turbine [-]:	$\eta_o = 0.84$	$\eta_t = 0.84$		
Broj obrtaja turbine (2.1.3.1.) [min^{-1}]	$n_o = 169.0$	$n_t = 197.0$	$\Delta n = 14.2$	[%]
Prečnik radnog kola turbine (2.1.6.1) [m]:	$D_1 = 1.25$	$D_{1t} = 1.11$	$\Delta D_1 = 12.5$	[%]
Širina mlaznice (2.1.5.1) [m]	$B = 1.05$	$B_t = 1.43$	$\Delta B = 26.8$	[%]
Značica jediničnog protoka (1.4.1.):	$Q_{11o} = 0.64$	$Q_{11t} = 0.81$	$\Delta Q_{11} = 21.0$	[%]
Značica jediničnog broja obrtaja (1.4.2.):	$n_{11o} = 37.6$	$n_{11t} = 38.9$	$\Delta n_{11} = 3.5$	[%]
Značica jedinične snage (1.4.3.):	$P_{11o} = 5.30$	$P_{11t} = 6.70$	$\Delta P_{11} = 21.0$	[%]
Specifični broj obrtaja (1.4.4.):	$n_{s_o} = 86.5$	$n_{s_t_1} = 100.8$	$\Delta n_{s_1} = 14.2$	[%]
Specifični broj obrtaja (2.1.1.1.):		$n_{s_t_2} = 86.7$	$\Delta n_{s_2} = 0.2$	[%]

Tabela 6.2. Prikaz osnovnih veličina za turbinu na HE ZABUKH 2

HE ZABUKH 2	Realna turbina	Rezultati dobijeni regresijom	Procentualna odstupanja	
Protok turbine [m ³ /s]:	Q _o = 4.50	Q _t = 4.50		
Pad na turbini [m]:	H _o = 85.00	H _t = 85.00		
Snaga na vratilu turbine [kW]:	P _o = 3227	P _t = 3227		
Stepen iskoriscenja turbine [-]:	η _o = 0.86	η _t = 0.86		
Broj obrtaja turbine (2.1.3.1.) [min ⁻¹]	n _o = 290.0	n _t = 308.7	Δn = 6.0	[%]
Prečnik radnog kola turbine (2.1.6.1) [m]:	D ₁ = 1.25	D _{1t} = 1.20	ΔD ₁ = 4.3	[%]
Širina mlaznice (2.1.5.1) [m]	B = 0.60	B _t = 0.69	ΔB = 13.5	[%]
Značica jediničnog protoka (1.4.1.):	Q _{11o} = 0.31	Q _{11t} = 0.34	ΔQ ₁₁ = 8.0	[%]
Značica jediničnog broja obrtaja (1.4.2.):	n _{11o} = 39.3	n _{11t} = 40.1	Δn ₁₁ = 2.0	[%]
Značica jedinične snage (1.4.3.):	P _{11o} = 2.64	P _{11t} = 2.86	ΔP ₁₁ = 8.0	[%]
Specifični broj obrtaja (1.4.4.):	n _{so} = 63.8	n _{st_1} = 67.9	Δn _{s_1} = 6.0	[%]
Specifični broj obrtaja (2.1.1.1.):		n _{st_2} = 59.4	Δn _{s_2} = 7.4	[%]

Tabela 6.3. Prikaz osnovnih veličina za turbinu na HE VELEŽ

HE VELEŽ	Realna turbina	Rezultati dobijeni regresijom	Procentualna odstupanja	
Protok turbine [m ³ /s]:	Q _o = 0.96	Q _t = 0.96		
Pad na turbini [m]:	H _o = 86.40	H _t = 86.40		
Snaga na vratilu turbine [kW]:	P _o = 707	P _t = 707		
Stepen iskoriscenja turbine [-]:	η _o = 0.87	η _t = 0.87		
Broj obrtaja turbine (2.1.3.1.) [min ⁻¹]	n _o = 600.0	n _t = 582.0	Δn = 3.1	[%]
Prečnik radnog kola turbine (2.1.6.1) [m]:	D ₁ = 0.60	D _{1t} = 0.65	ΔD ₁ = 7.5	[%]
Širina mlaznice (2.1.5.1) [m]	B = 0.33	B _t = 0.26	ΔB = 29.1	[%]
Značica jediničnog protoka (1.4.1.):	Q _{11o} = 0.29	Q _{11t} = 0.25	ΔQ ₁₁ = 16.8	[%]
Značica jediničnog broja obrtaja (1.4.2.):	n _{11o} = 38.7	n _{11t} = 40.6	Δn ₁₁ = 4.6	[%]
Značica jedinične snage (1.4.3.):	P _{11o} = 2.45	P _{11t} = 2.09	ΔP ₁₁ = 16.8	[%]
Specifični broj obrtaja (1.4.4.):	n _{so} = 60.6	n _{st_1} = 58.8	Δn _{s_1} = 3.1	[%]
Specifični broj obrtaja (2.1.1.1.):		n _{st_2} = 59.1	Δn _{s_2} = 2.6	[%]

Tabela 6.4. Prikaz osnovnih veličina za turbinu na HE FILIPESTI 2

HE FILIPESTI 2	Realna turbina	Rezultati dobijeni regresijom	Procentualna odstupanja	
Protok turbine [m ³ /s]:	Q _o = 8.32	Q _t = 8.32		
Pad na turbini [m]:	H _o = 29.60	H _t = 29.60		
Snaga na vratilu turbine [kW]:	P _o = 2004	P _t = 2004		
Stepen iskoriscenja turbine [-]:	η _o = 0.83	η _t = 0.83		
Broj obrtaja turbine (2.1.3.1.) [min ⁻¹]	n _o = 156.0	n _t = 164.3	Δn = 5.1	[%]
Prečnik radnog kola turbine (2.1.6.1) [m]:	D ₁ = 1.25	D _{1t} = 1.28	ΔD ₁ = 2.6	[%]
Širina mlaznice (2.1.5.1) [m]	B = 1.83	B _t = 1.91	ΔB = 4.2	[%]
Značica jediničnog protoka (1.4.1.):	Q _{11o} = 0.98	Q _{11t} = 0.93	ΔQ ₁₁ = 5.4	[%]
Značica jediničnog broja obrtaja (1.4.2.):	n _{11o} = 35.8	n _{11t} = 38.8	Δn ₁₁ = 7.5	[%]
Značica jedinične snage (1.4.3.):	P _{11o} = 7.96	P _{11t} = 7.56	ΔP ₁₁ = 5.4	[%]
Specifični broj obrtaja (1.4.4.):	n _{so} = 101.1	n _{st_1} = 106.6	Δn _{s_1} = 5.1	[%]
Specifični broj obrtaja (2.1.1.1.):		n _{st_2} = 88.9	Δn _{s_2} = 13.8	[%]

U tabelama 6.1., 6.2., 6.3 i 6.4. su uporedo prikazani podaci realne turbine i podaci koji su dobijeni proračunski na osnovu jednačina regresione analize na uzorku od 270. Korišćene su jednačine koje su prikazane u tabeli 6.5.

Table 6.5. Formule iz regresionih analiza razmatranog uzorka od 270 turbina (tabela 2.1.)

R.br	Funkcionalna zavisnost	Indeks korelacije, R^2
1	$n_s = 323.61325 \cdot H_n^{-0.38151}$	0.69
2	$n_s = 315.261 \cdot H_n^{-0.37802} \cdot Q_t^{0.09467}$	0.70
3	$n_t = 114.846 \cdot H_n^{0.36025} \cdot Q_t^{-0.40679}$	0.88
4	$n_t = 35.386 \cdot H_n^{0.53012} \cdot D_1^{-1.00601}$	0.95
5	$B = 3.59934 \cdot H_n^{-0.58729} \cdot Q_t^{0.63989}$	0.92
6	$D_1 = 0.31070 \cdot H_n^{0.16868} \cdot Q_t^{0.39962}$	0.94
7	$D_v = 0.06292 \cdot H_n^{0.17622} \cdot Q_t^{0.41733}$	0.94
8	$V_b = 1.86466 \cdot H_n^{0.52922}$	0.91

Na osnovu uporedo prikazanih podataka konstatuje se da su podudaranja vrlo dobra i da regresione jednačine mogu da se koriste u prvoj iteraciji za izbor osnovnih parametara jedne Cross-flow turbine. Određjena, malo veća procentualna odstupanja se mogu uočiti u parovima prečnika radnog kola (D_1) i širine sprovodnog aparata (B). Ovo je posledica zadržavanja broja obrtaja dobijenog prema jednačini iz regresione analize a bez usvajanja standardnih brojeva obrtaja ili standardnih dimenzija prečnika radnog kola (D_1) - određeni proizvođači su standardizovali prečnike radnog (D_1) pa onda su na osnovu usvojenog standardnog prečnika (D_1) definisali širinu sprovodnog aparata (B) i usaglašeni brojevi obrtaja.

Kod turbina sa brojem obrtaja većim od 500 min^{-1} nije predviđena ugradnja multiplikatora i u tom slučaju treba da se usvoji broj obrtaja koji odgovara standardnim nominalnim brojevima generatora.

U varijanti kada se regresionim analizama dobije broj obrtaja manji od 500 min^{-1} , tada treba imati u vidu sklop standardnih prenosnih odnosa multiplikatora i standardnih nominalnih brojeva obrtaja generatora. U ovom slučaju broj obrtaja turbine treba da se prilagodi tim uslovima. Procedura bi bila da se za broj obrtaja dobijen regresionom analizom usvoji standardni prenosni odnos multiplikatora pa onda da se na osnovu dobijenog izlaznog broja obrtaja ka generatoru usvoji standardni broj obrtaja generatora. Po usvajanju standardnog broja obrtaja generatora treba unazad da se vrati i preko prenosnog odnosa multiplikatora definiše broj obrtaja turbine. U skladu sa tako definisanim brojem obrtaja turbine treba da se koriguje i prečnik radnog kola (D_1) i širina sprovodnog aparata (B).

6.2 Rezultati i ocena rezultata proračuna nestacionarnih režima

Da bi se sagledalo koliko razvijeni matematički model za proračun nestacionarnih režima realno opisuje nestacionarne režime u hidropostrojenju, tj koliko je prihvatljiv i tehnički opravdan predlog formiranja univerzalnih karakteristika Cross-flow turbine u funkciji specifičnog broja obrtaja na bazi poznavanja univerzalnih karakteristika Cross-flow turbine sa specifičnim brojevima obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 potrebno je da se proračuni na modelu uporede sa izvršenim merenjima na realnom sistemu izvedenih hidroelektrana.

U skladu sa time, za hidroelektrane BELCI, ZABUKH, VELEŽ i FILIPESTI 2, za koje su se posedovali rezultati merenja na realno izvedenim objektima formirani su modeli i izvršeni su proračuni po razvijenom modelu.

U prilogu su za navedene četiri hidroelektrane prikazani uporedo rezultati izvršenih merenja na realnom sistemu i rezultati proračuna nestacionarnih režima dobijeni na razvijenom matematičkom modelu. Na bazi podataka o izvršenim merenjima i na bazi dobijenih rezultata na razvijenom modelu izvršena je procena odstupanja rezultata matematičkog modela i izvršenih merenja.

Pri poredjenju rezultata izvršenih merenja i rezultata izvršenih proračuna na modelu treba uočiti tri zone.

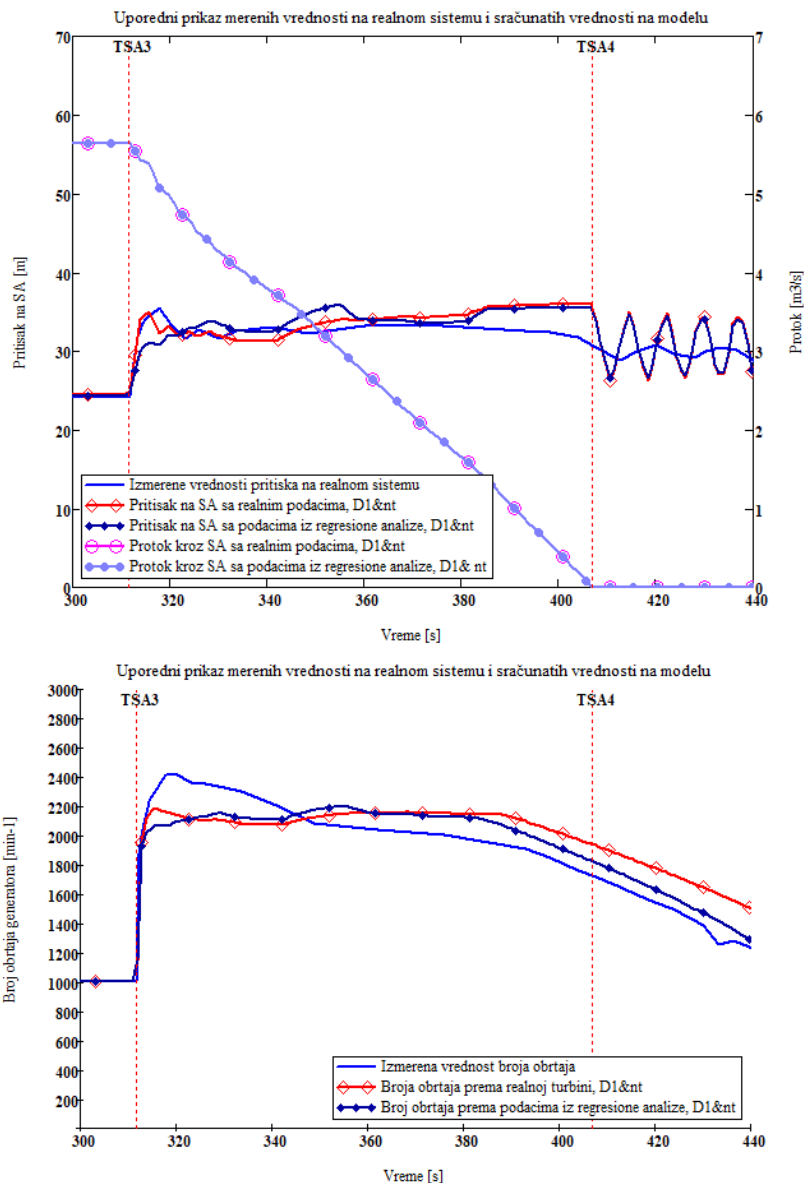
- Prva zona, to je vremenski interval rada turbine u stacionarnom režimu sa konstantnim brojem obrtaja do trenutka (TSA3) - trenutak ispada turbinskog agregata sa mreže .
- Druga zona je vremenski interval zatvaranja sprovodnog aparata od trenutka (TSA3) ispada do trenutka (TSA4) – trenutak potpunog zatvaranja sprovodnog aparata.
- Treća zona predstavlja vremenski interval posle trenutka (TSA4) potpuno zatvorenog sprovodnog aparata.

Na dijagramima su uporedo prikazani sledeći rezultati:

- Rezultati izvršenih merenja na objektu
- Rezultati proračuna nestacionarnih režima sa razvijenim modelom za slučaj ispada turbine sa stvarnim podacima o turbini (prečnik radnog kola, širina mlaznice, broj obrtaja)
- Rezultati proračuna nestacionarnih režima sa razvijenim modelom za slučaj ispada turbine sa podacima o turbini dobijenim na osnovu regresionih analiza (prečnik radnog kola, širina mlaznice, broj obrtaja)

6.2.1. Hidroelektrana BELCI

Na slici 6.2, saglasno prethodnim opisima prikazani su uporedo rezultati izvršenih merenja na objektu hidroelektrane i rezultati dobijeni na razvijenom matematičkom modelu.

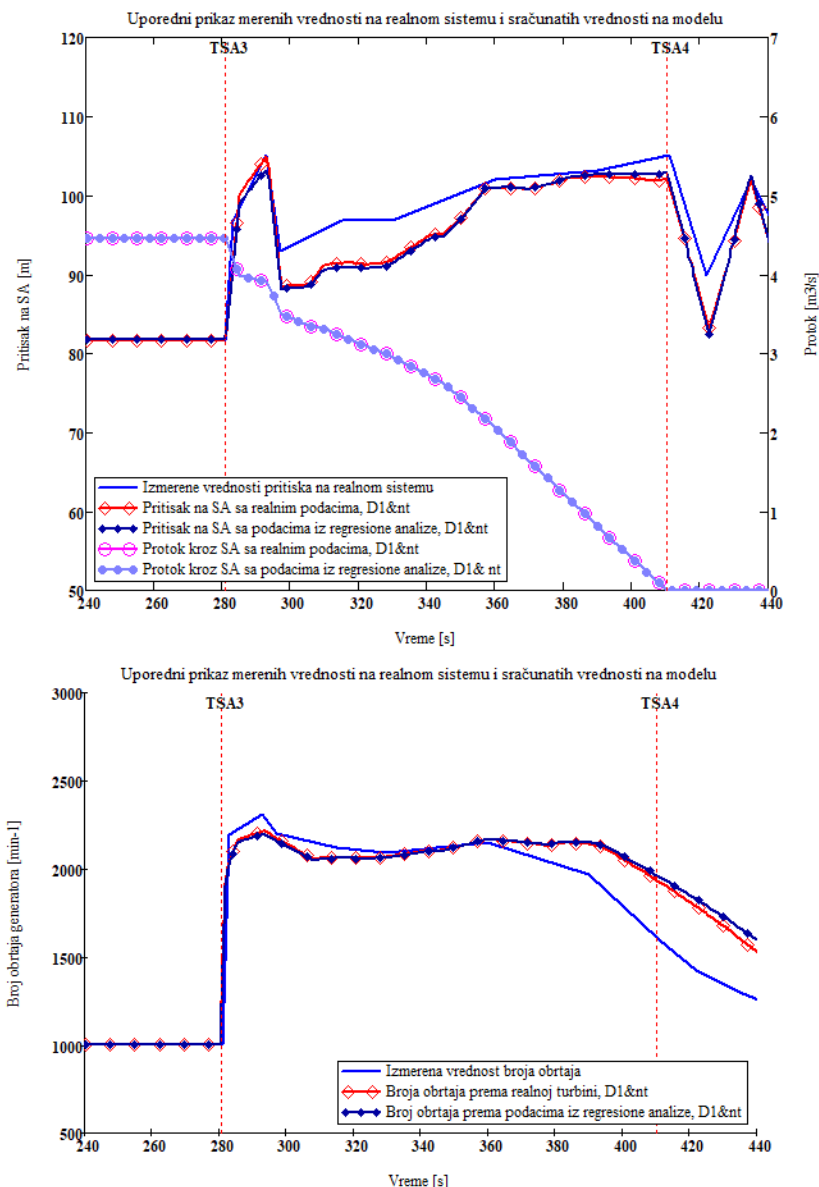


Slika 6.2. Uporedni prikaz izmerenih i sračunatih vrednosti

Na osnovu uradjenih analiza i prikazanih rezultata promene pritiska na sprovodnom aparatu i promene broja obrtaja generatora zaključuje se da su poklapanja izmerenih i sračunatih vrednosti u tehnički prihvatljivim odstupanjima. Sa aspekta tehničke primene najbitniji je interval TSA3-TSA4 gde je promena protoka u jedinici vremena najveća. U ovoj oblasti odstupanja izmerenih i sračunatih vrednosti su u tehnički prihvatljivim odstupanjima – manja od cca 10% tako da se zaključuje da matematički model realno opisuje sistem razmatrane hidroelektrane.

6.2.2. Hidroelektrana ZABUKH

Na slici 6.3, saglasno prethodnim opisima prikazani su uporedo rezultati izvršenih merenja na objektu hidroelektrane i rezultati dobijeni na razvijenom matematičkom modelu.

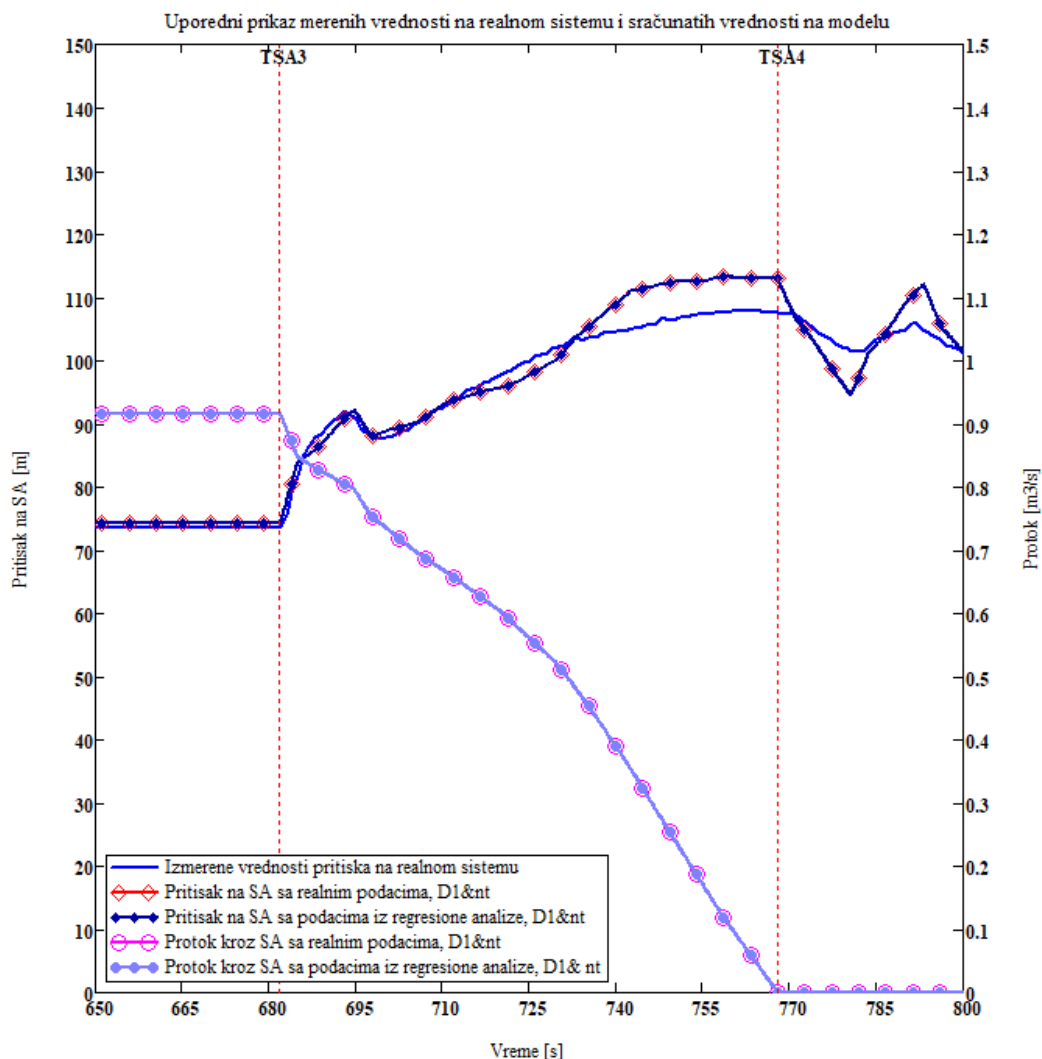


Slika 6.3. Uporedni prikaz izmerenih i sračunatih vrednosti

Na osnovu uradjenih analiza i prikazanih rezultata promene pritiska na sprovodnom aparatu i promene broja obrtaja generatora zaključuje se da su poklapanja izmerenih i sračunatih vrednosti u tehnički prihvatljivim odstupanjima. Sa aspekta tehničke primene najbitniji je interval TSA3-TSA4 gde je promena protoka u jedinici vremena najveća. U ovoj oblasti odstupanja izmerenih i sračunatih vrednosti su u tehnički prihvatljivim odstupanjima – manja od cca 10% tako da se zaključuje da matematički model realno opisuje sistem razmatrane hidroelektrane.

6.2.3. Hidroelektrana VELEŽ

Na slici 6.4, saglasno prethodnim opisima prikazani su uporedo rezultati izvršenih merenja na objektu hidroelektrane i rezultati dobijeni na razvijenom matematičkom modelu.



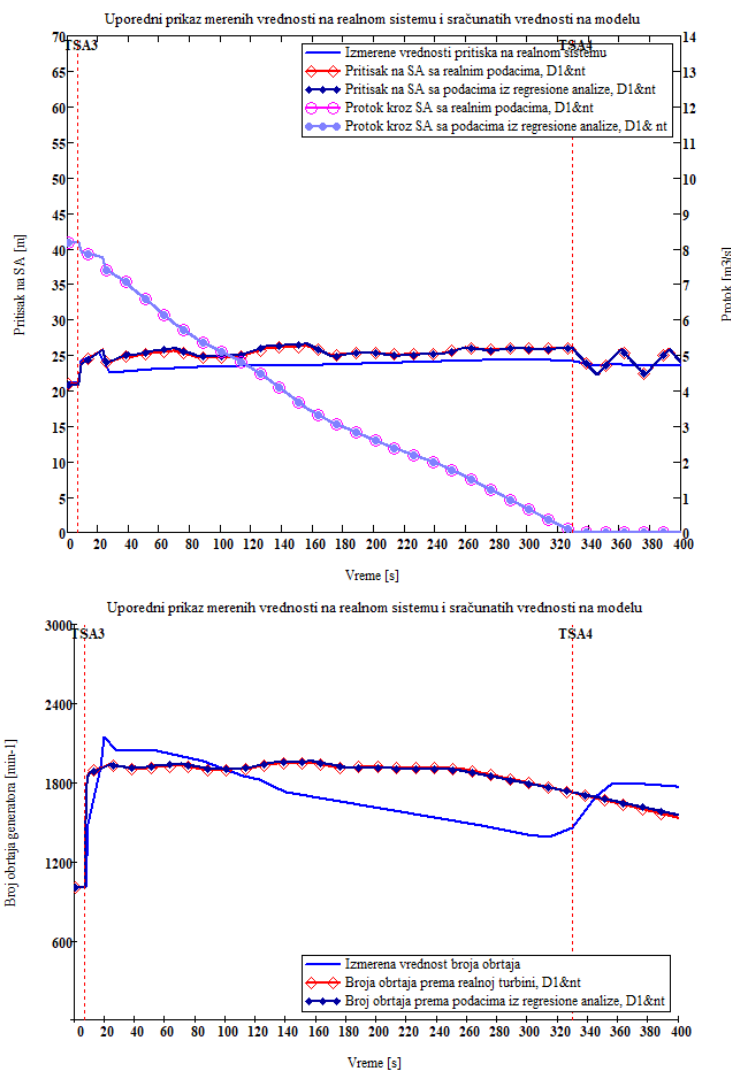
Slika 6.4. Uporedi prikaz izmerenih i sračunatih vrednosti

Napomena: Na realnom sistemu nisu vršena merenja broja obrtaja pa su prikazani samo rezultati za pritiske

Na osnovu uradjenih analiza i prikazanih rezultata promene pritiska na sprovodnom aparatu i promene broja obrtaja generatora zaključuje se da su poklapanja izmerenih i sračunatih vrednosti u tehnički prihvatljivim odstupanjima. Sa aspekta tehničke primene najbitniji je interval TSA3-TSA4 gde je promena protoka u jedinici vremena najveća. U ovoj oblasti odstupanja izmerenih i sračunatih vrednosti su u tehnički prihvatljivim odstupanjima – manja od cca 10% tako da se zaključuje da matematički model realno opisuje sistem razmatrane hidroelektrane.

6.2.4. Hidroelektrana FILIPESTI 2

Na slici 6.5, saglasno prethodnim opisima prikazani su uporedo rezultati izvršenih merenja na objektu hidroelektrane i rezultati dobijeni na razvijenom matematičkom modelu.



Slika 6.5. Uporedni prikaz izmerenih i sračunatih vrednosti

Na osnovu uradjenih analiza i prikazanih rezultata promene pritiska na sprovodnom aparatu i promene broja obrtaja generatora zaključuje se da su poklapanja izmerenih i sračunatih vrednosti u tehnički prihvatljivim odstupanjima. Sa aspekta tehničke primene najbitniji je interval TSA3-TSA4 gde je promena protoka u jedinici vremena najveća. U ovoj oblasti odstupanja izmerenih i sračunatih vrednosti su u tehnički prihvatljivim odstupanjima – manja od cca 10% tako da se zaključuje da matematički model realno opisuje sistem razmatrane hidroelektrane.

6.3 Zaključna razmatranja uradjenih analiza

Cilj prethodno uradjenih analiza je bio da se sagleda koliko opisani matematički model Cross-flow turbine u jednom sistemu hidropostrojenja tačno opisuje realni sistem hidropostrojenja sa Cross-flow turbinom.

Načelno, svrha analize kao naučne metode je istraživanje ili ispitivanje objekta koji se analizira, a u ovom slučaju je predmet analiza bio matematički model Cross-flow turbine u sistemu jednog hidropostrojenja.

Na osnovu uradjenih analiza za:

- predloženi model defnisanja univerzalnih karakteristika Cross-flow turbine u funkciji specifičnog broja obrtaja,
- definisani matematički model Cross-flow turbine,
- izabranu numeričkom metodom za proračun nestacionarnih režima,

je pokazano da predviđena procedura i razvijeni modeli realno opisuje zbivanja u hidro-postrojenju sa Cross-flow turbinom u nestacionarnim režimima.

Uradjene analize su pokazale da su odstupanja veličina dobijenih merenjem na izvedenom objektu i veličina dobijenih na matematičkom modelu su u tehnički prihvatljivim tolerancijama, tj razlika između ovih veličina nije veća od cca 10%.

Razvijeni model je pokazao da se samo sa poznavanjem protoka i napora turbine može na bazi formula dobijenih regresionom analizom da sračunaju osnovne karakteristike Cross-flow turbine i urade proračuni nestacionarnih režima.

Na osnovu izvršenih proračuna nestacionarnih režima na matematičkom modelu koji realno podražava sistem hidropostrojenja može pouzdano da se utvrdi stepen ugroženosti sistema instalacija hidropostrojenja pri različitim situacijama, kao i da se blagovremeno propišu mere za sprečavanje opasnosti po sistem pri nestacionarnim režimima.

Varijantnim proračunima nestacionarnih režima u kojima bi se parametarski razmatrali različiti uticaji (npr. vreme i zakon zatvaranja sprovodnog aparata) se može izvršiti optimizacija sistema po klasi maksimalnih pritisaka i na taj način primeniti tehno-ekonomski opravdana tehnička rešenja.

7. | Pravci daljih istraživanja

U prethodnim poglavljima:

- Dat je opis Cross-flow turbine i osnovne veličine koje je opisuju Cross-flow turbinu.
- Dat je prikaz univerzalnih karakteristika $Q_{11}=Q_{11}(n_{11},SA)$ i $P_{11}=P_{11}(n_{11},SA)$ za tri specifična broja obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 . Univerzalne karakteristike, što je i uobičajeno, su prikazane za očekivanu oblast rada turbine u redovnim eksploatacionim uslovima. Univerzalne karakteristike se dobijaju na osnovu ispitivanja u laboratorijama na modelskim kolima a dosadašnja praksa je pokazala da se ispitivanja vrše samo u zoni koja se očekuje u redovnim uslovima eksploatacije.
- Dat je predlog definisanja univerzalnih karakteristika $Q_{11}=Q_{11}(n_{11},SA)$ i $P_{11}=P_{11}(n_{11},SA)$ van očekivane radne oblasti u redovnim uslovima eksploatacije, tj za $n_{11} \sim 0$ i $n_{11} \sim n_{11max} \sim 2 \times n_{11o}$. Pri definisanju dela školjkastog dijagrama i interpolaciji u navedenim zonama koje nisu obuhvaćene merenjima i nisu definisane u školjkastim dijagramima korišćeni su rezultati izvršenih merenja i modeliranja koji su prikazani u okviru literature [04] i [05]. Sa aspekta modeliranja nestacionarnih režima ova oblast je vrlo bitna.
- Formirane su jedinične bezdimenzionane univerzalne karakteristike $n_1=n_{11}/n_{11o}$, $Q_1=Q_{11}/Q_{11o}$, $P_1=P_{11}/P_{11o}$ za tri specifična broj obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 za oblast od $n_{11} \sim 0$ do $n_{11} \sim n_{11max} \sim 2 \times n_{11o}$.
- Dat je predlog formiranja univerzalnih karakteristika za bilo koju Cross-flow turbinu na bazi interpolacije dobijenih jediničnih univerzalnih karakteristika za tri specifična broj obrtaja $n_s = 45.7, 68.8$ i 93.4 i stvarnog specifičnog broja obrtaja turbine koja se razmatra.
- Prikazane su regersione analize obradjenog uzorka od 270 izvedenih hidro-elektrana sa Cross-flow turbinama a za paeriod od 2006. do 2019. U dosadašnjoj literaturi [13] na osnovu kojih se i danas vrše proračuni za izbor osnovnih parametara turbine korišćeni su podaci regresionih analiza na uzorku od 17 turbina a baza je obuhvatala izvedene hidro-elektrane u periodu od 1965 do 1982.
- Formiran je matematički model (granični uslov) za Cross-flow turbinu za proračun nestacionarnih režima.
- Formiran je matematički model hidropostrojenja sa Cross-flow turbinom.
- Prikazana je numerička metoda na bazi karakteristika za proračun nestacionarnih režima u hidropostrojenjima sa Cross-flow turbinom.

- Uradjeni su proračuni za bazni test model sa analizom uticaja pojedinih elemenata sistema na ponašanje sistema u nestacionarnim režimima.
- U cilju potvrde definisane metodologije za proračun nestacionarnih režima u hidropostrojenju sa Cross-flow turbinom formirani su modeli za četiri izvedene hidroelektrane (BELCI, ZABUKH, VELEŽ, FILIPESTI). Uradjeni su proračuni na modelu i izvršeno je poredjenje rezultati proračuna dobijenih na modelu sa rezultatima izvršenih merenja na izvedenim objektima.

Drugim rečima, u prethodnim poglavljima opisana je Cross-flow turbina i metodologija kako prevazići probleme kada se javi potreba za implementacijom ovog tipa turbine u jednom hidropostrojenju. Opisane su polazne postavke, metodologija definisanja osnovnih karakteristika Cross-flow turbine i opisane su metode za simulaciju rada Cross-flow turbine u nestacionarnim režimima koji se javljaju u hidropostrojenjima pri nekontrolisanim situacijama kao što je ispad turbinskog agregata sa mreže.

Obim i detaljnost primenjenih metoda za razvoj modela Cross-flow turbine prikazanih u prethodnim poglavljima, nakon verifikacije modela, tj. pri poredjenju rezultata na razvijenom modelu sa rezultatima izvršenih merenja na izvedenim objektima su pokazali dobru podudarnost. Maksimalna odstupanja na proverenim modelima je bila do cca 10% između izmerenih vrednosti na objektu i sračunatih vrednosti na razvijenom matematičkom modelu.

Na bazi prikupljenih podataka i formiranih metodologija zaključuje se da se sa aspekta primene i analize Cross-flow turbina u hidropostrojenjima u daljim istraživanjima treba posvetiti pažnja sledećem:

- Prikupljati podatke o novim objektima u cilju proširenja baze izvedenih objekata i regresionim analizama dobiti zavisnosti osnovnih geometrijskih i hidrauličkih karakteristika Cross-flow turbine
- Prikupljati univerzalne karakteristike i za druge specifične brojeve obrtaja i poboljšati metodologiju interpolacije univerzalnih karakteristika za turbinu koja je predmet implementacije.
- Prilikom ispitivanja modelskih ili realnih kola Cross-flow turbina uraditi detaljnija ispitivanja naročito u zonama $n_{11} \sim 0$ i $n_{11} \sim n_{11\max} \sim 2 \times n_{11o}$, tj. proširiti prikaz školjkastog dijagrama od potpuno otvorenog do potpuno zatvorenog sprovodnog aparata

8. | Literatura

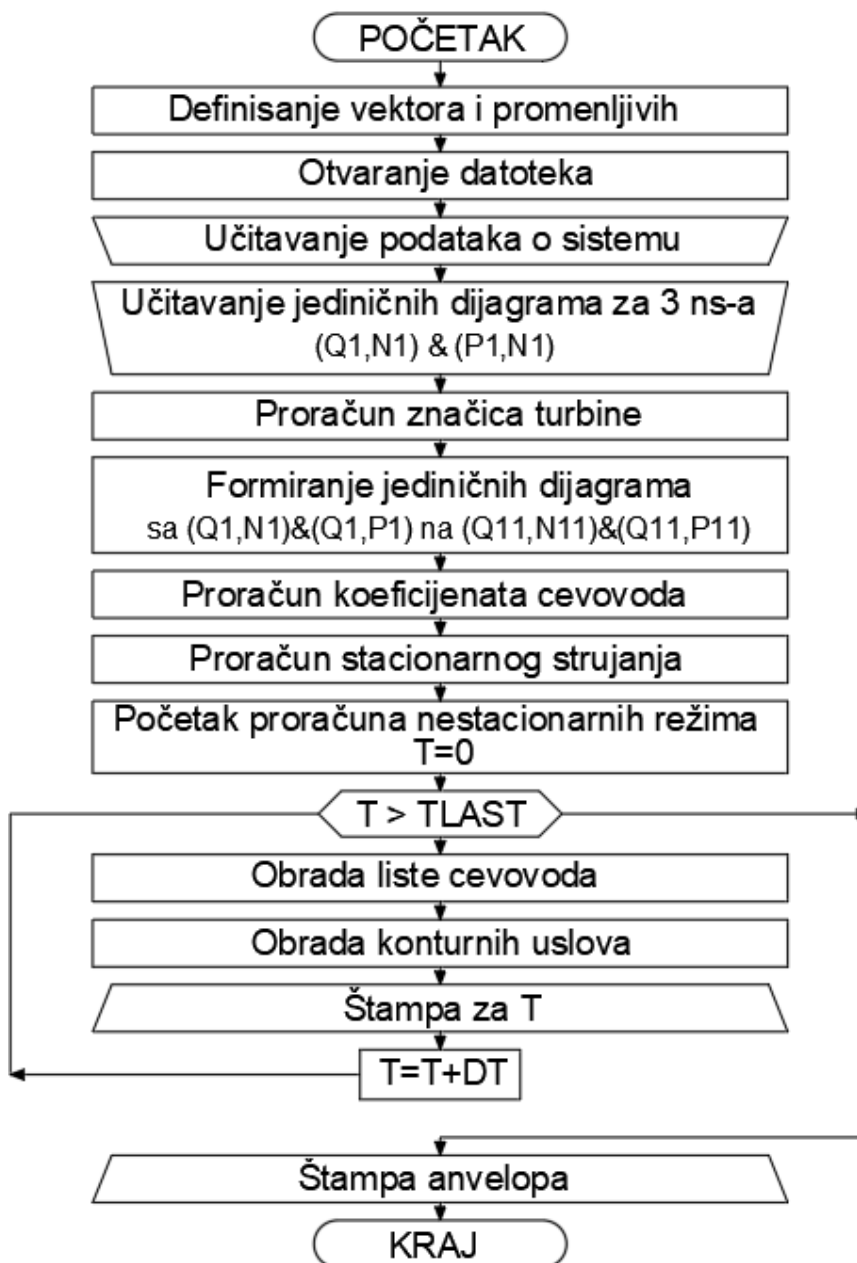
- [01] dr Dušan Obradović,dipl.ing.: „Matematičko modeliranje nestacionarnih pojava u hidropostrojenjima“, Energoprojekt-Energodata, Beograd, 1981.
- [02] dr Vlado Jordan,dipl.ing.: “Studija povratnog hidrauličkog udara kod vodnih turbina sa posebnim osvrtom na Kaplanove turbine”, Mašinski Fakultet Univerziteta u Beogradu, “Glava 2, Teoretska analiza hidrauličkih prelaznih režima”, Beograd, 1977.
- [03] M. Hanif Chaudhry: “Applied Hydraulic Transients, Third Edition”, Springer New York Heidelberg Dordrecht London, 2014.
- [04] C.A. Mockmore, Fred Merryfield: “The Banki Water Turbine”, Engineering Experiment Station, Oregon State System of Higher Education, Oregon State College, Corvallis, 1949.
- [05] Ram Chandra Adhikari: “Design Improvement of Crossflow Hydro Turbine”, Calgary, Alberta, 2016.
- [06] W. W. Durgin, W. K. Fay : “Some fluid flow characteristics of a cross flow type hydraulic turbine”, Small Hydro Power Machinery (1984), pp. 77-83
- [07] Abubeker Negesa Gameda: “Design and simulation of cross flow turbine on Huluka river in Ethiopia”, International Journal of Advance Engineering and Research Development Volume 5, Issue 03, March -2018
- [08] STANDARDS / MANUALS / GUIDELINES FOR SMALL HYDRO DEVELOPMENT, SPONSOR: MINISTRY OF NEW AND RENEWABLE ENERGY GOVERNMENT OF INDIA, LEAD ORGANISATION: ALTERNATE HYDRO ENERGY CENTRE INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY, ROORKEE
- [09] Juan Diego Peláez Restrepo: “Study of the Effect of the Geometrical Parameters of the Runner and Operation Conditions on Performance and Flow Characteristics in a Cross Flow Turbine”, Universidad Eafit Department of Mechanical Engineering, June 2014.
- [10] International standard IEC 62006, Edition 1.0 2010-10
- [11] инж. Цветан Илиев Цалов: “ДИСЕРТАЦИЈА ИЗСЛЕДВАНЕ И РАЗРАБОТВАНЕ НА ДВУКРАТНИ ВОДНИ ТУРБИНИ”, ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЈА КАТЕДРА “ХИДРОАЕРОДИНАМИКА И ХИДРАВЛИЧНИ МАШИНИ”, Софија, 2015 г.

-
- [12] Bilal Abdullah Nasir: „Design of High Efficiency Cross-Flow Turbine for Hydro-Power Plant“, International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT), ISSN: 2249 – 8958, Volume-2, Issue-3, February 2013
- [13] Kpordze, C. S. K., C. C. Warnick: „Experience Curves for Modern Low-Head Hydroelectric Turbines“. Research Technical Completion Report, Idaho Water Resources Research Institute, University of Idaho, 1983.
- [14] Katalog proizvođača OSSBERGER: „The original OSSBERGER™ cross-flow turbine“, may 2014
- [15] Gary Z. Watters: „Modern Analysis and Control of Unsteady Flow in Pipelines“, Copyright © 1979 by Ann Arbor Science Publishers, Inc. 230 Collingwood, 1979.
- [16] J. Paul Tullis: „Hydraulics of pipelines. Pumps, valves, cavitation, transients“, Copyright © 1989 by John Wiley & Sons, Inc.
- [17] Pereira N.H.C., J.E.T. Borges : „Study of the Nozzle Flow in a Cross-Flow Turbine“, In International Journal of Mechanical Science, Vol. 38, No. 3, 1996, pp. 283-302.
- [18] Juan Diego Peláez Restrepo: „Study of the Effect of the Geometrical Parameters of the Runner and Operation Conditions on Performance and Flow Characteristics in a Cross Flow Turbine“,2014, Luis Santiago Paris L, Universidad Eafit
- [19] Vincenzo Sammartano, Costanza Aricò, Armando Carravetta, Oreste Fecarotta and Tullio Tucciarelli: Article Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis; Energies 2013, 6, 2362-2385; doi:10.3390/en6052362
- [20] Tamil Chandran, P.Surendran, dr Jacob Chandapillai: “Design Methodology and Structural analysis of Cross flow Turbine”, flotek.g 2017- “Innovative Solutions in Flow Measurement and Control - Oil, Water and Gas” August 28-30, 2017, FCRI, Palakkad, Kerala, India
- [21] Miroslav Benišek: “Hidraulične turbine”, Mašinski fakultet, 1998.
- [22] N.N.Kovalev: „Гидротурбины“, Машиностроение, 1971.
- [23] Terima Casih: „MHP Trainig Indonesia: Cross Flow Turbine Characteristic and layout“, PE Entec Indonesia, <https://slideplayer.com/slide/13386557/>
- [24] dr Vlado Jordan, dipl.ing.: “Studija povratnog hidrauličkog udara kod vodnih turbina sa posebnim osvrtom na Kaplanove turbine”, Mašinski Fakultet Univerziteta u Beogradu, “Glava 6, Ispitivanje prelaznih režima u hidroelektrani”, Beograd, 1977.
- [25] S.Pejović, LJ.Krsmanović, R.Jemcov: “Ispitivanje na modelu i u prirodi prelaznih procesa u hidroenergetskim postrojenjima”, Mašinski Fakultet Univerziteta u Beogradu, “I deo, Modelska ispitivanje procesa u dovodno-odvodnom sistemu”, Beograd, 1979.

-
- [26] Aleksandar Gajić: „Prilog proučavanju nestacionarnih pojava u hidroenergetskim postrojenjima“, Doktorska disertacija – dodatak, Beograd 1982.
- [27] Profesor dr G.I.Krivčenko: „Problemi regulisanja hidroenergetskih agregata“, predavanja održana na Mašinskom fakultetu u Beogradu 23. i 24. marta 1978. godine i u Titovim zavodima „Litostroj“, Ljubljana 31. marta 1978. godine, Mašinski Fakultet Univerziteta u Beogradu, 1978. godina
- [28] dr Stanislav Pejović: „Prelazni procesi hidropostrojenja i povratni hidraulički udar“, Institut Mašinskog Fakulteta, Beograd 1977.godine
- [29] В.Я.Карелина, Г.И.Кривченко: „Гидро-электрические станции“, Энергоатомиздат, Москва, 1987.
- [30] U.S. Army corps of Engineer : „A guide manual, feasibility studies for Small scale Hydro Power, July-1979.
- [31] G.Z.Waters: „MODERN ANALYSYS AND CONTROL OF UNSTEADY FLOW IN PIPELINES“, Ann Arbor Scienc, Michigan, 1979.
- [32] J.A. Fox: „TRANSIENT FLOW IN PIPES, OPEN CHANNELS AND SEWER“, John Wiley & Sons, New York, 1989.
- [33] Pavesi Giorgio: "The Cross-Flow Banki Water Turbine Banki Mitchell, NOTES FOR STUDENTS", DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE, 2014.
- [34] International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)
ISSN: 2249 – 8958, Volume-5, Issue-4, April 2016
- [35] International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR)
Volume 7, Issue 10, October 2018, ISSN: 2278 -7798
- [36] V.R Desai & N.M Aziz: „Advances in cross-flow turbine technology“, Water Power & Dum Construction, April 1994.
- [37] Katalog „Three Phase Synchronous generators“, Norwegian Electric System, Web strana: www.norwegianelectric.com
- [38] Katalog „Three Phase Synchronous Generators“, Marelli Motori S.p.A., Web strana: www.marellimotori.com
- [39] Katalog proizvođača AEM, WEB strana: Web strana: WWW.aemdessau.de
- [40] Stevan Stojanović i Jovan Mališić: „Matematičko modeliranje“, Naučna knjiga, Beograd, 1980.
- [41] Chaudhry Mohammad Hanif, „Boundary conditions for analysis of waterhammer in pipe systems“, The University Of British Columbia, April – 1968.

-
- [42] Alex Arter & Ueli Meier: Harnessing Water Power on a Small Scale, Volume 2, Hydraulics Engineering Manual, SKAT, Swiss Centre for Development Cooperation in Technology and Management, 1993.
- [43] Krishna Nakarmi, Alex Arter Rolf Widmer and Markus Eisenring: „Harnessing Water Power on a Small Scale, Volume 3, Hydraulics Engineering Manual“, SKAT, Swiss Centre for Development Cooperation in Technology and Management, 1993.
- [44] Rolf Widmer, Alex Arter and Markus Eisenring: „Harnessing Water Power on a Small Scale, Volume 4, Hydraulics Engineering Manual“, SKAT, Swiss Centre for Development Cooperation in Technology and Management, 1993.
- [45] Harnessing Water Power on a Small Scale, Supplement: „Selected Nomograms and Diagrams, Volume 2“, SKAT, Swiss Centre for Development Cooperation in Technology and Management, 1993.
- [46] Katalog proizvođača spojnice FLENDER-SIMENS: „Flender Standard Couplings“, Katalog MD 10.1, 2015.
- [47] Katalog proizvođača reduktora-multiplikatora FLENDER SIG - SIMENS: „Standard Industrial Gear Unit“, Katalog MD 30.1, 2014.
- [48] Katalog proizvođača armature ERHARD: „ERHARD Butterfly Valves“, ERHARD GmbH & Co. KG Postfach 1280 D-89502 Heidenheim Meeboldstrasse 22 D-89522 Heidenheim, Germany, 07/05, , <http://www.erhard.de>
- [49] Katalog proizvođača armature ERHARD: „ERHARD Butterfly Valves“, ERHARD GmbH & Co. KG, Postfach 1280 · D-89502 Heidenheim, <http://www.erhard.de>
- [50] POPESCU Constantin, POPESCU Daniela, CIOBANU Bogdan: „Mechanical Loading System for Tests on Cross-Flow Turbines“. Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, Technical University “Gheorghe Asachi” of Iasi, Blvd. D. Mangeron no. 59A, 700050, Romania
- [51] Hassan Jafri, Raazia Anum, Syed Muhammad Salman, Abdul Hameed Mengal: "Design and Development of Prototype Micro Hydro Electric System", Faculty of Engineering Sciences and Technology, Hamdard Institute of Engineering and Technology, Hamdard University, Main Campus, Karachi, Pakistan, 2014.
- [52] А.И.Бусырев, В.А.Долгополов: „Выбор основных параметров и основы проектирования вертикальных реактивных гидротурбин“, ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ имени М.И.КАЛИНИНА, Ленинград 1988
- [53] Unated States Department og the interior, Bureao of Reclamation: „ Selecting Hydraulic Reaction Turbines“, A water resources technical publication engineering monograph No. 20, U.S. Government Printing Office, Washinton, 1976.

9. | Algoritam i programski kod



```

C *****
C *   ANALIZA HIDRAULICKOG UDARA U CEVOVODU KOJI SE SATOJI OD           *
C *   REZERVOARA, SISTEMA DOVODNIH CEVI, I CROSSFLOW TURBINE KRAJU   *
C *****

C Definisane vektora i promenljivih

C Vektori
  DIMENSION Q(21,300),H(21,300),QP(21,300),HP(21,300)
  DIMENSION F(21),CF(21),A(21),L(21),D(21),FTR(21)
  DIMENSION CA(21),KC(21),AR(21),N(21)
  DIMENSION HMAX(21,300),HMIN(21,300),HV(21,300),HM(21,300)
  DIMENSION XT(300),YT(300),SCET(20),XS(21,300),YS(21,300)
  DIMENSION Q1_457(12,12),P1_457(12,12)
  DIMENSION Q1_688(12,12),P1_688(12,12)
  DIMENSION Q1_934(12,12),P1_934(12,12)
  DIMENSION Q11(12,12),P11(12,12),Q1(12,12),P1(12,12)
  DIMENSION N1(12),N11(12)

C Promenljive
  REAL L,K,KC,KSUM
  REAL N1,N11,N11o,N11T,NS
  REAL NTUR,NTUR1,NTUR2

C Otvaranje datoteka
C   Ulazna datoteka sa ulaznim podacima
  OPEN (5,FILE='TCF_21.POD',STATUS='UNKNOWN')
C   Ulazna datoteka sa jedinичnim dijagramima za zadate tri vrednosti ns-a
  OPEN (8,FILE='Q1P1.POD',STATUS='UNKNOWN')
C   Izlazna datoteka gde se prikazuju anvelope min i max pritisaka
  OPEN (4,FILE='ANVELOPE.PRN',STATUS='UNKNOWN')
C   Izlazna datoteka sa prikazom velicina proračuna vezanih za turbinu
  OPEN (6,FILE='TCF_21.PRN',STATUS='UNKNOWN')
C   Izlazna tekstualna datoteka sa prikazom ulaznih velicina
  OPEN (9,FILE='ULAZ_21.TXT',STATUS='UNKNOWN')
C   Izlazna datoteka sa prikazom proračunatih univerzalnih karakteristika
  OPEN (10,FILE='Q11P11.PRN',STATUS='UNKNOWN')

C Ucitavanje ulaznih podataka proračuna (Datoteka:'TCF_20.POD')
  READ (5,*) NP,NRLP,IPRINT
  READ (5,*) ROVODA
  READ (5,*) ZGV,ZSA,ZDV,TLAST
  READ (5,*) QTUR0,HTUR0,NTUR,ETATUR0
  READ (5,*) QTUR
  READ (5,*) DRK,BRK,DINLET
  READ (5,*) PGEN,ETAG,TGEN,PROKOC
  READ (5,*) WR2
  READ (5,*) TSA1,TL1,FIL1,TSA2,TSA3,TL2,FIL2,TSA4
  READ (5,*) (L(I),A(I),D(I),F(I),SCET(I),I=1,NP)
  NTT=NP+1
  READ (5,*) (XT(I),YT(I),I=1,NTT)

C   NP          [-]      Broj deonica u sistemu
C   NRLP        [-]      Broj podela najkrace deonice za definisanje DT
C   IPRINT      [-]      Prametar stampe, na koliko DT ide stampa
C   ROVODA      [kg/m3]  Gustina vode
C   ZGV         [mm]     Kota gornje vode (akumulacija)
C   ZSA         [mm]     Kota ose sprovodnog aparata
C   ZDV         [mm]     Kota vode u izlivnoj vadi
C                                     Napomena: ZSA=ZDV ZA CROSSFLOW BEZ SIFONA
C   TLAST       [s]      Ukupno vreme simulacije
C   QTUR        [m3/s]   Kapacitet turbine pri kome dolazi do ispada

```

```

C   QTUR0      [m3/s] Kapacitet turbine za max ETA i HTUR0
C   HTUR0      [m]   Neto pad na turbini za max ETA
C   NTUR       [rpm]  Broj obrtaja turbine
C   ETATUR0    [-]   Maksimalan vrednost stepen iskoriscenja turbine
C   DRK        [m]   Precnik radnog kola turbine
C   BRK        [m]   Sirina mlaznice radnog
C   DINLET     [m]   Ulazni precnik u turbinu
C   PGEN       [kW]  Snaga generatora
C   ETAG       [-]   Stepen iskoriscenja generatora
C   TGEN       [s]   Vreme spadanja generatora sa mreze
C   PROKOC     [-]   Procenat za kocenje agregata
C   WR2        [kgm2] Momenat inercije celog agregata
C   Opis zakona otvaranja/zatvaranja sprovodnog aparata
C   I FI (%)
C   I
C   I FI = 100 % Procentualni otvor potpuno otvorenog SA
C   I FI = 0.0 % Procentualni otvor potpuno zatvorenog SA
C   I TSA1,TL1,TSA2,TSA3,TL2,TSA4 [s] Vremena otvaranja/zatvaranja SA
C   I TLAST (S) Ukupno vreme proracuna
C   I FIMAX (%) Procentualni otvor SA pri QTUR
C   I
C   I          FIMAX---*****
C   I          *I          I *
C   I          * I          I *
C   I          * I          I *
C   I   FIL1 - *          I          I          *-FIL2
C   I          * I          I          I *
C   I          * I          I          I *
C   0.I***I--- I-----I-----I-----I-----I-----I*****I--->
C   0.  TSA1 TL1   TSA2      TSA3      TL2   TSA4   TLAST (S)

C Ucitavanje jedinичnih dijagrama Q1 i P1
  READ (8,*) ((Q1_457(I,J),J=1,11),I=1,11)
  READ (8,*) ((P1_457(I,J),J=1,11),I=1,11)
  READ (8,*) ((Q1_688(I,J),J=1,11),I=1,11)
  READ (8,*) ((P1_688(I,J),J=1,11),I=1,11)
  READ (8,*) ((Q1_934(I,J),J=1,11),I=1,11)
  READ (8,*) ((P1_934(I,J),J=1,11),I=1,11)
  N1(1)=0.00
  N1(2)=0.20
  N1(3)=0.40
  N1(4)=0.60
  N1(5)=0.80
  N1(6)=1.00
  N1(7)=1.20
  N1(8)=1.40
  N1(9)=1.60
  N1(10)=1.80
  N1(11)=2.00

C Znacice turbine
  Q11o=QTUR0/(DRK*DRK*SQRT(HTUR0))
  N11o=NTUR*DRK/SQRT(HTUR0)
  PTUR=(ROVODA/1000)*QTUR0*9.81*HTUR0*ETATUR0
  P11o=PTUR/(DRK*DRK*HTUR0*SQRT(HTUR0))
  NS=N11o*SQRT(9.81*Q11o*ETATUR0)

C Ulazna površina u turbinu
  ATUR=DINLET**2*3.142/4.0

C Preracunavanje sa jedinичnog na realni dijagram
  DO 202 I=1,11
    DO 201 J=1,11
      IF (NS.GE.80.0) THEN

```

```

C      BRZOHODOST TURBINE VECA ILI JEDNAKA OD 68.8
      QPOM=(Q1_934(I,J)-Q1_688(I,J))/(93.4-68.8)
      Q1(I,J)=(NS-68.8)*QPOM+Q1_688(I,J)
      Q11(I,J)=Q11o*Q1(I,J)
      PPOM=(P1_934(I,J)-P1_688(I,J))/(93.4-68.8)
      P1(I,J)=(NS-68.8)*PPOM+P1_688(I,J)
      P11(I,J)=P11o*P1(I,J)
      ELSE
C      BRZOHODOST TURBINE MANJA OD 68.8
      QPOM=(Q1_688(I,J)-Q1_457(I,J))/(68.8-45.7)
      Q1(I,J)=(NS-45.7)*QPOM+Q1_457(I,J)
      Q11(I,J)=Q11o*Q1(I,J)
      PPOM=(P1_688(I,J)-P1_457(I,J))/(68.8-45.7)
      P1(I,J)=(NS-45.7)*PPOM+P1_457(I,J)
      P11(I,J)=P11o*P1(I,J)
      END IF
201  CONTINUE
      N11(I)=N11o*N1(I)
202  CONTINUE

C Korak po n11
      DX=N11(2)-N11(1)
C Korak po otvoru SA [NA SVAKIH 10% ZADATO]
      DY=10

C Geodetska visina
      HRES=ZGV-ZDV
      HDV=ZSA-ZDV
      HNP=0.0

C Vremenski trenutak kada je snaga generatora 0 kW
      TMAXG=TSA3+TGEN

C Proracun koeficijenata cevovoda pojedinih deonica
      KSUM=0.
      DO 97 I=1,NP
        FTR(I)=F(I)
        APOV=0.7854*D(I)**2
        KC(I)=(SCET(I)+F(I)*L(I)/D(I))/(19.62*APOV**2)
        KSUM=KSUM+KC(I)
97    CONTINUE

C Pronalazenje maksimalnog otvora SA
      HTURT=HRES-KSUM*QTUR**2
      Q11T=QTUR/(DRK*DRK*SQRT(HTURT))
      N11T=NTUR*DRK/SQRT(HTURT)

C      POZICIJA DUZ N11
      DO 3310 I=1,11
        IF (N11T.GE.N11(I)) GOTO 3311
3310  CONTINUE
3311  CONTINUE
      IX1=I
      IF (IX1.LE.1) IX1=1
      IF (IX1.GE.10) IX1=10
      IX2=IX1+1

C      POZICIJA DUZ Q11
      DO 210 I=1,11
        QXX=(Q11(IX1,I)+Q11(IX2,I))/2.
        IF (QXX.GE.Q11T) GOTO 211
C      IF (Q11T.GE.Q11(IX1,I)) GOTO 211
210  CONTINUE
211  CONTINUE

```

```

IY1=I
IF (IY1.LE.1) IY1=1
IF (IY1.GE.10) IY1=10
IY2=IY1+1
FI1=(IY1-1)*DY
FI2=(IY2-1)*DY
Q11A=Q11 (IX1, IY1)
Q11B=Q11 (IX1, IY2)
Q11C=Q11 (IX2, IY1)
Q11D=Q11 (IX2, IY2)
XXX=(N11T-N11 (IX1)) / (N11 (IX2)-N11 (IX1))
Q11T2=XXX*(Q11D-Q11B)+Q11B
Q11T1=XXX*(Q11C-Q11A)+Q11A
FIMAX=(Q11T-Q11T1)*(FI2-FI1)/(Q11T2-Q11T1)+FI1

IF (FIMAX.GT.100) FIMAX=100
IF (FIL2.GT.FIMAX) FIL2=FIMAX

C Tolerancija proracuna
TOL=0.001*NTUR

C Protok u sistemu pre pocetka simulacije. SA zatvoren
QO=0.0

C Proracun ekvivalentnog koeficijenta trenja
DO 13 I=1, NP
F(I)=D(I)*(SCET(I)+F(I)*L(I)/D(I))/L(I)
13 CONTINUE

C Proracun najkrace deonice cevi
NAJKRACA=1
XPOM=L(1)
DO 12 I=1, NP
IF (L(I).LT.XPOM) NAJKRACA=I
IF (L(I).LT.XPOM) XPOM=L(I)
12 CONTINUE

C Proracun vremenskog intervala
DT=L(NAJKRACA)/(NRLP*A(NAJKRACA))

C Proracun konstanti cevovoda
DO 60 I=1, NP
AR(I)=.785*D(I)**2
AN=L(I)/(DT*A(I))
N(I)=AN
ANI=N(I)
IF ((AN-ANI).GE.0.5) N(I)=N(I)+1
IF ((N(I).LT.2).OR.(N(I).GT.300)) GOTO 2000
A(I)=L(I)/(DT*N(I))
CA(I)=9.81*AR(I)/A(I)
CF(I)=F(I)*DT/(2.*D(I)*AR(I))
F(I)=F(I)*L(I)/(19.62*D(I)*N(I)*AR(I)**2)
60 CONTINUE

C Preracunavanje poduznog profila cevovoda
DO 282 I=1, NP
NN=N(I)+1
DELX=(XT(I+1)-XT(I))/N(I)
DELY=(YT(I+1)-YT(I))/N(I)
DO 277 J=1, NN
XS(I, J)=XT(I)+(J-1)*DELX
YS(I, J)=YT(I)+(J-1)*DELY
277 CONTINUE
282 CONTINUE

```

```

C Pocetno stanje. SA zatvoren
  H(1,1)=HRES
  DO 80 I=1,NP
    NN=N(I)+1
    DO 70 J=1,NN
      H(I,J)=H(I,1)-(J-1)*F(I)*QO**2
      Q(I,J)=QO
      IF(I.NE.NP.AND.J.EQ.NN) THEN
        H(I+1,1)=H(I,NN)
      ELSE
        CONTINUE
      ENDIF
70    CONTINUE
80    CONTINUE

C ----POCETNI USLOVI SA I TURBINE
  FI=0.0
  QSA=0.0
  HSA=HRES-HDV
  NTUR1=0.0
  PTUR1=0.0
  NTUR2=0.0
  PTUR2=0.0
  PGE1=0.0
  N11T=0.0
  Q11T=0.0
  HTUR1=HRES

C Anvelope minimalnih i maksimalnih pritisaka na pocetku simulacije. SA zatvoren
  DO 999 I=1,NP
    NN=N(I)+1
    DO 999 J=1,NN
      HMAX(I,J)=H(I,J)
      HMIN(I,J)=H(I,J)
999  CONTINUE

C Definisanje pocetnog vremenskog trenutka
  T=TSA1

C PRORACUN NESTACIONARNOG STRUJANJA
C *****

90  CONTINUE
    K=0
    I=1

C Stapanje rezultata proracuna
  NN=N(NP)+1
  QSA=Q(NP,NN)
  WRITE (6,7002) T,FI,QSA,HSA,NTUR1,PTUR1,N11T,HTUR1,Q11T,H(NP,NN)
7002 FORMAT(11E12.4)

C Izvestaj na monitoru o preostalom vremenu simulacije
  PRVR=100.0-T*100/TLAST
  WRITE (*,421) PRVR
421  FORMAT(' PREOSTALO SIMULACIJE ',F7.1,' %')

C Proracun za sledeci vremenski interval
150 CONTINUE
    T=T+DT
    K=K+1

C Odlazak na kraj ukoliko je ispunjen uslov T>TLAST

```

```

      IF(T.GT.TLAST) GO TO 240

C Konturni uslov: UNUTRASNJE TACKE DEONICE
  DO 170 I=1,NP
    NN=N(I)
    DO 160 J=2,NN
      CN=Q(I,J+1)-CA(I)*H(I,J+1)-CF(I)*Q(I,J+1)*ABS(Q(I,J+1))
      CP=Q(I,J-1)+CA(I)*H(I,J-1)-CF(I)*Q(I,J-1)*ABS(Q(I,J-1))
      QP(I,J)=0.5*(CP+CN)
      HP(I,J)=(CP-QP(I,J))/CA(I)
160   CONTINUE
170   CONTINUE

C Konturni uslov: GORNJI REZERVOAR
  CN=Q(1,2)-H(1,2)*CA(1)-CF(1)*Q(1,2)*ABS(Q(1,2))
  HP(1,1)=HRES
  QP(1,1)=CN+CA(1)*HP(1,1)

C Konturni uslov: REDNA VEZA
  IF (NP.EQ.1) GOTO 16
  NPM1=NP-1
  DO 15 I=1,NPM1
    NN1=I
    NN2=I+1
    NN=N(NN1)
    CN=Q(NN2,2)-CA(NN2)*H(NN2,2)-CF(NN2)*Q(NN2,2)*ABS(Q(NN2,2))
    CP=Q(NN1,NN)+CA(NN1)*H(NN1,NN)-CF(NN1)*Q(NN1,NN)*ABS(Q(NN1,NN))
    HP(NN2,1)=(CP-CN)/(CA(NN1)+CA(NN2))
    HP(NN1,NN+1)=HP(NN2,1)
    QP(NN2,1)=CN+CA(NN2)*HP(NN2,1)
    QP(NN1,NN+1)=QP(NN2,1)
15   CONTINUE
16   CONTINUE

C Konturni uslov: TURBINA
C   Odredjivanje procentualnog otvora SA
  FIK1=0.0
  IF (FIL1.GE.FIMAX) FIL1=FIMAX
  FIK2=FIL1*(TSA1-T)/(TSA1-TL1)
  FIK3=(FIL1*(T-TSA2)+FIMAX*(TL1-T))/(TL1-TSA2)
  FIK4=FIMAX
  FIK5=(FIMAX*(T-TL2)+FIL2*(TSA3-T))/(TSA3-TL2)
  IF (FIL2.GE.FIMAX) FIL2=FIMAX
  FIK6=FIL2*(T-TSA4)/(TL2-TSA4)
  FIK7=0.0
  IF (T.LT.TSA1) FI=FIK1
  IF ((T.GE.TSA1).AND.(T.LT.TL1)) FI=FIK2
  IF ((T.GE.TL1).AND.(T.LT.TSA2)) FI=FIK3
  IF ((T.GE.TSA2).AND.(T.LT.TSA3)) FI=FIK4
  IF ((T.GE.TSA3).AND.(T.LT.TL2)) FI=FIK5
  IF ((T.GE.TL2).AND.(T.LT.TSA4)) FI=FIK6
  IF (T.GT.TSA4) FI=FIK7

C Jednacina karakteristike
  NN=N(NP)+1
  CP=Q(NP,NN-1)+CA(NP)*H(NP,NN-1)-CF(NP)*Q(NP,NN-1)*ABS(Q(NP,NN-1))

C Jednacina karakteristike
  NN=N(NP)+1
  CP=Q(NP,NN-1)+CA(NP)*H(NP,NN-1)-CF(NP)*Q(NP,NN-1)*ABS(Q(NP,NN-1))

C   Proracun N11T
  IF (T.LE.TSA1) THEN
    NTUR1=0.0
    HTUR2=0.0
    N11T=0.0
  ELSE

```

```

        HTUR2=H(NP,NN)+QSA**2/(2*9.81*ATUR**2)
        N11T=NTUR1*DRK/SQRT(HTUR2)
    ENDIF
C   Pronalazenje tabelarnih krivih izmedju kojih se nalazi otvor SA
C   Pozicija duz N11
    DO 3300 I=1,11
        IF (N11T.GE.N11(I)) GOTO 3301
3300  CONTINUE
3301  CONTINUE
        IX1=I
        IF (IX1.LE.1) IX1=1
        IF (IX1.GE.10) IX1=10
        IX2=IX1+1
C   Pozicija duz Q11
        IY1=FI/DY+1
        IF (IY1.LE.1) IY1=1
        IF (IY1.GE.10) IY1=10
        IY2=IY1+1
        FI1=(IY1-1)*DY
        FI2=(IY2-1)*DY
C   Pronalazenje jedinicnog protoka
        Q11A=Q11(IX1,IY1)
        Q11B=Q11(IX1,IY2)
        Q11C=Q11(IX2,IY1)
        Q11D=Q11(IX2,IY2)
        Q11E=Q11A+(FI-FI1)*(Q11B-Q11A)/(FI2-FI1)
        Q11F=Q11C+(FI-FI1)*(Q11D-Q11C)/(FI2-FI1)
        A0=Q11F+N11(IX2)*(Q11E-Q11F)/(N11(IX2)-N11(IX1))
        IF (A0.LE.0.0) A0=0.000001
        A1=-1.0*(Q11E-Q11F)/(N11(IX2)-N11(IX1))
        Q11T=A0+A1*N11T
        A2=A0*DRK*DRK
        A3=NTUR1*DRK*DRK**2*A1
        A4=CA(NP)/(2.*9.81*ATUR**2)-CA(NP)/(A2**2)
        A5=2.*A3*CA(NP)/(A2**2)-1.
        A6=CP-CA(NP)*A3**2/A2**2
        COREN=ABS(A5**2-4.*A4*A6)
        DIS=SQRT(COREN)
        QSA=(-A5-DIS)/(2.*A4)
        HNP=(QSA-A3)/A2**2
        HP(NP,NN)=HNP-QSA**2/(2*9.81*ATUR**2)
        HTUR2=HP(NP,NN)
        HSA=HTUR2-HDV
        IF (T.GT.TSA3) HP(NP,NN)=HSA !!!RASKINUT MLAZ U SIFONU
        QP(NP,NN)=QSA
        JJ=0
204  CONTINUE
        JJ=JJ+1
C   Pronalazenje jedinicne snage
        IX1=INT(N11T/DX)+1
        IF (IX1.LE.1) IX1=1
        IF (IX1.GE.10) IX1=10
        IX2=IX1+1
        IY1=INT(FI/DY)+1
        IF (IY1.LE.1) IY1=1
        IF (IY1.GE.10) IY1=10
        IY2=IY1+1
        FI1=IY1*DY
        FI2=IY2*DY
C   Pronalazenje jedinicnog protoka
        P11A=P11(IX1,IY1)
        P11B=P11(IX1,IY2)
        P11C=P11(IX2,IY1)
        P11D=P11(IX2,IY2)

```

```

P11E=P11A+(FI-FI1)*(P11B-P11A)/(FI2-FI1)
P11F=P11C+(FI-FI1)*(P11D-P11C)/(FI2-FI1)
A0P=P11F+N11(IX2)*(P11E-P11F)/(N11(IX2)-N11(IX1))
A1P=-1.0*(P11E-P11F)/(N11(IX2)-N11(IX1))
P11T=A0P+A1P*N11T
IF (P11T.LE.0.0) P11T=0.0
IF (T.GE.TSA4) P11T=0.0
PTUR2=P11T*DRK*DRK*HTUR2*SQRT(HTUR2)
PGE2=PTUR2*ETAG
C Proracun broja obrtaja pri ispadu
IF (T.LT.TSA1) NTUR2=0
IF ((T.GE.TSA1).AND.(T.LE.TSA3)) THEN
  XX1=(PTUR1+PTUR2)/2.-(PGE1+PGE2)/2.
  XX2=ABS(182380*DT*XX1/WR2+NTUR2**2)
  NTUR2=SQRT(XX2)
  IF (NTUR2.GE.NTUR) NTUR2=NTUR
ELSE
  CONTINUE
ENDIF
IF (T.GE.TSA3) THEN
  IF (T.LE.TMAXG) THEN
    PGE2=PGEN*(TMAXG-T)/(TMAXG-TSA3)
  ELSE
    PGE2=0.0
  ENDIF
  XX1=(PTUR1+PTUR2)/2.-(PGE1+PGE2)/(2.*ETAG)-PROKOC*PGEN
  XX2=ABS(182380*DT*XX1/WR2+NTUR2**2)
  NTUR2=SQRT(XX2)
  IF (NTUR2.LE.0.0) NTUR2=0.0
ELSE
  CONTINUE
ENDIF
DELTA=ABS((NTUR2-NTUR1)/NTUR)
IF (DELTA.LE.TOL) GOTO 205
IF (JJ.GT.100) GOTO 2001
NTUR1=NTUR2
PTUR1=PTUR2
PGE1=PGE2
GOTO 204
205 CONTINUE

C Usvajanje vrednosti za sledeci vremenski korak
NTUR1=NTUR2
HTUR1=HTUR2
PTUR1=PTUR2
PGE1=PGE2
QP(NP,NN)=QSA
HP(NP,NN)=HTUR1-QSA**2/(2*9.81*ATUR**2)

C Skladistenje minimalnih i maksimalnih pritisaka za sledeci vremenski kotak
DO 230 I=1,NP
  NN=N(I)+1
  DO 220 J=1,NN
    Q(I,J)=QP(I,J)
    H(I,J)=HP(I,J)
220 CONTINUE
230 CONTINUE
DO 900 I=1,NP
  NN=N(I)+1
  DO 900 J=1,NN
    IF (H(I,J).GT.HMAX(I,J)) HMAX(I,J)=H(I,J)
    IF (H(I,J).LT.HMIN(I,J)) HMIN(I,J)=H(I,J)
900 CONTINUE

```

```

        IF(K.EQ.IPRINT) THEN
            GO TO 90
        ELSE
            GO TO 150
        END IF

240    CONTINUE

C  Stampanje anvelopa minimlanih i maksimalnih pritisaka na procesa simulacije
        DO 987 I=1,NP
            NN=N(I)+1
            DO 987 J=1,NN
                HV(I,J)=HMAX(I,J)+ZSA
                HM(I,J)=HMIN(I,J)+ZSA
                WRITE (4,919) XS(I,J),YS(I,J),HV(I,J),HM(I,J)
987    CONTINUE
919    FORMAT (5F10.2)

        GOTO 400

2000   CONTINUE
        WRITE (*,*)
        WRITE (*,*) ' BROJ PODELA ',I,' CEVI VECI OD 300'
        WRITE (*,*)
        PAUSE
        STOP
2001   CONTINUE
        WRITE (*,*)
        WRITE (*,*) ' ITERACIJE NISU USPELE'
        WRITE (*,*)
        PAUSE
        STOP

400    CONTINUE

C      STAMPANJE PODATAKA
        WRITE (9,*) 'PODACI O SISTEMU'
        WRITE (9,*) '===== '
        WRITE (9,301) NP
301    FORMAT (' BROJ DEONICA,                NP=',I7,' [-] ')
        WRITE (9,302) ZGV
302    FORMAT (' KOTA GORNJE VODE,          ZGV=',F7.2,' [MNM] ')
        WRITE (9,303) ZSA
303    FORMAT (' KOTA OSE SPROVODNOG APARATA, ZSA=',F7.2,' [MNM] ')
        WRITE (9,304) QTUR0,QTUR
304    FORMAT (' NOMINALNI/RADNI PROTOK,    QTUR=',F7.2,' [M3/S] ')
        WRITE (9,305) HTUR0
305    FORMAT (' NOMINALNI PAD,            HTUR=',F7.2,' [M] ')
        WRITE (9,306) NTUR
306    FORMAT (' NOMINALNI BROJ OBRTAJA,    NTUR=',F7.2,' [MIN-1] ')
        WRITE (9,307) DRK
307    FORMAT (' PRECNIK RADNOG KOLA,       DRK=',F7.3,' [M] ')
        WRITE (9,308) BRK
308    FORMAT (' SIRINA RADNOG KOLA,       BRK=',F7.3,' [M] ')
        WRITE (9,309) PGEN
309    FORMAT (' NOMINALNA SNAGA GENERATORA, PGEN=',F7.2,' [KW] ')
        WRITE (9,310) ETAG
310    FORMAT (' STEPEN ISKORISCENJA GENERATORA, PGEN=',F7.3,' [-] ')
        WRITE (9,311) WR2
311    FORMAT (' MOMENT INERCIJE AGREGATA,   WR2=',F7.2,' [KGxM2] ')
        WRITE (9,405) FIMAX
405    FORMAT (' PROCENTUALNI OTVOR ZA QTUR FIMAX=',F7.2,' [S] ')
        WRITE (9,312) TSA1
312    FORMAT (' POCETAK OTVARANJA SA,      TSA1=',F7.2,' [S] ')

```

```

WRITE (9,401) TL1
401  FORMAT (' VREMENSKI TRENUTAK           TL1=',F7.2,' [S]')
      WRITE (9,402) FIL1
402  FORMAT (' PROCENTUALNI OTVOR         FIL1=',F7.2,' [S]')
      WRITE (9,313) TSA2
313  FORMAT (' KRAJ OTVARANJA SA,         TSA2=',F7.2,' [S]')
      WRITE (9,314) TSA3
314  FORMAT (' POCETAK ZATVARANJA SA,     TSA3=',F7.2,' [S]')
      WRITE (9,403) TL2
403  FORMAT (' VREMENSKI TRENUTAK           TL2=',F7.2,' [S]')
      WRITE (9,404) FIL1
404  FORMAT (' PROCENTUALNI OTVOR         FIL2=',F7.2,' [S]')
      WRITE (9,315) TSA4
315  FORMAT (' KRAJ ZATVARANJA SA,         TSA4=',F7.2,' [S]')
      WRITE (9,*)
      WRITE (9,*) 'PODACI O CEVOVODNOJ INSTALACIJI'
      WRITE (9,*) '===== '
      WRITE (9,*) 'R.BR [-]   REDNI BROJ DEONICE DEONICE'
      WRITE (9,*) 'L [M]     DUZINA DEONICE'
      WRITE (9,*) 'A [M/S]   BRZINA PROSTIRANJA POREMECAJA'
      WRITE (9,*) 'D [M]     PRECNIK DEONICE'
      WRITE (9,*) 'F [-]     KOEFICIJENT TRENJA DEONICE'
      WRITE (9,*) 'CETA [-]  SUMA KOEFICIJENATA LOKALNIH OTPORA DEONICE'
      WRITE (9,*)
      WRITE (9,*) 'R.BR   L[M]   A[M/S]   D[M]   F[-]   CETA[-]'
      DO 316 I=1,NP
          WRITE (9,317) I,L(I),A(I),D(I),FTR(I),SCET(I)
316  CONTINUE
317  FORMAT (I5,F7.1,F9.1,F7.3,F8.4,F10.2)
      WRITE (9,*)
      WRITE (9,*) 'PODACI O PODUZNOM PROFILU'
      WRITE (9,*) '===== '
      WRITE (9,*) 'STACIONAZA [M]   KOTA[MNM]'
      DO 318 I=1,NTT
          WRITE (9,319) XT(I), YT(I)
318  CONTINUE
319  FORMAT (F15.2,F11.2)
      WRITE (9,*)
      WRITE (9,*) 'JEDINICNI PROTOK,           Q11=',Q11O
      WRITE (9,*) 'JEDINICNI BROJ OBRATAJA,     N11=',N11O
      WRITE (9,*) 'JEDINICNA SNAGA,            P11=',P11O
      WRITE (9,*) 'SPECIFICNI BROJ OBRTAJA,     NS=',NS
      WRITE (9,*)
      WRITE (9,*) 'Q11 U FUNKCIJI N11 I PROCENTUALNOG OTVORA SA'
      WRITE (9,*) '===== '
      WRITE (9,*) '  N11   0%   10%   20%   30%   40%   50%   60%   70%'
1    80%   90%  100%'
      DO 320 I=1,11
          WRITE (9,321) N11(I), (Q11(I,J),J=1,11)
          WRITE (10,321) N11(I), (Q11(I,J),J=1,11)
320  CONTINUE
321  FORMAT (F6.2,10F6.3,F7.3)
      WRITE (9,*)
      WRITE (9,*) 'P11 U FUNKCIJI N11 I PROCENTUALNOG OTVORA SA'
      WRITE (9,*) '===== '
      WRITE (9,*) '  N11   0%   10%   20%   30%   40%   50%   60%   70%'
1    80%   90%  100%'
      DO 322 I=1,11
          WRITE (9,323) N11(I), (P11(I,J),J=1,11)
          WRITE (10,323) N11(I), (P11(I,J),J=1,11)
322  CONTINUE
323  FORMAT (F6.2,10F6.3,F7.3)

```

C ----KRAJ RADA PROGRAMA

```

C -----
WRITE (*,*)
WRITE (*,*) ' ----- '
WRITE (*,*) ' ----- ZAVRSEN PRORACUN ----- '
WRITE (*,*) ' ----- '
WRITE (*,*) ' Rezultati proracuna se nalaze u datotekama:'
WRITE (*,*)
WRITE (*,*) ' Datoteka: "TCF_21.PRN" '
WRITE (*,*) ' ----- '
WRITE (*,*) ' T,FI,QSA,HSA,NTUR,PTUR,N11T,HTUR,Q11T'
WRITE (*,*) ' Gde je:'
WRITE (*,*) ' T      [S]      - Vreme'
WRITE (*,*) ' FI     [%]      - Procentualni otvor SA'
WRITE (*,*) ' QSA   [M3/S]   - Protok kroz SA/Turbinu'
WRITE (*,*) ' HSA   [M]      - Pritisak na SA'
WRITE (*,*) ' NTUR  [MIN-1] - Broj obrtaja turbine'
WRITE (*,*) ' PTUR  [kW]     - Snaga na vratilu turbine'
WRITE (*,*) ' N11T  [-]      - Znacica jedinicnog broja obrtaja'
WRITE (*,*) ' HTUR  [kW]     - Napor turbine'
WRITE (*,*) ' Q11T  [-]      - Znacica jedinicnog protoka'
WRITE (*,*)
WRITE (*,*) ' Datoteka: "ULAZ_21.TXT" '
WRITE (*,*) ' ----- '
WRITE (*,*) ' Tekstualna datoteka sa podacima o sistemu'
WRITE (*,*)
WRITE (*,*) ' Datoteka: "Q11P11.PRN" '
WRITE (*,*) ' ----- '
WRITE (*,*) ' Znacica jedinicnog protoka:'
WRITE (*,*) ' ((Q11(I,J),J=1,11),I=1,11)'
WRITE (*,*) ' Znacica jedinicne snage na vratilu turbine:'
WRITE (*,*) ' ((P11(I,J),J=1,11),I=1,11)'
C   PAUSE

STOP
END

```

Изјава 1.

ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ

Изјављујем да је докторска дисертација, под насловом:

„Нумеричко експериментална истраживања нестационарних струјања у постројењима са Cross flow турбинама“

која је одбрањена на Машинском факултету Универзитета у Нишу:

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да ову дисертацију, ни у целини, нити у деловима, нисам пријављивао/ла на другим факултетима, нити универзитетима;
- да нисам повредио/ла ауторска права, нити злоупотребио/ла интелектуалну својину других лица.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци, који су у вези са ауторством и добијањем академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада, и то у каталогу Библиотеке, Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Нишу, као и у публикацијама Универзитета у Нишу.

У Нишу, 22.05.2023.

Потпис аутора дисертације:



Свркога Драган

Изјава 2.

**ИЗЈАВА О ИСТОВЕТНОСТИ ЕЛЕКТРОНСКОГ И ШТАМПАНОГ ОБЛИКА
ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ**

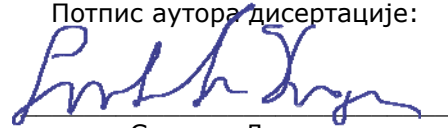
Наслов дисертације:

**„Нумеричко експериментална истраживања нестационарних струјања у
постројењима са Cross flow турбинама“**

Изјављујем да је електронски облик моје докторске дисертације, коју сам предао/ла за уношење у **Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу**, истоветан штампаном облику.

У Нишу, 22.05.2023.

Потпис аутора дисертације:



Свркота Драган

Изјава 3:

ИЗЈАВА О КОРИШЋЕЊУ

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Никола Тесла“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу унесе моју докторску дисертацију, под насловом:

„Нумеричко експериментална истраживања нестационарних струјања у постројењима са Cross flow турбинама“

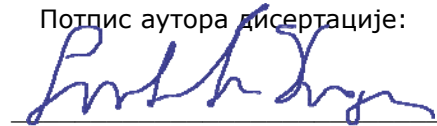
Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском облику, погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију, унету у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, могу користити сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons), за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство **(CC BY)**
2. Ауторство – некомерцијално **(CC BY-NC)**
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде **(CC BY-NC-ND)**
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима **(CC BY-NC-SA)**
5. Ауторство – без прераде **(CC BY-ND)**
6. Ауторство – делити под истим условима **(CC BY-SA)⁴**

У Нишу, 22.05.2023.

Потпис аутора дисертације:



Свркота Драган

⁴ Аутор дисертације обавезан је да изабере и означи (заокружи) само једну од шест понуђених лиценци; опис лиценци дат је у наставку текста.

ИЗВЕШТАЈ О ОЦЕНИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

ПОДАЦИ О КАНДИДАТУ

Презиме, име једног
родитеља и име Свркота Милан Драган
Датум и место рођења 14.03.1962. Пожаревац

Основне студије

Универзитет Универзитет у Београду
Факултет Машински факултет у Београду
Студијски програм Хидроенергетика
Звање Дипломирани машински инжењер
Година уписа 1982.
Година завршетка 1987.
Просечна оцена 9.02

Мастер студије, магистарске студије

Универзитет Универзитет у Београду
Факултет Машински факултет у Београду
Студијски програм Хидроенергетика
Звање Дипломирани машински инжењер
Година уписа 1982.
Година завршетка 1987.
Просечна оцена 9.02
Научна област Машинско инжењерство, Хидроенергетика
Наслов завршног рада

Докторске студије

Универзитет Универзитет у Нишу
Факултет Машински факултет у Нишу
Студијски програм Енергетика и процесна техника
Година уписа 2009.
Остварен број ЕСПБ бодова 450
Просечна оцена 10.00

НАСЛОВ ТЕМЕ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Наслов теме докторске дисертације Нумеричко експериментална истраживања нестационарних струјања у постројењима са Cross flow турбинама
Име и презиме ментора, звање Живојин Стаменковић, ванр. проф.
Број и датум добијања сагласности за тему докторске дисертације Број одлуке: НСВ број 8/20-01-008/22-019
У Нишу, 26.12.2022. године

ПРЕГЛЕД ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Број страна	167	МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ У НИШУ Примљено: 17.7.2023. Орг.Зад. Б.О.С. ПИШИОС ДИСЕРТАЦИЈЕ 612-80-110/23
Број поглавља	9	
Број слика (шема, графикана)	96	
Број табела	33	
Број прилога	1	

**ПРИКАЗ НАУЧНИХ И СТРУЧНИХ РАДОВА КАНДИДАТА
који садрже резултате истраживања у оквиру докторске дисертације**

Р. бр.	Аутор-и, наслов, часопис, година, број волумена, странице	Категорија
1	<p>Svrkota Dragan and Stamenkovic Zivojin and Tasin Slobodan, Transient Analysis of Hydropower Plants with Cross-Flow Turbines, (2022). <i>Advances in Mechanical Engineering</i>, at SSRN: https://ssrn.com/abstract=3883869 or http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.3883869</p> <p>У овом раду су на основу обрађених података са 270 хидроелектрана, на којима су инсталиране Cross-flow турбине, регресионом анализом изведене емпиријске једначине које повезују специфичну брзину, номинални број обртаја турбине, пречник и ширину радног кола са номиналним нето падом и протоком турбинског агрегата. Подаци са изведених хидроелектрана и изрази добијени регресионом анализом су затим искоришћени за формирање шкољкастих дијаграма турбина и за развој математичког модела за анализу нестационарних радних режима хидроелектрана са цросс-флов турбинама. Нумерички прорачуни су упоређени и анализирани са мерењима нестационарних радних режима на самим изведеним објектима хидроелектрана.</p>	M23
2	<p>Svrkota Dragan, Slobodan Tašin, Živojin Stamenković, Regression analysis in cross-flow turbines design for hydropower plants, <i>Innovative Mechanical Engineering</i>, ISSN 2812-9229, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering VOL. 2, NO 1, 2023.</p> <p>У раду су приказани резултати и налази опсежног истраживања у вези са карактеристикама преко 270 Cross-flow турбина које су произведене и уграђене углавном у малим хидроелектранама. Ови резултати су представљени у облику корелационих кривих и регресионих једначина које се односе на убичајене константе турбина, као што су специфична брзина, пречник радног кола, ширина млазнице, број обртаја радног кола, пречник осовине. Проверен је и верификован инжењерски прорачун процене пречника турбине и броја обртаја турбине, а представљена је метода регресионе анализе за процену главних параметара турбине. У раду су приказани резултати регресионе анализе и емпиријских односа који су веома корисни у прелиминарном планирању хидроелектрана са Cross-flow турбинама и њиховим компонентама на основу 270 стварно произведених и погонских јединица.</p>	M52
2	<p>Dimkic Dejan, Dimkic Milan, Soro Andjelko, Pavlovic Dusan, Jevtic Goran, Dragan Svrkota, Overexploitation of karst spring as a measure against water scarcity, <i>Environmental Science and Pollution Research</i>, 2017, Vol. 24, Issue 25, pp. 20149–20159. doi: 10.1007/s11356-017-9001-x</p> <p>Недостатак воде, посебно у хидролошки критичном делу године, је проблем који је често присутан у многим градовима и регионима, посебно у аридним и суб-аридним подручјима. Климатске промене и Људска потражња за водом отежавају проблем. У овом раду се разматра мера прилагођавања климатским променама – могућност прекомерне експлоатације крашког извора, где се унутар планине налази шупљина у облику сифона. Пилот област је у близини града Ниша, где је већ примећен тренд пада падавина и очекује се да ће се наставити иу будућности. У раду су дате и неке основне информације везане за пилот област и предузете истраге. Пројекат, који је успешно реализован 2004. године, обезбедио је граду Нишу додатну количину од 200 л/с изворске воде током најкритичнијег дела године</p>	M22
3	<p>Živojin Stamenković, Dragan Svrkota, Selection of a small hydro power plant (SHPP) solution in line with the ecosystem, <i>FACTA UNIVERSITATIS Series: Working and Living Environmental Protection</i>, Vol. 15, No 3, 2018, pp. 229 – 240, ISSN: 0354-804X. https://doi.org/10.22190/FUWLEP1803229S</p> <p>У овом раду дат је преглед избора пројектног решења, техничких параметара и ефикасности малих хидроелектрана (МХЕ) на малим водотоцима. Посебна пажња у овим разматрањима посвећена је усклађивању одабраних решења са природним ресурсима и заштити екосистема. Циљ свих анализа је да се изабере техничко решење које максимално искориштава хидроенергетски потенцијал и обезбеђује оптимално коришћење обновљивих извора енергије, а посебну пажњу посвећује екологији, заштити при нестационарним режимима рада објекта МХЕ и заштити животне средине.</p>	M52
4	<p>Bogdanovic-Jovanovic Jasmina, Milenkovic Dragica, Svrkota Dragan, Bogdanovic Bozidar, Spasic Zivan, Pumps Used as Turbines Power Recovery, Energy Efficiency, CFD Analysis, <i>THERMAL SCIENCE</i>, (2014), vol. 18 br. 3, str. 1029-1040 doi: 10.2298/TSCI1403029B</p>	M22

	<p>Како глобална потражња за енергијом расте, подстичу се бројне студије у области енергетске ефикасности, а једна од њих је свакако употреба пумпи у турбинском режиму рада. У раду су описани различити проблеми са којима се сусреће током моделирања (пумпни и турбински режим) и приступи који се користе за решавање проблема. Пошто је у већини примена турбина пумпа која ради у обрнутом смеру, учињено је много покушаја да се предвиде перформансе турбине на основу познатих перформанси пумпе, али само за најбољу тачку ефикасности. Овај приступ не даје поуздане податке за пројектовање система са максималном енергетском ефикасношћу и не дозвољава одређивање напора за широк распон протока. Овај рад представља пример рада центрифугалне норм пумпе у оба режима (пумпа и турбина) и поређење експериментално добијених резултата и рачунске симулације динамике флуида.</p>	
5	<p>Živojin Stamenković, Jasmina Bogdanović Jovanović, Dragan Svrkota, Feasibility, efficiency and ecological aspects of low head hydropower plants, INNOVATIVE MECHANICAL ENGINEERING, ISSN 2812-9229, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering VOL. 1, NO 1, 2022, pp. 103 - 119</p> <p>Са све већим енергетским захтевима, посебно за обновљивим и лако доступним изворима енергије, прави инжењерски изазов је у проналажењу нових решења за коришћење расположивих ресурса, поштујући три главна аспекта: изводљивост, ефикасност и екологију. Једно од решења се може наћи у малим хидроелектранама које раде са веома ниским падом, од 0,8 до 3 m и са снагом у распону од 5 до 500 kW. Иако су нека од техничких решења еколошки прихватљива, до сада хидроелектране са малим падом представљају у великој мери неискоришћен потенцијални извор обновљиве енергије. Главни разлог за ниску искоришћеност ових потенцијала је тај што још увек постоје многи инжењерски проблеми који нису у потпуности решени. Конвенционалне турбине нису погодне за многе постојеће локације са тако ниском нето турбинским падом. Једно од најбољих решења за експлоатацију хидроенергије је ново дизајнирана архимедова турбина, која је еколошки прихватљива и обично не захтева велика улагања. У раду су анализирани две погодне локације на територији југоисточне Републике Србије које дају препоруке за избор главних параметара електране, као што су: крива трајања протока, инсталирани капацитет, димензије, питања и принципи рада, еколошка разматрања, приход и трошкови.</p>	M53
6	<p>Živojin Stamenković, Jasmina Bogdanovic-Jovanović, Dragan Svrkota, Jelena Petrović, Miloš Kocić, Prediction of centrifugal norm pumps characteristics in turbine operating regime, Industrial Energy and Environmental Protection in South Eastern European Countries - IEEP 2019, Society of Thermal Engineers of Serbia, Zlatibor, 19. - 22. Jun, 2019.</p> <p>Пумпе као турбине су у последњој деценији једна од најзанимљивијих технологија у области допунског искоришћења енергије. До данас је објављен већи број студија и радова у којима се анализирају карактеристике пумпи у турбинском режиму рада. Како су хоризонталне једностепене центрифугалне норм пумпе најчешће примењени агрегати у турбинском режиму, оне су предмет анализе овог рада. Обимна експериментална, нумеричка и теоријска истраживања ових агрегата су приказана кроз добијене бездимензионе карактеристике за читав низ стандардних величина пумпи. Крајњи циљ овог истраживања је формирање једноставног аналитичког израза који се за ову врсту агрегата мапирати карактеристике пумпе у одговарајући режим рада турбине. Други циљ је да се брзо и повољно одабере одговарајуће решење за потенцијалну локацију и изврши одговарајућа техно-економска анализа и анализа уштеда енергије, као што је приказано на једном примеру.</p>	M33
7	<p>Bogdanovic-Jovanovic Jasmina, Milenkovic Dragica, Spasic Zivan, Svrkota Dragan, Performance of Low-Pressure Fans Operating with Hot Air, THERMAL SCIENCE, (2016), vol. 20, Suppl. 5, str. S1435-S1447. doi: 10.2298/TSCI16S5435B</p> <p>Карактеристике рада вентилатора су углавном обезбеђене за нормалне услове температуре и притиска ($t=20^{\circ}\text{C}$, $p=101,325\text{ kPa}$, $\rho=1,2\text{ kg/m}^3$). Веома често вентилатори раде у различитим условима ваздуха, повремено на различитим температурама ваздуха. У овим случајевима се за поновни прорачун параметара рада вентилатора обично користе једначине добијене по закону сличности. Повећање температуре улазног ваздуха доводи до смањења карактеристике Рејнолдсовог броја и може довести до смањења ефикасности вентилатора. Постоје и неке емпиријске формуле за поновно израчунавање ефикасности вентилатора, када раде на различитим температурама ваздуха. У овом раду је приказан уобичајен начин добијања перформанси вентилатора за различите услове рада (промена температуре ваздуха). Резултати добијени поновним прорачуном параметара вентилатора коришћењем закона сличности упоређени су са резултатима нумеричке симулације вентилатора аксијалног струјања који ради са различитим температурама ваздуха. Ови резултати се пореде и са резултатима добијеним по неким препорученим емпиријским формулама. Овај рад је ограничен на вентилаторе ниског и средњег притиска, што представља већину свих вентилатора који се користе у пракси, за различите намене.</p>	M23

	<p>Živojin Stamenković, Jasmina Bogdanovic-Jovanović, Dragan Svrkota, Jelena Petrović, Miloš Kocić, Prediction of centrifugal norm pumps characteristics in turbine operating regime, Industrial Energy and Environmental Protection in South Eastern European Countries - IEEP 2019, Society of Thermal Engineers of Serbia, Zlatibor, 19. - 22. Jun, 2019.</p>	
8	<p>Пумпе као турбине су у последњој деценији једна од најзанимљивијих технологија у области допунског искоришћења енергије. До данас је објављен већи број студија и радова у којима се анализирају карактеристике пумпи у турбинском режиму рада. Како су хоризонталне једностепене центрифугалне норм пумпе најчешће примењени агрегати у турбинском режиму, оне су предмет анализе овог рада. Обимна експериментална, нумеричка и теоријска истраживања ових агрегата су приказана кроз добијене бездимензионе карактеристике за читав низ стандардних величина пумпи. Крајњи циљ овог истраживања је формирање једноставног аналитичког израза који се за ову врсту агрегата мапирати карактеристике пумпе у одговарајући режим рада турбине. Други циљ је да се брзо и повољно одабере одговарајуће решење за потенцијалну локацију и изврши одговарајућа техно-економска анализа и анализа уштеда енергије, као што је приказано на једном примеру.</p>	M33
	<p>Dragica Milenković, Dragan Svrkota, Milica Nikodijević, Protective Measures Against Water Hammer in a Long Pipeline Hydropower Plant with Pelton Turbine, SIMTERM 2013, 16th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia, "Energy – Ecology – Efficiency", Sokobanja, Serbia, October 22- 25, 2013 Proceedings pp. 660-670 , ISBN 978-86-6055-043-1.</p>	
9	<p>Хидраулички удар је несталан хидраулички проблем који се обично јавља у цевоводима хидроелектрана. Због квара система или неадекватних услова рада, цевовод се може срушити или пукнути. У овом раду се истражују мере заштите од проблема воденог удара у хидроелектрани Ресавица са Пелтон турбином. Феномени хидроудара су истраживани у оквиру процеса пројектовања нове хидроелектране Ресавица у Србији. Малу хидроелектрану Ресавица карактерише бруто пад од 186 метара, пречник цевовода ДН800 и дужина од 7300 метара. Затварање цевовода за Пелтонову турбину у случају ванредног гашења и одбацивања оптерећења моделирано је затварањем главног улазног вентила турбине и затварањем игала турбине. Резултати добијени софтвером који су развили аутори су графички приказани и дискутовани..</p>	M33

ИСПУЊЕНОСТ УСЛОВА ЗА ОДБРАНУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Кандидат испуњава услове за оцену и одбрану докторске дисертације који су предвиђени Законом о високом образовању, Статутом Универзитета и Статутом Факултета.	ДА	НЕ
----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----------	-----------

Кандидат Драган Свркота испуњава све критеријуме правилника о поступку припреме и услова за одбрану докторске дисертације. Положио је све испите предвиђене планом и програмом докторских студија из области Енергетика и процесна техника на Машинском факултету у Нишу. Објавио је више радова у часописима са SCI листе из области теме докторског рада. Учествовао је на домаћим и међународним конференцијама на којима је саопштавао добијене резултате истраживања. Одлуком Научно-стручног већа за техничко-технолошке науке бр. 612-427-6/2022 од 08.12.2022. дата је сагласност на тему ове докторске дисертације. Преда је радну верзију докторске дисертације одговарајуће садржине, обима и квалитета, у складу са одобреном темом докторске дисертације.

ВРЕДНОВАЊЕ ПОЈЕДИНИХ ДЕЛОВА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Кратак опис појединих делова дисертације (до 500 речи)

На самом почетку докторске дисертације кандидата Драгана Свркоте, дипломираног машинског инжењера, дати су подаци о дисертацији на српском и енглеском језику и изложен је садржај дисертације на 3 странице, а дат је и списак ознака коришћених у дисертацији на 3 странице. Иза тога следи текст дисертације изложен на 155 страна формата А4 и подељен на 7 поглавља, а на крају је на 4 странице наведена коришћена литература са 53 библиографске јединице, након чега је као прилог дат оригинални програмски код развијен у оквиру израде дисертације.

Предмет истраживања ове докторске дисертације је развој нестационарног хидродинамичког модела који омогућава анализу радних режима хидроелектрана са Cross-flow турбинама, при чему је посебна пажња посвећена:

- Моделирању Cross-flow турбина за различите специфичне бројеве обртаја
- Имплементацији развијених модела (шкољкастих бездимензионих карактеристика) у хидродинамичке моделе нестационарних струјања
- Експерименталним истраживањима на изведеним објектима
- Валидацији развијених теоријских модела на основу поређења са експериментима и анализи грешке
- Доприносу развоју стандарда и норми које треба поштовати при пројектовању

У првом поглављу дисертације након прегледа истраживања образложен је мотив и предмет, а затим су дефинисани циљеви истраживања. Најпре је дат технички опис Cross-flow турбине, дефинисане су радне

карактеристике и дати су turbine шкољкасти дијаграми (универзална карактеристика) Cross-flow турбина.

У другом поглављу су приказани резултати и налази опсежног истраживања у вези са карактеристикама преко 270 Cross-flow турбина које су произведене и уграђене углавном у малим хидроелектранама. Ови резултати су представљени у облику корелационих кривих и регресионих једначина које се односе на уобичајене константе турбина, као што су специфична брзина, пречник радног кола, ширина млазнице, број обртаја радног кола, пречник осовине.

У трећем поглављу је извршено математичко моделирање нестационарних режима у хидропостројењу са Cross-flow турбином. Дефинисана је метода решавања једначина нестационарног струјања и дати су одговарајући контурни услови.

Четврто поглавље је можда најзначајнији део дисертације и у њему је дат нумерички модел прорачуна нестационарних режима у хидропостројењу са Cross-flow турбином. Најпре је извршено моделирање Cross-flow турбина - јединични шкољкасти дијаграми, затим је извршена имплементација развијених модела у хидродинамички модел нестационарних струјања и развијен је оригинални софтвер за нумеричко решавање разматраних проблема. У оквиру ове дисертације дати су јединични шкољкасти дијаграми у систему $Q_{11}-n_{11}-P_{11}$ на реалним Cross-flow турбинама и то за три вредности специфичног броја обртаја $n_s=52.4, 80.0$ и 108.9 . Даље је дефинисана методологије формирања јединичних шкољкастих дијаграма у систему $Q_{11}-n_{11}-P_{11}$ за било коју Cross-flow турбину која би се разматрала у реалном систему. За овако формиране јединичне дијаграме формиран је математички модел за прорачун нестационарних режима и развијен одговарајући нумерички код којим се решава систем постављених једначина са дефинисаним контурним условима и развијеним моделом турбине. Затим је извршена анализа на теоријским моделима који одговарају реалним случајевима из техничке праксе. Ради верификације развијеног модела и нумеричког кода за прорачун нестационарних режима извршена су поређења са експерименталним подацима и мерењима на реално изведеним постројењима.

У петом поглављу се врши тестирање, анализа и потврда модела за прорачун нестационарних режима, Дати су упоредни прикази промене притиска и протока и валидација развијених модела је извршена на основу мерења на хидроелектранама Белци, Забукх 2, Вележ, Филипести 2.

У шестом поглављу се даје анализа добијених резултата и спроведених истраживања и то за: резултате регресионих анализа, резултате прорачуна нестационарних режима и закључна разматрања урађених анализа

У седмом поглављу су дефинисани могући правци даљих истраживања, а затим следе литература и као прилог је дат оригинални програмски код који је развијен током израде ове дисертације.

ВРЕДНОВАЊЕ РЕЗУЛТАТА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ниво остваривања постављених циљева из пријаве докторске дисертације (до 200 речи)

План и циљеви предвиђени пријавом докторске дисертације у потпуности су реализовани у оквиру предате дисертације кандидата Драгана Свркоте. Реализацијом циљева тј. решавањем проблема постављених у оквиру докторске дисертације, као и поређењем анализираних проблема са реалним системима добијени су резултати који имају научни и практични значај у пројектовању и анализи прелазних радних режима и хидрауличног удара у хидроелектранама са Cross-flow турбинама. Истраживања у оквиру дисертације и резултати обухватају динамичко понашање и анализу већег броја хидроенергетских објеката са Cross-flow турбинама. Основни резултати научног истраживања односе се најпре на формирање јединичних шкољкастих дијаграма турбина, затим на имплементацију ових података у математичке моделе система и на развој нумеричког кода (софтвера) којим се врши анализа нестационарних радних режима. Опште дефинисани математички модели обухватају веома сложене моделе нестационарног струјања са посебним освртом на карактеристике турбина при прелазним режимима рада. Од посебног значаја су резултати проучавања нестационарних струјања, прелазних радних режима и појаве хидрауличног удара којима се повећава могућност заштите система и спречава могућност настанка физичког оштећења система. Развој описаних модела и њихова валидација на реалним системима поређењем са експерименталним испитивањима омогућава даље унапређење техничких захтева и препорука за пројектовање постројења са Cross-flow турбинама.

Вредновање значаја и научног доприноса резултата дисертације (до 200 речи)

Обрађена тема докторске дисертације је значајна и актуелна, као у научном, тако и у практичном смислу. Део резултата, непосредно проистеклих из истраживања везаних за ову дисертацију, већ је верификован публиковањем у часописима, као и у Зборницима са међународних и домаћих конференција. Посебан допринос дисертације је формирање нумеричког модела прорачуна нестационарних режима у хидропостројењу са Cross-flow турбином. Други значајан научни допринос представља имплементација развијених модела у хидродинамички модел нестационарних струјања и развој оригиналног софтвера за нумеричко решавање разматраних проблема. Посебно треба истаћи да су поред теоријских и нумеричких истраживања, обављена и експериментална истраживања и да су добијени резултати верификовани и потврђени на реално изведеним постројењима. Добити резултати имају научни и стручни значај у пројектовању и анализи прелазних радних режима и хидрауличног удара. Поднета докторска дисертација представља оригиналан и вредан научни и стручни допринос кандидата.

Оцена самосталности научног рада кандидата (до 100 речи)

Кандидат је испољио висок ниво самосталности у раду, анализе научних сазнања у областима истраживања, иницирање нових истраживања и оригиналност у осмишљавању и креирању нових научних решења. Резултати спроведених истраживања публиковани су у часописима из уже научне области којој припада тема докторске дисертације, у потпуности потврђују да је кандидат оспособљен за самостални научни рад.

ЗАКЉУЧАК (до 100 речи)

На основу изложене анализе докторске дисертације и увидом у публиковане научне радове кандидата, чланови Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације констатују да поднета докторска дисертација у потпуности одговара теми прихваћеној од стране Наставно–научног већа Машинског факултета у Нишу и Научно–стручног већа за техничко–технолошке науке Универзитета у Нишу и да представља оригиналан и вредан допринос у области нестационарних струјања флуида и турбина, и предлажу Наставно–научном већу Машинског факултета у Нишу да рад кандидата Свркоте Драгана, мастер инжењера машинства, под називом „Нумеричко експериментална истраживања нестационарних струјања у постројењима са Cross flow турбинама“ прихвати као докторску дисертацију и позове кандидата на усмену јавну одбрану.

КОМИСИЈА

Број одлуке ННВ о именовану Комисије

8/20-01-005/23-039

Датум именовања Комисије

05.06.2023.

Р. бр.	Име и презиме, звање		Потпис
1.	др Живојин Стаменковић, ванр. проф	председник, ментор	
	Теоријска и примењена механика флида (Научна област)	Машински факултет у Нишу (Установа у којој је запослен)	
2.	др Слободан Ташин, ванр. проф	члан	
	Механика флуида, хидропнеуматска, гасна и нафтна техника (Научна област)	Факултет техничких наука у Новом Саду (Установа у којој је запослен)	
3.	др Јасмина Богдановић Јовановић ред. проф.	члан	
	Теоријска и примењена механика флида (Научна област)	Машински факултет у Нишу (Установа у којој је запослен)	
4.	др Живан Спасић, ванр. проф.	члан	
	Теоријска и примењена механика флида (Научна област)	Машински факултет у Нишу (Установа у којој је запослен)	
5.	др Милош Коцић, доцент	члан	
	Теоријска и примењена механика флида (Научна област)	Машински факултет у Нишу (Установа у којој је запослен)	

Датум и место:

У Нишу и Новом Саду 13.07.2023.