

Univerza
v Ljubljani
Fakulteta
*za gradbeništvo
in geodezijo*

*Jamova 2
1000 Ljubljana, Slovenija
telefon (01) 47 68 500
faks (01) 42 50 681
fgg@fgg.uni-lj.si*



Univerzitetni program Gradbeništvo,
Hidrotehniška smer

Kandidat:

Jernej Mazij

Hidravlični prehodni pojavi v hidroelektrarnah z vgrajenimi Francis-ovimi turbinami

Diplomska naloga št.: 3057

Mentor:

prof. dr. Matjaž Četina

Somentor:

asist. dr. Mario Krzyk , doc. dr. Anton Bergant

Ljubljana, 21. 4. 2009

ERRATA

Stran z napako

Vrstica z napako

Namesto

Naj bo

IZJAVA O AVTORSTVU

Podpisani **JERNEJ MAZIJ** izjavljam, da sem avtor diplomske naloge z naslovom:

»Hidravlični prehodni pojavi v hidroelektrarnah z vgrajenimi Francisovimi turbinami.«

Izjavljam, da prenašam vse materialne avtorske pravice v zvezi z diplomsko nalogo na UL,
Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo.

Ljubljana, 30.3.2009

BIBLIOGRAFSKO-DOKUMENTACIJSKA STRAN IN IZVLEČEK

UDK:	627.83/86(043.2)
Avtor:	Jernej Mazij
Mentor:	red. prof. dr. Matjaž Četina
Somentor:	doc. dr. Anton Bergant asist. dr. Mario Krzyk
Naslov:	Hidravlični prehodni pojavi v hidroelektrarnah z vgrajenimi Francisovimi turbinami.
Obseg in oprema:	90 str., 12 preg., 42 sl., 108 en. prehodni pojavi, vodni udar, Francisova turbina,
Ključne besede:	numerične metode, HE Cariblanco, hidravlični pretočni sistem, primerjava izračuna z meritvijo

Izvleček:

Hidravlični prehodni pojavi so posledica časovnih sprememb hidrodinamičnih količin hidravličnega pretočnega sistema. Obravnavanje prehodnih pojavov je ključno z vidika varnega obratovanja hidroelektrarne in ustrezne konstrukcije posameznih turbinskih komponent in pripadajoče hidromehanske opreme. V delu smo navedli vzroke za nastanek prehodnih pojavov in njihove značilnosti v različnih hidravličnih pretočnih sistemih ter njihov pomen pri načrtovanju hidroelektrarn. Izpeljali smo osnovni sistem enačb vodnega udara, ki ga sestavljajo dinamična in kontinuitetna enačba. Sistem enačb rešujemo z metodo karakteristik. Definirali smo pojem hidravličnega turbinskega stroja in opisali Francisovo turbino. Izračunali smo hidravlične prehodne pojave za primer hidroelektrarne Cariblanco in na podlagi primerjave rezultatov izračuna in meritve potrdili izbrani računski model in postopek izračuna.

BIBLIOGRAPHIC-DOCUMENTALISTIC INFORMATION

UDC: 627.83/86(043.2)

Author: Jernej Mazij

Supervisor: Full prof. dr. Matjaž Četina
Assist. prof. dr. Anton Bergant

Co-Supervisor: Assist. dr. Mario Krzyk

Title: Hydraulic transient events in hydropower plants with installed Francis turbines.

Notes: 90 p., 12 tab., 42 fig., 108 eq.
transient events, water hammer, Francis turbine, numerical methods, HPP Cariblanco,

Key Words: hydraulic passage system, numerical results and measurement comparison

Abstract:

Hydraulic transient events are the result of time related changes of hydrodinamical quantities in a hydraulic passage system. Treatise of transient events is essential to ensure safe operation of the hydropower plant, and for suitable design of turbine components and related hydromechanical equipment. Causes of transient events and their characteristics in different hydraulic passage systems are presented in this work. Basic system of water hammer equation was derived, consisting of the momentum and the continuity equation. The system is solved using the characteristic method. Hydraulic turbines were defined and a description of the Francis turbine was given. Calculation of hydraulic transient events was performed for a study case of hydropower plant Cariblanco, and on the basis of comparison between numerical results and measurement, the calculation model and the calculation process was confirmed.

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorju red. prof. dr. M. Četini, mentorjema asist. dr. M. Krzyku in doc. dr. Antonu Bergantu. Slednjemu se še posebej zahvaljujem za strokovno pomoč s področja hidravličnih prehodnih pojavov. Prav tako se zahvaljujem podjetju Litostroj Power d.o.o., oddelka Razvoj in Funkcijski laboratorij za vse potreben podatke, ki sem jih potreboval pri izdelavi diplomske naloge.

Zahvalil bi se tudi staršema za vso pomoč med časom študija.

KAZALO

1. UVOD	1
1.1 Prehodni pojavi v hidravličnih sistemih.....	2
1.1.1 Klasifikacija hidravličnih prehodnih pojavov	3
1.1.2 Hidravlični prehodni pojavi v hidroelektrarnah.....	4
1.2 Hidravlični turbinski stroji.....	5
1.2.1 Francisova turbina	5
1.2.2 Moč in izkoristek turbine.....	7
2. ENAČBE VODNEGA UDARA	9
2.1 Dinamična enačba	9
2.2 Kontinuitetna enačba	11
2.2.1 Hitrost širjenja tlačnih valov	14
2.3 Gibanje tlačnih valov v cevovodu	17
2.3.1 Enačba Žukovskega.....	20
2.4 Elastični in togi vodni udar.....	21
3. METODE REŠEVANJA ENAČB VODNEGA UDARA	23
3.1 Metoda karakteristik za reševanje enačb elastičnega vodnega udara	23
3.1.1 Metoda končnih razlik	26
3.2 Ostale metode reševanja	29
3.2.1 Metoda Runge-Kutta za reševanje enačb togega vodnega udara	29
3.2.2 Aritmetična metoda.....	29
3.2.3 Grafična metoda	30
3.2.4 Algebraična metoda.....	31
3.2.5 Implicitna metoda.....	31
3.2.6 Metoda končnih elementov	31
4. MODELIRANJE ROBNIH POGOJEV	32
4.1 Fizikalne veličine v pretočnem sistemu	32
4.2 Robni pogoji.....	33
4.2.1 Zgornji in spodnji bazen	33
4.2.2 Vodostan	33

4.2.3 Zapiralni organi.....	33
4.2.4 Razvejanje cevovoda in spoj dveh cevovodov.....	34
4.2.5 Pretrganje vodnega stebra.....	34
4.3 Turbina.....	34
4.3.1 Specifična vrtilna frekvenca turbine	35
4.3.2 Pretočno in energijsko število.....	36
4.3.3 Školjčni diagram turbine.....	37
4.3.4 Suterjeva transformacija školjčnega diagrama.....	39
5. PROGRAM CERTITUDE	42
6. ANALIZA HIDRAVLIČNIH PREHODNIH POJAVOV V PRETOČNEM SISTEMU HIDROELEKTRARNE CARIBLANCO	44
6.1 Pretočni sistem hidroelektrarne Cariblanco.....	46
6.2 Meritve fizikalnih veličin na hidroelektrarni Cariblanco.....	53
6.2.1 Meritev vodnega tlaka v spirali turbine	53
6.2.2 Meritev vrtilne frekvence turbine.....	54
6.2.3 Meritev giba servomotorja vodilnika	56
6.2.4 Meritev vodnega tlaka na vodostanski loputi	56
6.2.5 Ocena napake merjenih fizikalnih veličin.....	57
6.3 Računski model pretočnega sistema hidroelektrarne Cariblanco.....	58
6.4 Energijske izgube v pretočnem sistemu hidroelektrarne Cariblanco	60
6.5 Garancijske vrednosti in zakon zapiranja vodilnih lopatic.....	61
6.5 Račun hidravličnih prehodnih pojavov.....	64
6.5.1 Razbremenitev dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW	66
6.5.2 Razbremenitev dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 34$ MW	71
6.5.3 Razbremenitev dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 23$ MW	75
6.5.4 Razbremenitev ene turbine pri $P_g = 1 \times 45$ MW.....	79
6.5.5 Pobeg pri obratovanju dveh turbin pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW	83
7. ZAKLJUČEK	86
VIRI	89

KAZALO PREGLEDNIC

Preglednica 1: Tehnični podatki za hidroelektrarno Cariblanco	45
Preglednica 2: Karakteristike vodov modificiranega pretočnega sistema.....	49
Preglednica 3: Ocena napake merjenih fizikalnih veličin	58
Preglednica 4: Vhodni podatki za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW	66
Preglednica 5: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW	69
Preglednica 6: Vhodni podatki za primer $P_g = 2 \times 34$ MW	71
Preglednica 7: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 34$ MW	74
Preglednica 8: Vhodni podatki za primer $P_g = 2 \times 23$ MW	75
Preglednica 9: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 23$ MW	78
Preglednica 10: Vhodni podatki za primer $P_g = 1 \times 45$ MW	79
Preglednica 11: Rezultati za primer $P_g = 1 \times 45$ MW	82
Preglednica 12: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW – pobeg turbine.....	85

KAZALO SLIK

Slika 1: Sestavni deli Francisove turbine	6
Slika 2: Gonilnik tipa Francis	7
Slika 3: Elementarni odsek cevi	9
Slika 4: Ravnotežni pogoj na enoto dolžine cevi	12
Slika 5: Tekočinski delec	14
Slika 6: Gibanje tlačnih valov v hidravličnem sistemu	17
Slika 7: Pretočne razmere v cevovodu s togo steno	20
Slika 8: Karakteristični krivulji C^+ in C^-	26
Slika 9: Numerična mreža za metodo karakteristik	27
Slika 10: Aritmetična metoda	30
Slika 11: Tlačna karakteristika turbine HE Cariblanco	41
Slika 12: Momentna karakteristika turbine HE Cariblanco	41
Slika 13: Pretočni sistem hidroelektrarne Cariblanco	47
Slika 14: Modificirani pretočni sistem	49
Slika 15: Merilna shema meritve tlaka v spirali	54
Slika 16: Zajem podatkov	54
Slika 17: Merilna shema meritve vrtilne hitrosti	55
Slika 18: Merilna shema meritve giba servomotorja vodilnika	56
Slika 19: Merilna shema meritve tlaka na vodostanski loputi	57
Slika 20: Računski model pretočnega sistema	59
Slika 21: Energijske izgube v pretočnem sistemu	61
Slika 22: Zakon zapiranja servomotorja vodilnika	63
Slika 23: Relativno odprtje vodilnika v odvisnosti od giba servomotorja	63
Slika 24: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW	66
Slika 25: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW	67
Slika 26: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW	67
Slika 27: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW	68
Slika 28: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW	68
Slika 29: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 34$ MW	71
Slika 30: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 2 \times 34$ MW	72

Slika 31: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 34$ MW	72
Slika 32: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 2 \times 34,5$ MW	73
Slika 33: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 2 \times 34,5$ MW	73
Slika 34: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 23$ MW	75
Slika 35: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 2 \times 23$ MW	76
Slika 36: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 23$ MW	76
Slika 37: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 2 \times 23$ MW	77
Slika 38: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 2 \times 23$ MW	77
Slika 39: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 1 \times 45$ MW	79
Slika 40: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 1 \times 45$ MW	80
Slika 41: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 1 \times 45$ MW	80
Slika 42: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 1 \times 45$ MW	81
Slika 43: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 1 \times 45$ MW	81
Slika 44: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW – pobeg turbine.....	83
Slika 45: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW – pobeg turbine	84
Slika 46: Pretok na turbini za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW – pobeg turbine	84

NOMENKLATURA

LATINSKE ČRKE		
Oznaka	Opis	Enota
a	Hitrost tlačnih valov	m/s
A	Prečni presek cevi	m ²
a_v	Odprtje vodilnika	mm
A_0	Relativno odprtje vodilnika	-
B	Karakteristična impedanca cevovoda	s/m ²
B_m	Konstanta – en. (3.25)	-
B_P	Konstanta – en. (3.23)	-
C	Korekcijski faktor – en. (2.42)	-
C_m	Konstanta – en. (3.24)	-
C_P	Konstanta – en. (3.22)	-
D	Premer cevovoda	m
D_{lp}	Premer turbine na pestu	m
D_{2v}	Premer turbine na vencu	m
D_v	Premer vrtilišča vodilnika	mm
E	Modul elastičnosti	N/ m ²
E	Energija – en. (5.2)	m
EV	Energijska višina	m
E_{izg}	Energijske izgube – en. (5.3)	m
e	Debelina cevovoda	m
F	Sila	N
F_g	Gravitacijska sila na enoto mase	N/kg
F_{tr}	Sila trenja na enoto mase	N/kg
$F_{zun,x}$	Zunanje sile, ki delujejo na tekočinski delec	N
g	Gravitacijski pospešek	m/s ²
H	Piezometrična višina	m
H_n	Neto padec	m
$H_{br,max}$	Maksimalni bruto padec	m

$H_{br,min}$	Minimalni bruto padec	m
$H_{n,max1}$	Maksimalni neto padec pri minimalnem pretoku	m
$H_{n,max2}$	Maksimalni neto padec pri maksimalnem pretoku	m
$H_{n,n}$	Nominalni neto padec	m
$H_{n,min}$	Minimalni neto padec	m
H_{sp}	Vodni tlak v spirali turbine	m
$H_{sp,max}$	Maksimalni vodni tlak v spirali turbine	m
$H_{sp,min}$	Minimalni vodni tlak v spirali turbine	m
$H_{sp,max,dov}$	Maksimalni dovoljeni vodni tlak v spirali turbine	m
$H_{sp,min,dov}$	Minimalni dovoljeni vodni tlak v spirali turbine	m
h	Brezdimenzijska tlačna višina	-
I_n	Nazivni tok generatorja	A
K	Modul stisljivosti	N/ m ²
k_{izg}	Karakteristika cevovoda	m/(m ³ /s) ²
k	Hrapavost	mm
M	Moment	Nm
M_G	Moment upora na generatorju	Nm
M_T	Vrtilni moment turbine	Nm
mD_t^2	Moment zamaha turbine	tm ²
mD_g^2	Moment zamaha generatorja	tm ²
n	Vrtilna frekvenca turbine	1/s
$n_{max,dov}$	Maksimalno dovoljeno povišanje vrtilne frekvence turbine	min ⁻¹
n_p	Pobežna vrtilna frekvenca	1/s
n_q	Specifična vrtilna frekvenca	-
P_t	Dejanska moč turbine	W
P_g	Nazivna moč generatorja	W
P_h	Hidravlična moč	W
P_n	Nominalna moč turbine pri nominalnem neto padcu	W

p	Tlak	N/m^2
dr	Specifični raztezek cevovoda	m
R	Koeficient upora – en. (3.19)	s^2/m^3
Re	Reynoldsovo število	-
Q	Pretok (splošno)	m^3/s
Q_T	Pretok skozi turbino	m^3/s
$Q_{T,max}$	Maksimalni pretok turbine	m^3/s
$Q_{T,min}$	Minimalni pretok turbine	m^3/s
Q_P	Skupni (računski) pretok	m^3/s
q	Brezdimenzijski pretok	-
S	Gib servomotorja	mm
T	Sila na enoto dolžine	N/m
t	Čas	s
T_f	Hitri čas zapiranja	s
T_h	Čas dušenja	s
U_n	Nazivna napetost	V
v	Hitrost tekočine	m/s
W_H	Tlačna karakteristika	-
W_M	Momentna karakteristika	-
x	Razdalja, dolžina	m
y	Pozicija servomotorja	-
y_h	Dušena pozicija servomotorja	-
Z	Število vodilnih lopatic	-
Z_{cel}	Središčna linija gonilnika	m
$Z_{zg,max}$	Maksimalna kota gladine v gorvodnem bazenu	m.n.v.
$Z_{zg,sr}$	Povprečna gladina vode v gorvodnem bazenu	m.n.v.
$Z_{zg,min}$	Minimalna kota gladine v gorvodnem bazenu	m.n.v.
$Z_{sp,1T}$	Kota gladine v dolvodnem bazenu – obratuje ena turbina	m.n.v.
$Z_{sp,2T}$	Kota gladine v dolvodnem bazenu – obratujeta obe turbini	m.n.v.

Z_{vo}	Kota gladine v vodostanu	m.n.v.
$Z_{vo,max}$	Maksimalna kota vode v vodostanu	m.n.v.
$Z_{vo,min}$	Minimalna kota vode v vodostanu	m.n.v.
Z_{32}	Energijska višina na vodostanski loputi	m
z	Višina cevovoda	m
GRŠKE ČRKE		
α	Brezdimenzijska vrtilna hitrost	-
β	Brezdimenzijski moment	-
γ	Specifična teža	kg/s ² m ²
$d\varepsilon$	Specifična deformacija	-
ε_1	Aksialne deformacije	-
ε_2	Tangentne deformacije	-
η	Izkoristek	-
κ	Utežni faktor – en. (3.8, 3.9)	s/m
λ	Darcy-Weissbachov koeficient trenja	-
ν	Poissonov količnik	-
ζ	Koeficient lokalnih izgub	-
ρ	Gostota vode	kg/m ³
σ	Napetost	N/ m ²
σ_1	Aksialna normalna napetost	N/ m ²
σ_2	Tangentna normalna napetost	N/ m ²
σ_r	Radialna normalna napetost	N/ m ²
φ	Naklonski kot cevovoda – en. (2.7)	°
φ	Pretočno število – en. (4.2)	-
ψ	Energijsko število	-
ω	Kotna hitrost	rad/s
<i>Indeksi</i>		<i>Indeksi</i>
Δ	Narastek	Δ
0	Začetno stanje	0
opt	Optimalna točka obratovanja	opt

1. UVOD

Obnovljivi viri za proizvodnjo električne energije so prisotni v več oblikah. Električno energijo iz obnovljivih virov lahko proizvajamo s pomočjo vodne, vetrne, sončne ali geotermalne energije. Električna, proizvedena v hidroelektrarnah, temelji na sončni energiji, ki omogoča hidrološki cikel, kar posledično zagotavlja obnovljiv vir vode.

Povpraševanje po električni energiji konstantno narašča, predvsem zaradi visoke demografske in industrijske rasti v državah v razvoju. Poraba električne energije naj bi se v letih 2003-2030 povečala za več kot dvakrat. Za zadostitev teh potreb bo potrebno izboljšati učinkovitost na področju proizvodnje, transporta in porabe električne energije (Nicolet, 2007).

Hidroelektrarne trenutno zagotavljajo 20 % vse proizvodnje električne energije na svetu s skupno vgrajeno kapaciteto okrog 850 GW. Največji delež te kapacitete proizvajajo države v Aziji, sledi Evropa, Severna in Srednja Amerika. Največji potencial za razvoj pa predstavljajo države v Aziji, Južni Ameriki in Afriki (International Journal on Hydropower&Dams, 2008).

V Republiki Sloveniji predstavljajo hidroelektrarne 25 % celotne proizvodnje električne energije z vgrajeno kapaciteto 846 MW. Trenutno poteka projekt izgradnje verige hidroelektrarn na spodnji Savi, črpalne hidroelektrarne Avče, v obnovi so hidroelektrarne na Dravi. V prihodnosti je načrtovana gradnja verige hidroelektrarn na Muri, srednji Savi in črpalna hidroelektrarna Kozjak (International Journal on Hydropower&Dams, 2008).

Z razvojem in deregulacijo trga električne energije se je pojavila potreba po bolj dinamičnem obratovanju hidroelektrarn. Zaradi tega so hidroelektrarne podvržene obratovanju v izjemnih pogojih: zagonom, zaustavitvam in hitrim spremembam v pogojih obratovanja. Spremembe v obratovalnih pogojih na splošno imenujemo prehodni pojavi. Poznavanje prehodnih pojavov je potrebno v fazi izbire, načrtovanja in obratovanja pretočnega sistema hidroelektrarne, da zagotovimo varno obratovanje hidroelektrarne.

Namen diplomske naloge je bil najprej analizirati hidravlične prehodne pojave, ki se pojavljajo v hidroelektrarnah z vgrajenimi Francisovimi turbinami, nato opisati numerične metode reševanja osnovnih enačb in opraviti izračun na primeru hidroelektrarne Cariblanco. Na osnovi primerjave rezultatov izračuna z meritvami je bila na koncu podana ocena primernosti izbrane metode reševanja.

V prvem delu so opisane značilnosti prehodnih pojavov (poglavje 1) in izpeljane izhodiščne enačbe (poglavje 2). Predstavljena je metoda karakteristik za reševanje vodnega udara in na kratko navedene tudi druge metode (poglavje 3). Opisani so robni pogoji pretočnega sistema, podrobneje je predstavljena turbina kot najpomembnejši robni pogoj in navedena programska oprema za reševanje (poglavje 4).

V drugem delu je opravljen izračun prehodnih pojavov za različne pogoje obratovanja hidroelektrarne Cariblanco. Hidroelektrarna Cariblanco leži v južnoameriški državi Kostarika. Po zasnovi je visokotlačna hidroelektrarna akumulacijskega tipa. V strojnici sta vgrajena dva turbinska agregata tipa Francis, izdelana v podjetju Litostroj Power d.o.o iz Ljubljane. Posebnost hidroelektrarne Cariblanco je kompleksen pretočni sistem, sestavljen iz različnih hidravličnih elementov. Za izračun je uporabljen programski paket CERTITUDE, ki je namenjen simulaciji prehodnih pojavov v hidravličnih sistemih (poglavje 5). Izračunane so ekstremne vrednosti fizikalnih veličin in podana primerjava z rezultati meritev in garancijskimi vrednostmi z ustreznim komentarjem dobljenih rezultatov (poglavje 6). Bistvene ugotovitve so povzete v zaključnem poglavju 7.

1.1 Prehodni pojavi v hidravličnih sistemih

Hidravlični prehodni pojav ali hidravlični oz. vodni udar se pojavi takrat, ko pride do časovne spremembe hidrodinamičnih količin obravnavanega hidravličnega sistema. Sprememba stacionarnega stanja pomeni motnjo v hidravličnem sistemu oz. prehodni pojav. Motnje so posledica sprememb, načrtovanih ali izrednih, v delovanju regulacijske opreme in sprememb vtoka ali iztoka v hidravličnem sistemu. Motnje v hidravličnem sistemu povzročajo:

- odpiranje, zapiranje ali vibracije hidromehanske opreme na cevovodu,
- zagon, obremenitev ali razbremenitev turbine,
- vklop ali izklop črpalke v črpalnem sistemu,
- vibracije lopatic rotorja turbine ali črpalke,
- hitra sprememba vtoka ali iztoka pri odpiranju ali zapiranju kontrolnih zapornic,
- okvara ali porušitev jezua,

- povečanje pretoka reke ali kanala kot posledica velikega površinskega odtoka ob nevihti.

Večina motenj v prehodnem režimu obratovanja hidroelektrarne izhaja iz pogonskih manevrov turbine, ki jih opisuje zakon zapiranja (odpiranja) vodilnika turbine ali predturbinskega zapornega organa. V cevnih sistemih pod tlakom poznamo poleg pojma prehodni pojav tudi hidravlični ali vodni udar. Vodni udar je pojav, ki ga sproži sprememba hitrosti v cevovodu in se izraža v pojemajočem nihanju tlaka kot posledici stisljivosti vode in elastičnosti cevovoda. Vpliv stisljivosti vode in elastičnosti cevovoda na pojav vodnega udara bomo opisali kasneje.

1.1.1 Klasifikacija hidravličnih prehodnih pojavov

Hidravlične prehodne pojave lahko ločimo v tri skupine:

- prehodni pojavi pri toku pod tlakom,
- prehodni pojavi pri toku s prosto gladino,
- sestavljeni prehodni tok.

Analizo prehodnih pojavov pri toku pod tlakom lahko razdelimo naprej v dve skupini: elastični in togi sistem. V primeru elastičnega sistema upoštevamo stisljivost tekočine, pojavi pa so opisani s parcialnimi diferencialnimi enačbami. Elastični sistem se pojavi v vodovodnih sistemih, črpalnih postajah, hidroelektrarnah, plinovodih, naftovodih in olje-tlačnih napravah. Pri analizi togih sistemov upoštevamo, da se spremembe pretočne količine zgodijo istočasno skozi celotni hidravlični sistem, kar pomeni, da predpostavimo nestisljivost tekočine. Togi sistem opišemo z navadnimi diferencialnimi enačbami. Primer togega sistema je počasno nihanje vodne gladine v vodostanu pri spremembi obremenitve turbine ali prehodni pojavi v hidroelektrarnah z vgrajenimi Kaplanovimi ali cevnimi turbinami.

Prehodne pojave pri toku s prosto gladino prav tako razdelimo v dve skupini glede na časovni interval, v katerem se zgodi sprememba pretočne količine. Počasna sprememba toka povzroči poplavne valove v rekah. Ti valovi nastajajo v rekah zaradi hidroloških razmer v povodju. Hitra sprememba toka povzroči obratovalne valove, ki nastanejo pri odpiranju ali zapiranju zapornic in zaradi spremembe pretoka skozi turbine ter porušitvene valove, ki nastanejo pri poružitvi pregrade.

Sestavljen prehodni pojav je značilen za kanalizacijska omrežja po nalivu in pa pri iztoku vode iz turbine v odvodnem tunelu pri hitri spremembi obremenitve turbine.

1.1.2 Hidravlični prehodni pojavi v hidroelektrarnah

Analiza hidravličnih prehodnih pojavov pri načrtovanju hidroelektrarne je pomembna iz dveh razlogov:

- varno obratovanje hidroelektrarne,
- ustrezna konstrukcija posameznih turbinskih komponent in pripadajoče hidromehanske opreme.

Kot je bilo že omenjeno, večina motenj v prehodnem režimu obratovanja hidroelektrarne izhaja iz pogonskih manevrov turbine. V stacionarnem stanju je obremenitev turbine enaka obremenitvi generatorja. Regulator reagira na vsako spremembo obremenitve, spremenijo se vrtilna frekvenca, pretoki in tlaki v sistemu. Motnje v sistemu trajajo še nekaj časa po vzpostavitvi novega ravnovesnega stanja kot nihanja, ki se zaradi trenja zadušijo. Ekstremne tlačne pulzacije v pretočnem sistemu in vrtilno frekvenco turbine krmilimo z ustreznimi obratovalnimi manevri (zapiranje in odpiranje vodilnika turbine). Z vgradnjo ustrezne zaščitne opreme (zračni kotli, deformabilni odseki cevi, cevi ovalnega prereza, vodostani, tlačni varnostni ventil) in s pravilnim načrtovanjem cevnih elementov pa zmanjšamo vpliv prehodnih pojavov. Na izbiro elementov in metod blažitve prehodnih pojavov vplivajo obratovalni, varnostni in ekonomski kriteriji.

Z analizo hidravličnih prehodnih pojavov v hidroelektrarnah določimo:

- maksimalne pulzacije tlakov, ki jih potrebujemo za trdnostni izračun elementov obravnavanega hidravličnega sistema;
- potrebne dimenzije elementov obravnavanega hidravličnega sistema, ki imajo vpliv na varno delovanje le-tega (velikost vodostana, pretočnih presekov, dušilnih organov);
- določitev konstrukcijskih podatkov za konstruiranje hidromehanske opreme,
- regulacijske garancije turbinskega agregata;
- pogonske motnje zaradi nestacionarnega toka.

1.2 Hidravlični turbinski stroji

Hidravlični turbinski stroji so pogonske enote hidroelektrarn, katerih naloga je izkoriščanje vodne energije za proizvodnjo električne energije. Najpogosteje se izkorišča rečna energija, obstajajo pa tudi hidroelektrarne, ki izkoriščajo energijo morske vode (plimovanje in valovanje).

Najprimernejši tip hidravličnega turbinskega stroja določimo na podlagi hidroloških in geomorfoloških lastnosti lokacije, ekonomskih vidikov izkoriščanja, dinamike obratovanja, stroškov vzdrževanja in varnosti.

Poznamo naslednje standardne tipe hidravličnih turbinskih strojev: Peltonove turbine, Francisove turbine, Kaplanove turbine in cevne turbine.

V naslednjem poglavju bomo na kratko opisali Francisovo turbino, ostali tipi turbin niso predmet te diplomske naloge.

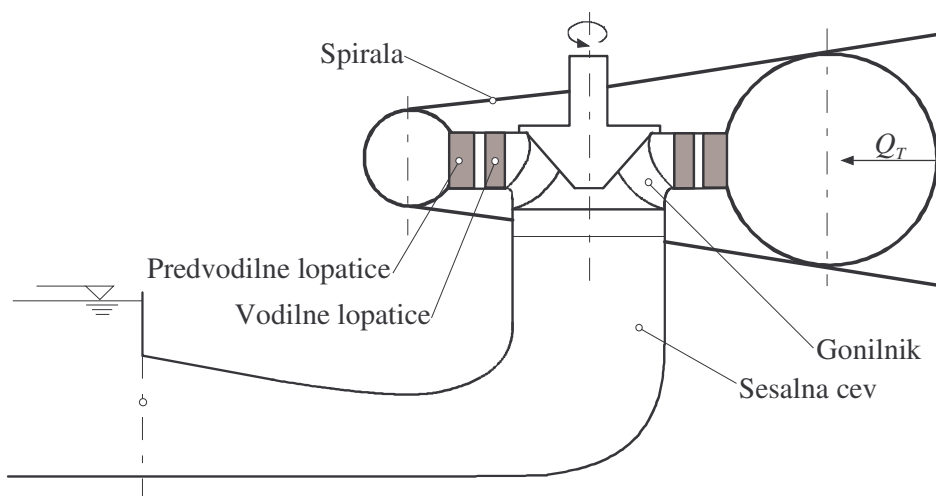
1.2.1 Francisova turbina

Francisova turbina je primerna za srednje velike padce (20 - 500 m), srednje velike in velike pretoke ($20 - 500 \text{ m}^3/\text{s}$) in dosega izkoristke nad 90 %. V tem obratovalnem območju obstaja največ vodnega potenciala, zato spadajo tovrstne turbine med najbolj razširjene na svetu. Velikosti Francisovih turbin so zelo različne, od takih s premerom gonilnika 0,2 m pa do največjih s premerom gonilnika 9 m. Najmanjše dajejo moč po nekaj 10 KW, največje pa tudi 750 MW (Nicolet, 2007).

Francisova turbina spada med radialno-aksialne turbine. Voda vteka v gonilnik v radialni smeri in ga zapušča v aksialni smeri. Pri tem voda med spodnjo in zgornjo gladino ni izpostavljena okolici. Vsa energija vode se ne pretvori v kinetično energijo, ampak del nje ostane v obliki tlačne energije, zaradi česar sodijo Francisove turbine med nadtladne ali reakcijske turbine. Konstrukcijska izvedba je možna z vertikalno ali horizontalno gredjo. Pri horizontalni izvedbi je lahko gonilnik enojen ali dvojen.

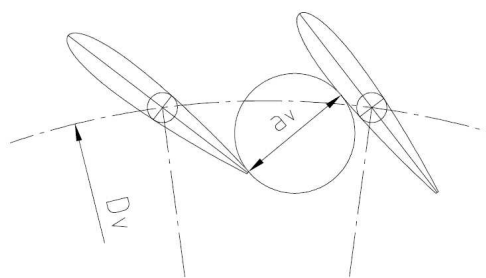
V nadaljevanju bomo zaradi lažjega razumevanja za izraz gonilnik uporabljali besedo turbina.

Pomembni sestavni deli Francisove turbine so prikazani na sliki 1.



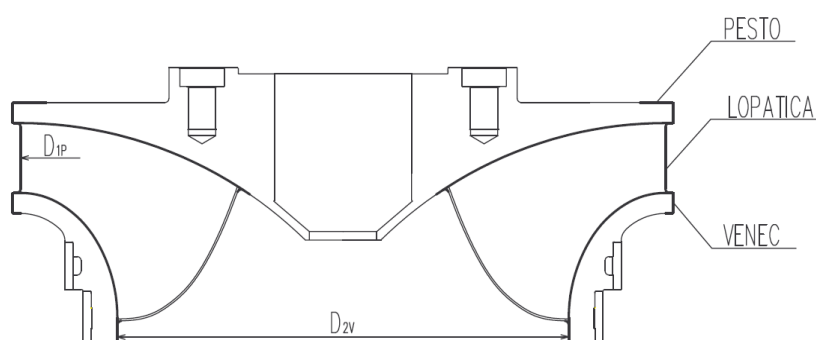
Slika 1: Sestavni deli Francisove turbine

- **Spiralno ohišje:** omogoča nastanek vodnega vrtinca in enakomerno porazdeli tok vode na predvodilne lopatice. Spiralno ohišje je lahko v betonski ali jekleni izvedbi.
- **Predvodilne lopatice:** so fiksno pritrjene na zgornji in spodnji predvodilni obroč. Oblikovane so tako, da imajo ugodno hidravlično obliko in služijo usmerjanju vode na vodilne lopatice.
- **Vodilne lopatice:** so gibljive lopatice, ki usmerjajo vodo na gonilnik. S spreminjanjem njihovega kota se spreminja širina odprtine med njimi – odprtje vodilnika a_v . Odprtje vodilnika podamo v relativni obliki $A_0 = a_v Z / D_v$, pri čemer je Z število vodilnih lopatic, D_v pa premer vrtilišča vodilnika. S spreminjanjem kota vodilnih lopatic uravnavamo pretok in vpadni kot toka na gonilnik. Definicija odprtja vodilnika je prikazana na spodnji sliki.



Definicija odprtja vodilnika (Djelić, 2004)

- **Gonilnik:** pretvarja vodno energijo v mehansko energijo. Gonilnik se vrti zaradi odklanjanja vodnega vrtinca iz njegove smeri gibanja in zaradi reakcijskega pritiska, ki je posledica iz gonilnika izstopajoče vode. Gonilnik Francisove turbine sestavljajo pesto, venec in lopatice, kot je prikazano na sliki 2.
- **Sesalna cev:** zaključi pretočni trakt turbine in ima nalogo pretvorbe kinetične energije toka v potencialno energijo. Pretvorba omogoča izkoriščanje celotnega razpoložljivega padca, vključno z višino med gonilnikom in spodnjo vodo.



Slika 2: Gonilnik tipa Francis

1.2.2 Moč in izkoristek turbine

Razpoložljiva hidravlična moč turbine je določena z naslednjo enačbo:

$$P_h = \rho g Q H \quad (1.1)$$

Dejanska pridobljena moč je nižja zaradi izgub, ki se pojavijo pri obratovanju turbine. Izgube delimo na volumetrične, mehanske in hidravlične.

Volumetrične izgube se pojavijo, ker se del vode izogne energetski pretvorbi in pronica skozi režo med vencem gonilnika in vodilniškim obročem. Hidravlične izgube so posledica trenja med vodo in stenami pretočnega sistema, vrtinčenja in spreminjanja smeri vodnega toka. Predstavljajo razmerje med razpoložljivim in izkoriščenim padcem vode.

Mehanske izgube so posledica trenja v ležajih, drsnih ploskvah turbine in trenja v ostalih pomožnih napravah.

Izkoristek turbine predstavlja razmerje med dejansko pridobljeno močjo P_t in pa razpoložljivo močjo turbine P_h .

$$\eta = \frac{P_t}{P_h} \tag{1.2}$$

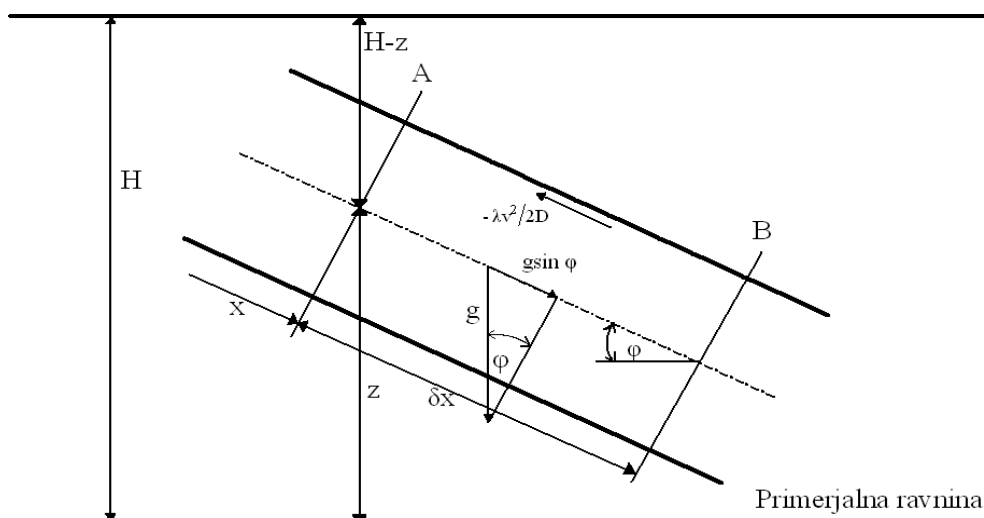
2. ENAČBE VODNEGA UDARA

Pri izpeljavi osnovnih enačb, ki opisujejo pojav vodnega udara, bomo upoštevali naslednje predpostavke (Rajar, 1980):

- tok v cevovodu je enodimenzionalen:
- hitrost je enakomerno porazdeljena po preseku:
- material, iz katerega je izdelan cevovod, ima linearno elastične lastnosti;
- sprememba gostote tekočine je majhna v primerjavi z gostoto samo;
- radij oziroma presek cevi se v začetnem stanju vzdolž cevi ne spreminja:
- stisljivost tekočine in elastičnost cevi imata približno enak vpliv na širitev tlačnih valov:
- notranjega trenja v tekočini ni. Upoštevamo le trenje med tekočino in stenami cevovoda in sicer kot zunanjo silo.

2.1 Dinamična enačba

Dinamično enačbo zapišemo za elementarni odsek cevi dolžine δx , ki je omejen z dvema paralelnima ploskvama A in B pravokotno na os cevovoda, kot je prikazano na sliki 3.



Slika 3: Elementarni odsek cevi

Izhajamo iz dinamične enačbe za smer x (Rajar, 1980):

$$\frac{dv}{dt} = \sum F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.1)$$

V členu $\sum F_x$ sta zajeti naslednji sili na enoto mase: gravitacijska sila in sila trenja.

$$\sum F_x = F_g + F_{tr} \quad (2.2)$$

F_g gravitacijska sila na enoto mase

$$F_g = g \sin \varphi \quad (2.3)$$

F_{tr} sila trenja na enoto mase

$$F_{tr} = -\lambda \frac{v^2}{2D} \quad (2.4)$$

Predznak minus je potreben, ker je sila trenja nasprotna osnovni smeri gibanja.

Če to vstavimo v enačbo (2.1), dobimo:

$$\frac{dv}{dt} = g \sin \varphi - \lambda \frac{v^2}{2D} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.5)$$

Tlak izrazimo s pomočjo piezometrične višine:

$$p = \gamma(H - z) \quad (2.6)$$

in upoštevamo, da je cev nagnjena pod kotom φ :

$$-\frac{\partial z}{\partial x} = \sin \varphi \quad (2.7)$$

Po ureditvi dobimo:

$$\frac{dv}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\lambda v^2}{2D} = 0 \quad (2.8)$$

Če nadomestimo totalni diferencial s parcialnima, ki izražata lokalni in konvekcijski pospešek, ter upoštevamo, da mora tretji člen vedno obdržati smer, ki je nasprotna hitrosti, dobimo dinamično enačbo v končni obliki:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\lambda v |v|}{2D} = 0. \quad (2.9)$$

2.2 Kontinuitetna enačba

Izhajamo iz kontinuitetne enačbe, ki izraža pogoj, da je časovna sprememba mase v elementu enaka neto masnemu pretoku skozi površino elementa (Rajar, 1980):

$$-\frac{\partial(\rho A v)}{\partial x} \delta x = \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} \delta x \quad (2.10)$$

ali

$$-\left[\rho A \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial A}{\partial x} + v A \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] \delta x = \rho \frac{\partial A}{\partial t} \delta x + A \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \quad (2.11)$$

dalje dobimo:

$$-\left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] \delta x = \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \quad (2.12)$$

Enačbo (2.12) razstavimo na komponente:

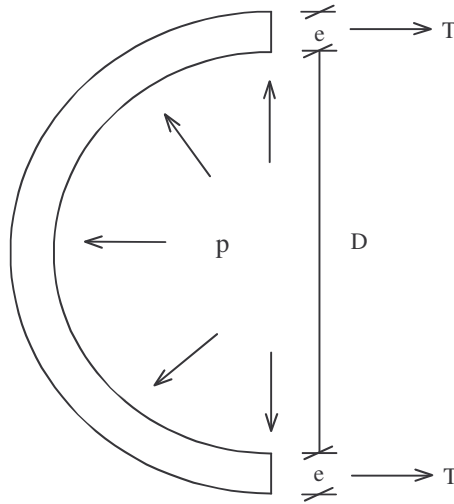
$$\underbrace{\frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t}}_{\frac{1}{A} \frac{dA}{dt}} + \underbrace{\frac{v}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t}}_{\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt}} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.13)$$

Prvi člen v enačbi (2.13) izraža vpliv elastičnosti cevi. Predpostavimo, da je cev tankostenska in sestavljena iz linearno elastičnega materiala. Izračunamo časovno spremembo prereza. Ravnotežni pogoj na enoto dolžine cevi lahko zapišemo kot:

$$pD = 2T \quad (2.14)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{D}{2} \frac{dp}{dt} \quad (2.15)$$

Ravnotežni pogoj za enačbo (2.14) določimo iz slike 4.



Slika 4: Ravnotežni pogoj na enoto dolžine cevi

Napetost v steni cevi je $\sigma = T/e$ in zato:

$$\frac{d\sigma}{dt} = \frac{D}{2e} \frac{dp}{dt} \quad (2.16)$$

Ob upoštevanju Hookovega zakona dobimo:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{D}{2eE} \frac{dp}{dt} \quad (2.17)$$

Specifični raztezek oboda je:

$$dr = d\varepsilon \frac{D}{2} \quad (2.18)$$

Povečanje ploščine kroga je:

$$dA = \pi D dr = \pi D dp \frac{D}{2eE} \frac{D}{2} \quad (2.19)$$

V zgornji enačbi upoštevamo izraz za ploščino kroga, obe strani delimo z A in dt in dobimo končno enačbo za vpliv elastičnosti cevi:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{eE} \frac{dp}{dt} \quad (2.20)$$

Drugi člen v enačbi (2.13) izraža stisljivost kapljevine. Modul stisljivosti izrazimo z gostoto:

$$K = \rho \frac{dp}{dt} \quad (2.21)$$

in drugi člen v enačbi (2.13) izrazimo z modulom stisljivosti:

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \quad (2.22)$$

Izraza (2.20) in (2.22) vstavimo v enačbo (2.13) in s tem se kontinuitetna enačba glasi:

$$\frac{D}{eE} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{K} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.23)$$

Izpostavimo člen, ki upošteva stisljivost kapljevine:

$$\frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \left(1 + \frac{KD}{eE} \right) + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.24)$$

in zapišemo drugače:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.24)$$

Pri tem je:

$$a^2 = \frac{K}{\rho \left(1 + \frac{KD}{eE} \right)} \quad (2.25)$$

Kasneje bomo dokazali, da izraža a hitrost širjenja tlačnih valov.

Tlak izrazimo s pomočjo enačbe (2.6) in odvajamo po času t :

$$\frac{dp}{dt} = v \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.26)$$

$$\frac{dp}{dt} = \rho g v \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right) + \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial t} - \frac{\partial z}{\partial t} \right) \quad (2.27)$$

Ker je cev v konstantnem položaju, je člen $\partial z / \partial t = 0$, uporabimo enačbo (2.7) in zapišemo kontinuitetno enačbo v končni obliki:

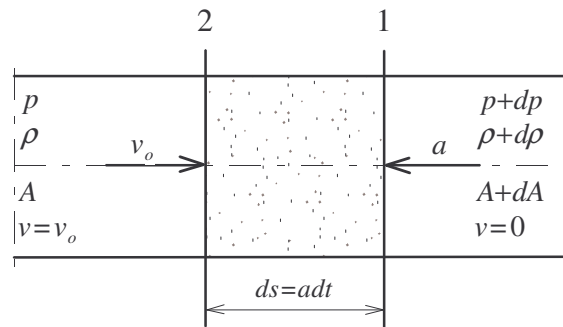
$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + v \sin \varphi = 0 \quad (2.28)$$

Dinamična enačba (2.9) in kontinuitetna enačba (2.28) predstavljata sistem nelinearnih parcialnih enačb prvega reda, hiperboličnega tipa.

2.2.1 Hitrost širjenja tlačnih valov

V enačbi (2.24) je a^2 konstanta, odvisna od lastnosti tekočine in lastnosti cevi. Dokazali bomo, da ta člen predstavlja kvadrat hitrosti širjenja tlačnih valov po danem cevovodu.

Opazujemo element tekočine, ki je omejen z dvema paralelnima presekom, pravokotnima na os cevovoda, kot je prikazano na sliki 5 (Bergant, 1981).



Slika 5: Tekočinski delec

V času t tlačni val pride do preseka 1 in v njem povzroči povečanje tlaka ($p+dp$), povečanje gostote ($\rho+dp$), povečanje preseka ($A+dA$) in zaustavitev pretoka. V času dt tlačni val prispe do preseka 2.

Masa tekočinskega elementa med presekom 1 in 2 se poveča za maso, ki priteče v ta element.

Postavimo enačbo:

$$\rho A v_o dt = (\rho + dp)(A + dA)adt - \rho Aadt \quad (2.29)$$

Enačbo razvijemo, zanemarimo člene višje stopnje in dobimo:

$$\left(\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} \right) a = v_o \quad (2.30)$$

Uporabimo izraz za modul stisljivosti (2.22) in prvi člen v oklepaju zapišemo na naslednji način:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{K} \quad (2.31)$$

Podobno naredimo za drugi člen v oklepaju. Uporabimo izraza (2.17) in (2.20) in zapišemo spremembo preseka cevovoda v enoti preseka:

$$\frac{dA}{A} = 2d\varepsilon \quad (2.32)$$

Zmanjšanje hitrosti pretoka in s tem povečanje tlaka povzroči v cevovodu napetosti in deformacije.

V našem primeru obravnavamo tankostenski cevovod ($e \ll D$). V pravokotnem prerezu cevi nastopa aksialna normalna napetost σ_1 , v radialnem prerezu tangentialna normalna napetost σ_2 , v tangencialni ravnini na notranji strani posode pa radialna normalna napetost $\sigma_r = -p$.

Napetosti v steni cevovoda so:

$$\sigma_1 = \frac{pD}{2e} \quad (2.33)$$

$$\sigma_2 = \frac{pD}{4e} \quad (2.34)$$

Aksialne in tangencialne deformacije zapišemo s pomočjo napetosti (Srpčič, 2003):

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu(-p + \sigma_2)) = \frac{pD(1-2\nu)}{4eE} \quad (2.35)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \nu(-p + \sigma_1)) = \frac{pD(2-\nu)}{4eE} \quad (2.36)$$

V našem primeru predpostavimo, da je cevovod vpet tako, da so preprečene aksialne deformacije.

Sprememba preseka cevovoda je odvisna od tangencialnih napetosti in s tem posledično tangencialnih deformacij.

Predpostavko o aksialnih deformacijah uporabimo v enačbi (2.35) in napišemo enačbo (2.32) v novi obliki:

$$\frac{dA}{A} = 2d\varepsilon_2 = dp \frac{D}{Ee} (1 - v^2) \quad (2.37)$$

Z upoštevanjem enačb (2.31) in (2.37) dobimo iz enačbe (2.30):

$$dp \left(\frac{a}{K} + a \frac{D}{Ee} (1 - v^2) \right) a = v_0 \quad (2.38)$$

Iz zakona o gibalni količini za tekočinski element med presekom 1 in 2, kot je prikazano na sliki 3, določimo povečanje tlaka dp . V času t se ta element giblje s hitrostjo $v + v_0$, v času $t + dt$ pa je $v = 0$.

Zapišemo enačbo za gibalno količino:

$$(\rho + d\rho)(A + dA)av_0 dt = (A + dA)dp dt \quad (2.39)$$

Zanemarimo spremembo gostote in dobimo:

$$dp = \rho v_0 a \quad (2.40)$$

Vstavimo v enačbo (2.38) in dobimo:

$$a = \frac{\sqrt{K}}{\sqrt{\rho \left(1 + \frac{KD}{Ee} (1 - v^2) \right)}} \quad (2.41)$$

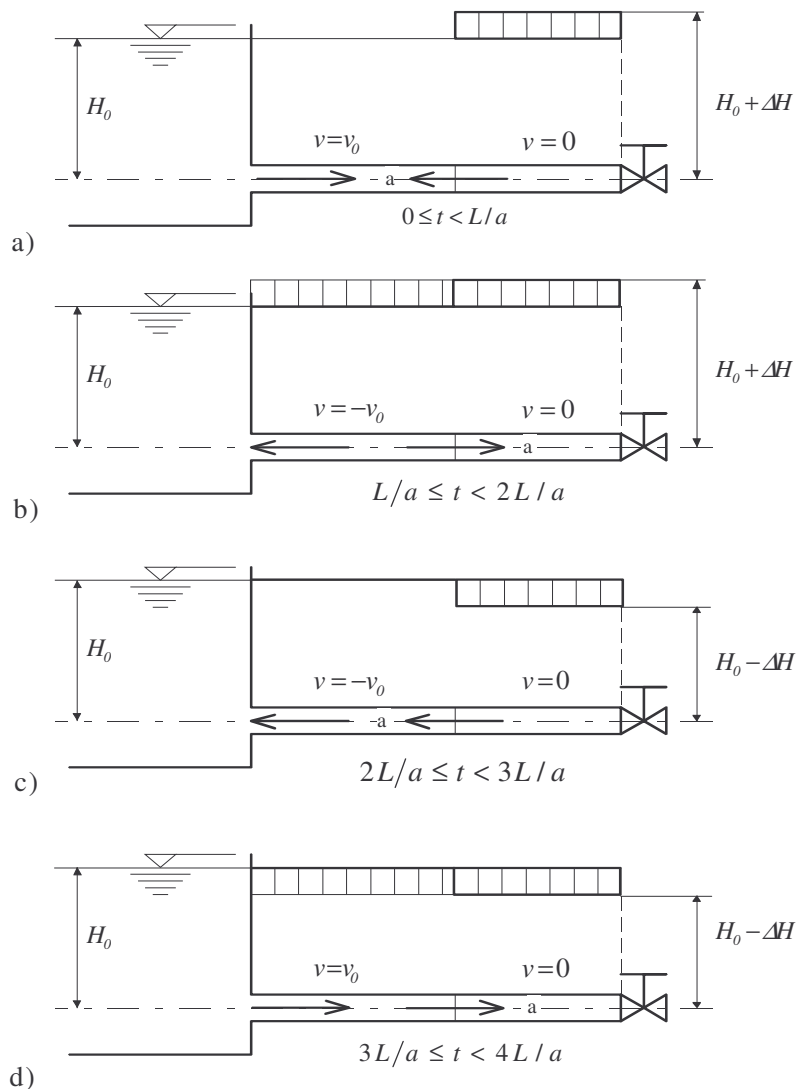
ali v splošni obliki:

$$a = \frac{\sqrt{K}}{\sqrt{\rho \left(1 + \frac{KD}{Ee} C \right)}} \quad (2.42)$$

Vidimo, da je enačba (2.42) enaka enačbi (2.25), razlikuje se za faktor C . Korekcijski faktor C zajema vpliv vgraditve cevovoda oziroma je odvisen od tega, če je cevovod zakopan ali posebej fiksiran. V primeru enačbe (2.25) je njegova vrednost enaka 1, kar ustreza modelu cevovoda, ki je vpet samo na zgornjem koncu. Korekcijski koeficienti so podani v literaturi, lahko pa uporabimo diagrame za direktno določanje hitrosti širjenja tlačnih valov (Rajar, 1980).

2.3 Gibanje tlačnih valov v cevovodu

Tlačni val, ki ga povzroči nenadna sprememba hidrodinamičnih količin, potuje navzgor in navzdol po cevovodu in se zaradi trenja zaduši po določenem času. Mehanizem potovanja tlačnega vala bomo prikazali na enostavnem hidravličnem sistemu rezervoar-cevovod-zapiralo, kot je prikazano na sliki 6 (Bergant, 2006).



Slika 6: Gibanje tlačnih valov v hidravličnem sistemu

Dolžina cevovoda je L , hitrost širjenja tlačnih valov a , začetna višina H_0 in pretočna hitrost v_0 . Zanemarimo trenje v sistemu, predpostavimo toge stene cevovoda, kapljevina je stisljiva.

Vodni udar je povzročen s trenutnim zaprtjem ventila (vodilnika turbine) na dolvodnem koncu cevovoda v času $t=0$ s.

Potek potovanja tlačnega vala razdelimo na štiri faze.

1. *Potovanje tlačnega vala od ventila proti rezervoarju* (slika 6 a, $0 \leq t < L/a$). V trenutku zaprtja ventila ($t = 0$ s) se zaustavi in stisne parcialni volumen kapljevine tik ob ventilu. V naslednjem trenutku se zaustavi in stisne parcialni volumen ob že zaustavljenem delčku kapljevine. Zaustavitev kapljevine potuje kot tlačni val s hitrostjo a proti rezervoarju. Na zgornji strani čela vala (čelo motnje gledamo v smeri potovanja vala) je tok stacionaren (H_0 , v_0 , motnja ga še ni dosegla), na spodnji strani čela vala pa kapljevina miruje ($H_0 + \Delta H$, $v = 0$ m/s). Tlačni val prispe do rezervoarja v času $t = L/a$.

2. *Odboj tlačnega vala pri rezervoarju in potovanje proti ventilu* (slika 6 b, $L/t \leq t < 2L/a$). V trenutku, ko tlačni val prispe do rezervoarja, vsa kapljevina v cevovodu miruje, tlačna višina pa je enaka $H_0 + \Delta H$. Ker je gladina vode v rezervoarju konstantna H_0 , v času $t = L/a$ obstaja neravnovesje med tlačno višino v rezervoarju (H_0) in cevovodu ($H_0 + \Delta H$). Kapljevina začne teči proti rezervoarju, višina v cevovodu pa se izenači z višino v rezervoarju. Negativni tlačni val tako potuje od rezervoarja proti ventilu. Na zgornji strani čela vala kapljevina miruje ($H_0 + \Delta H$, $v = 0$ m/s), na spodnji strani pa je tok kapljevine usmerjen proti rezervoarju (H_0 , $v = -v_0$). Tlačni val prispe do ventila v času $t = 2L/a$.

3. *Odboj tlačnega vala pri ventilu in potovanje proti rezervoarju* (slika 6 c, $2L/t \leq t < 3L/a$). V času $t = 2L/a$ po zaprtju ventila je tlačna višina v cevovodu enaka začetni vrednosti (H_0), vsa kapljevina teče v smeri proti rezervoarju ($v = -v_0$). Ker je ventil zaprt, ne moremo doseči hitrosti $-v_0$ pri ventilu (ni dotoka kapljevine). Tok kapljevine v smeri proti rezervoarju se zato pri ventilu ustavi, tlačna višina pa se zmanjša na $H_0 - \Delta H$. Zaustavitev gibanja kapljevine potuje kot negativni tlačni val proti rezervoarju. Na zgornji strani čela vala teče kapljevina v smeri proti rezervoarju (H_0 , $v = -v_0$), na spodnji strani čela vala pa kapljevina miruje ($H_0 - \Delta H$, $v = 0$ m/s). Tlačni val prispe do rezervoarja v času $t = 3L/a$.

4. *Odboj tlačnega vala pri rezervoarju in potovanje proti ventilu* (slika 6 d, $3L/t \leq t < 4L/a$). V času $t = 3L/a$ po zaprtju ventila doseže negativni tlačni val rezervoar, vsa kapljevina v cevovodu miruje ($v = 0$ m/s), tlačna višina v cevovodu je enaka $H_0 - \Delta H$. Ponovno obstaja

neravnovesje med tlačno višino v rezervoarju (H_0) in cevovodu ($H_0 - \Delta H$), kar je vzrok za ponovno odtekanje kapljevine proti ventilu, tlačna višina v cevovodu pa se izenači z višino v rezervoarju. Na zgornji strani čela vala kapljevina miruje ($H_0 - \Delta H$, $v = 0$ m/s), na spodnji strani čela vala pa je tok kapljevine usmerjen proti ventilu (H_0 , v_0), t.j. pretočni pogoji so enaki začetnim (stacionarnim) pogojem. Ko tlačni val v času $t = 4L/a$ prispe do zaprtega ventila, so pretočni pogoji v cevovodu enaki začetnim v času trenutnega zaprtja ventila $t = 0$ s.

Opisani časovni interval ($0 \leq t < 4L/a$) imenujemo teoretično periodo cevovoda v pojavu vodnega udara. Ob predpostavki, da se izgube zaradi trenja zanemarijo, se obravnavani proces nadaljuje s periodo $4L/a$. Čas $t = 2L/a$, ki poteče med začetkom tlačnega vala na zapornem organu in njegovim povratkom na začetno mesto, imenujemo faza. Kadar se zaporni organ zapre trenutno, se v cevovodu pojavijo maksimalni nadtlaki, ki ustrezajo polnemu vodnemu udaru. Razlikujemo dve možnosti:

- čas zapiranja je krajši od $t = 2L/a$
- čas zapiranja je daljši od $t = 2L/a$.

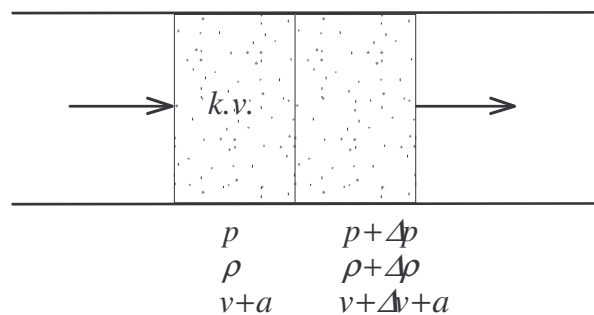
V prvem primeru lahko pojav razčlenimo na faze, ki so prikazane na sliki 6. Dolžina odseka cevovoda, na katerem se pojavijo maksimalni nadtlaki, je odvisna od dolžine cevovoda, hitrosti zapiranja in od hitrosti potovanja tlačnega vala.

V drugem primeru pa počasno zapiranje reducira maksimalni tlak in ščiti najbolj obremenjene odseke pred maksimalnim vodnim udarom.

2.3.1 Enačba Žukovskega

Enačba Žukovskega opisuje spremembo tlačne višine. Spremembo tlačne višine povzroči sprememba hitrosti, ki zaradi stisljivosti kapljevine ni zaznavna istočasno po celotni dolžini cevovoda.

Hidravlične razmere v kontrolnem volumnu (k.v.) cevovoda so podane na sliki 7. Predpostavimo toge stene cevovoda. Sprememba hitrosti od v na $v+\Delta v$ povzroči spremembo tlaka od p na $p+\Delta p$ (Bergant, 2004).



Slika 7: Pretočne razmere v cevovodu s togo steno

Upoštevamo osnovno obliko dinamične enačbe in določimo sile, ki delujejo na tekočinski delec.

Izmed zunanjih sil, ki delujejo na tekočinski delec, upoštevamo samo tlačne sile, trenje zanemarimo (Larock, Jeppson, Waters, 2000).

$$\sum F_{zun,x} = Q\rho\Delta v \quad (2.43)$$

$$pA - (p + \Delta p)A = (v + a)A\rho\Delta v \quad (2.44)$$

Upoštevamo $\Delta p = g\rho\Delta H$ in dobimo:

$$-g\rho\Delta HA = (v + a)A\rho\Delta v \quad (2.45)$$

Predpostavimo, da je hitrost širjenja udarnega vala a za red velikosti večja od pretočne hitrosti v . Ta pogoj ($a \gg v$) je vedno izpolnjen v pretočnem sistemu hidroelektrarne in v večini črpalnih sistemov ($v < 20 \text{ m/s}$, $a = 900 \div 1400 \text{ m/s}$).

Ob upoštevanju $v + a \approx a$ zapišemo enačbo (2.45) v novi obliki:

$$\Delta H = -\frac{a\Delta v}{g} \quad (2.46)$$

Dobljena enačba (2.46) je enačba Žukovskega. Iz nje je razvidno, da je sprememba tlačne višine približno stokrat večja od spremembe hitrosti ($a/g \approx 1000/10 = 10$). Vsako hitro zmanjšanje hitrosti povzroči velik nadtlak in nevarnost za obratovanje hidravličnega sistema.

2.4 Elastični in togi vodni udar

Model togega vodnega udara predpostavlja nestisljivo tekočino in toge stene cevovoda. Ostale predpostavke so enake kot smo jih navedli v začetku poglavja 2. in pri izpeljavi dinamične in kontinuitetne enačbe. Tlačni val se v primeru togega vodnega udara, teoretično, širi po cevovodu z neskončno hitrostjo.

V kontinuitetni enačbi (2.28) zanemarimo člen, ki izraža odvisnost spremembe piezometrične višine od lege opazovane točke, in člen, ki izraža vpliv nagnjenosti cevovoda. Po preureditvi dobimo:

$$\frac{g}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.47)$$

Elastične lastnosti cevovoda in tekočine so vsebovane v konstanti a^2 . Iz zgornje enačbe je razvidno, da je pri majhnih časovnih spremembah piezometrične višine vpliv stisljivosti tekočine in elastičnosti cevovoda zanemarljiv. Lahko zapišemo:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.48)$$

Enačba (2.48) nam pove, da je v takem primeru sprememba volumna vode v cevovodu nična. Dinamično enačbo (2.8) pa zapišemo v drugačni obliki:

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{g} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{v}{2} \right)^2 + \frac{\lambda v |v|}{2gD} + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (2.49)$$

Enačbo (2.49) integriramo vzdolž tokovnice x od točke 1 do točke 2 in dobimo:

$$H_2 - H_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \int_{x_1}^{x_2} \frac{\lambda v |v|}{2gD} dx + \frac{1}{g} \int_{x_1}^{x_2} \frac{\partial v}{\partial t} dx = 0 \quad (2.50)$$

Enačba (2.50) je Bernoullijeva enačba za nestacionarni tok. Zadnji člen v enačbi predstavlja dinamični prirastek piezometrične višine.

Stisljivost tekočine in elastičnost cevovoda bistveno vplivata na velikost vodnega udara in potek prehodnega procesa, kakor tudi na pojav različnih pulzacij v posameznih delih sistema. Posledica stisljivosti tekočine in elastičnosti sten cevovoda je ta, da tlačni valovi potujejo vzdolž cevovoda s končno hitrostjo a . Elastični vodni udar opišemo z dinamično enačbo (2.9) in kontinuitetno enačbo (2.28) za nestacionarni tok v zaprtem cevovodu.

Izračun po teoriji togega vodnega udara je enostavnejši od izračuna po teoriji elastičnega vodnega udara. Zato je potrebno poznati mejo uporabe teorije togega vodnega udara, pri kateri še dobimo dovolj točne rezultate. Meja uporabe je odvisna od dolžine cevovoda in časa zapiranja oziroma odpiranja pretoka vode. V hidroelektrarnah z vgrajenimi Francisovimi turbinami so dovodni cevovodi vedno tako dolgi, da je potrebno upoštevati teorijo elastičnega vodnega udara (Bergant, 1981).

Teorijo togega vodnega udara ponavadi lahko z zadostno natančnostjo uporabimo za analizo prehodnih pojavov v hidroelektrarnah, opremljenih s Kaplanovimi ali cevnimi turbinami, in v primeru analize nihanja vodne gladine v vodostanu.

3. METODE REŠEVANJA ENAČB VODNEGA UDARA

Dinamična enačba (2.9) in kontinuitetna enačba (2.28), ki opisujeta pojav elastičnega vodnega udara, sestavljata sistem nelinearnih parcialnih diferencialnih enačb prvega reda. Parcialne diferencialne enačbe so lahko eliptičnega, paraboličnega ali hiperboličnega tipa. V našem primeru imamo enačbe hiperboličnega tipa, saj kot bomo videli kasneje, sistem diferencialnih enačb izraža širjenje motenj (tlačnih valov) v obe smeri.

Rešitev problema je določitev odvisnih spremenljivk H (tlačna višina) in v (hitrost) v vsakem profilu x in v vsakem času t . Iščemo torej neznani funkciji $H(x,t)$ in $v(x,t)$. Ostali faktorji, ki predstavljajo karakteristiko hidravličnega sistema, so časovno neodvisni, lahko pa so funkcija koordinatne osi x .

Reševanje sistema obravnavanih parcialnih enačb je težavno z vidika pridobitve točne analitične rešitve. V ta namen so bile razvite grafične in numerične metode, v katerih so nelinearni členi zanemarjeni ali pa linearizirani. Nekatere izmed njih bomo na kratko opisali v naslednjem poglavju, osredotočili pa se bomo na metodo karakteristik.

3.1 Metoda karakteristik za reševanje enačb elastičnega vodnega udara

V novejšem času se za reševanje enačb vodnega udara največ uporablja metoda karakteristik, ki ima pred ostalimi metodami naslednje prednosti (Bergant, 1981):

- upošteva lahko vse člene ali pa samo vplivne člene v sistemu parcialnih diferencialnih enačb (2.9) in (2.28),
- numerično stabilnost,
- enostavno programiranje robnih pogojev,
- uporabna ja za zapletene pretočne sisteme,
- fizikalna razlaga pojava vodnega udara.

Po metodi karakteristik nadomestimo sistem parcialnih diferencialnih enačb (2.9) in (2.28) s štirimi navadnimi diferencialnimi enačbami, ki povezujejo odvisne in neodvisne spremenljivke vzdolž določenih karakterističnih krivulj (karakteristik) v fizikalni ravnini pot-čas (ravnina $x-t$).

Za izpeljavo metode karakteristik uporabimo linearno kombinacijo kontinuitetne in dinamične enačbe (Miklavčič, 2005).

$$L_1 = \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\lambda v |v|}{2D} = 0 \quad (3.1)$$

$$L_2 = \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + v \sin \varphi = 0 \quad (3.2)$$

Kontinuitetno enačbo pomnožimo z utežnim faktorjem κ :

$$\kappa \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + \kappa v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \kappa v \sin \varphi = 0 \quad (3.3)$$

formiramo linearno vsoto in prištejemo dinamično enačbo:

$$L = L_1 + \kappa L_2 \quad (3.4)$$

$$\kappa \left[\frac{\partial H}{\partial t} + \left(v + \frac{1}{\kappa} \right) \frac{\partial H}{\partial x} \right] + \left[\frac{\partial v}{\partial t} + \left(v + \kappa a^2 \right) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \kappa v \sin \varphi + \frac{\lambda v |v|}{2gD} = 0 \quad (3.5)$$

Izberemo, da je x funkcija od t in zapišemo totalna diferenciala odvisnih spremenljivk H in v :

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial H}{\partial t} \quad (3.6)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (3.7)$$

Na podlagi primerjave enačb (3.5), (3.6) in (3.7) zapišemo:

$$\frac{dx}{dt} = v + \frac{1}{\kappa} = v + \kappa a^2 \quad (3.8)$$

Odtod določimo utežni faktor:

$$v + \frac{1}{\kappa} = v + \kappa a^2 \Rightarrow \kappa^2 = \frac{1}{a^2} \Rightarrow \kappa = \pm \frac{1}{a} \quad (3.9)$$

Pretvorimo parcialno diferencialno enačbo (3.5) v navadno diferencialno enačbo z upoštevanjem diferencialnega operatorja in enačbe (3.9):

$$\kappa g \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + \kappa v g \sin \varphi + \frac{\lambda v |v|}{2gD} = 0 \quad (3.10)$$

Prav tako združimo enačbi (3.8) in (3.9) in dobimo:

$$\frac{dx}{dt} = v \pm a \quad (3.11)$$

Če predpostavimo, da je hitrost širjenja tlačnega vala veliko večja od pretočne hitrosti ($a \gg v$), potem lahko zanemarimo konvektivne člene v enačbi vodnega udara (2.9) in (2.28).

Ta pogoj je vedno izpolnjen v pretočnem sistemu hidroelektrarne in v večini črpalnih sistemov.

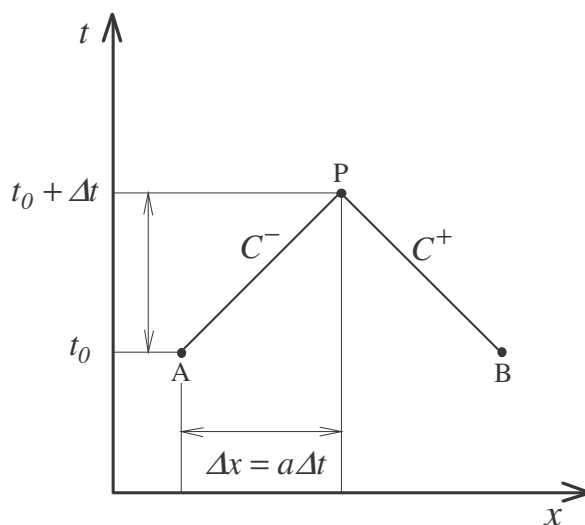
Dobimo dva para enačb, ki ju bomo označili s C^+ in C^- :

$$C^+ \begin{cases} \frac{dx}{dt} = a \\ \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + \frac{\lambda v |v|}{2D} = 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

$$C^- \begin{cases} \frac{dx}{dt} = -a \\ -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + \frac{\lambda v |v|}{2D} = 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

Prva enačba izmed para enačb C^+ in C^- predstavlja enačbo karakteristike, druga pa kompatibilitetno enačbo, ki je veljavna zgolj vzdolž karakteristike.

Pomen enačb lahko predstavimo v ravnini pot-čas (ravnina $x-t$), slika 8. Krivuljo C^+ imenujemo pozitivno karakteristiko, krivuljo C^- pa negativno karakteristiko. V fizikalnem smislu predstavljata kompatibilitetni enačbi širjenje motenj (tlačnih valov) v cevovodu. Motnja v točki A ob času t_0 doseže točko P po času Δt . Omenjene navadne diferencialne enačbe karakteristik rešujemo numerično z metodo končnih razlik.

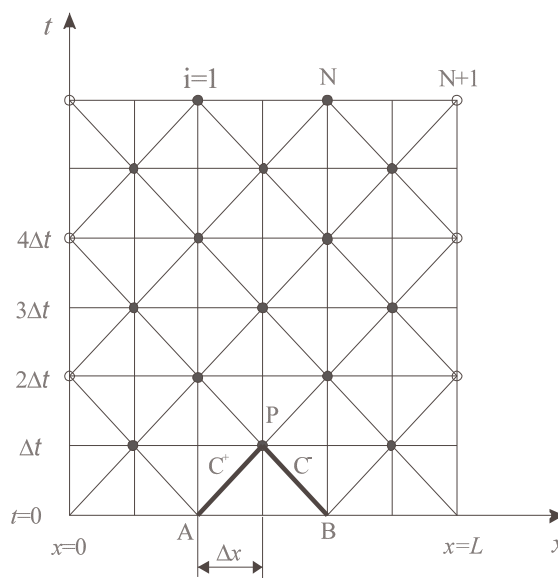


Slika 8: Karakteristični krivulji C^+ in C^-

3.1.1 Metoda končnih razlik

Podati je potrebno numerično rešitev navadnih diferencialnih enačb karakteristik in njihovih kompatibilitetnih enačb. Numerično rešitev podamo za konstantno hitrost širjenja tlačnih valov a in ob upoštevanju konstantnega Darcy-Weissbachovega koeficienta trenja za stacionarni tok λ . Predpostavka, da je koeficient trenja λ med prehodnim pojavom enak koeficientu trenja med stacionarnim tokom, približno velja za kapljevine z nizkim koeficientom kinematične viskoznosti (voda).

Cevovod razdelimo na N enakih delov z dolžino Δx , pri čemer je časovni korak enak $\Delta t = \Delta x/a$, kot je prikazano na sliki 9.



S poznavanjem vrednosti v in H v točki A lahko kompatibilitetno enačbo, ki velja vzdolž pozitivne karakteristike C^+ , pomnožimo z $(a/g)dt$, pretočno hitrost pa izrazimo s pretokom $v=Q/A$ in integriramo med mejama A in P .

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{a}{gA} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{\lambda}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_B} Q|Q|dx = 0 \quad (3.14)$$

Integracija prvih dveh členov v enačbi (3.14) je enostavna, kar pa ne velja za člen trenja, ki zahteva aproksimativen pristop. Da zagotovimo enostavno obliko enačbe in dovolj veliko natančnost v primeru nestacionarnega toka ter zagotovitev stacionarnih pogojev pri stacionarnem toku, uporabimo integracijo po delih z uporabo trapeznega pravila.

$$\begin{aligned} \int_{x_A}^{x_P} Q|Q|dx &= Q^2 x|_{x_A}^{x_P} - \int_{x_A}^{x_P} x dQ^2 = Q^2 x|_{x_A}^{x_P} - 2 \int_{x_A}^{x_P} x Q dQ^2 \\ &\approx Q_P^2 x_P - Q_A^2 x_A - 2 \left[\frac{Q_P x_P + Q_A x_A}{2} (Q_P - Q_A) \right] \\ &\approx Q_P |Q_A| (x_P - x_A) \end{aligned} \quad (3.15)$$

Celotna integrirana kompatibilitetna enačba (3.14) vzdolž pozitivne karakteristike C^+ je izražena v obliki:

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA}(Q_P - Q_A) + \frac{\lambda(x_P - x_A)}{2gDA^2}Q_P|Q_A| = 0 \quad (3.16)$$

Analogno integriramo kompatibilitetno enačbo negativne karakteristike C^- in dobimo:

$$H_P - H_B + \frac{a}{gA}(Q_P - Q_B) + \frac{\lambda(x_P - x_B)}{2gDA^2}Q_P|Q_B| = 0 \quad (3.17)$$

Enačbi (3.16) in (3.17) sestavljata sistem enačb za izračun piezometrične višine H_P in pretočne količine Q_P v času $t + \Delta t$ (točka P na sl. 9) na osnovi vrednosti v času t (točki A in B na sl. 9). Pogosto jih pišemo v zgoščeni obliki.

Vpeljemo karakteristično impedanco cevovoda B :

$$B = \frac{a}{gA} \quad (3.18)$$

Koeficient upora R :

$$R = \frac{\lambda \Delta x}{2gDA^2} \quad (3.19)$$

Enačbi (3.16) in (3.17) se glasita:

$$H_P - H_A + B(Q_P - Q_A) + RQ_P|Q_A| = 0 \quad (3.20)$$

$$H_P - H_B + B(Q_P - Q_B) + RQ_P|Q_B| = 0 \quad (3.21)$$

Vpeljemo konstante:

$$C_p = H_A + BQ_A \quad (3.22)$$

$$B_p = B + R|Q_A| \quad (3.23)$$

$$C_m = H_B - BQ_B \quad (3.24)$$

$$B_m = B + R|Q_B| \quad (3.25)$$

Enačbi (3.16) in (3.17) se v zgoščeni obliki glasita:

$$H_p - C_p + B_p Q_p = 0 \quad (3.26)$$

in

$$H_p - C_m + B_m Q_p = 0 \quad (3.27)$$

Pri določevanju mreže za metodo karakteristik je potrebno zadostiti pogoju numerične stabilnosti. Metoda karakteristik je stabilna, če ustreza Courant-Friederich-Lewyjevem kriteriju numerične stabilnosti, določenemu z naslednjo neenačbo:

$$\Delta x \geq a \Delta t \quad (3.28)$$

Metoda končnih razlik poda sprejemljive rezultate, če ustreza temu pogoju in je člen trenja dovolj majhen (Chaudhry, 1987).

3.2 Ostale metode reševanja

3.2.1 Metoda Runge-Kutta za reševanje enačb togega vodnega udara

Metoda Runge-Kutta je numerična metoda, namenjena reševanju navadnih diferencialnih enačb oblike:

$$\frac{dx}{dy} = f(x, y), y(x_0) = y_0 \quad (3.29)$$

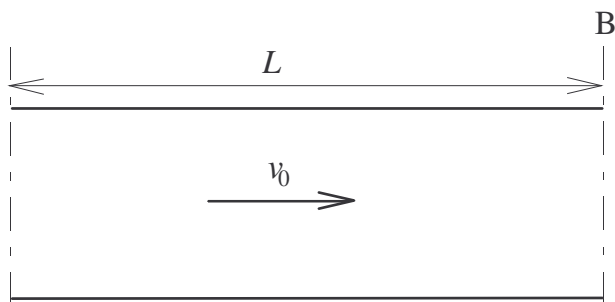
Metodo uporabljamo pri analizi vodnega udara v hidroelektrarnah z vgrajenimi Kaplanovimi ali cevnimi turbinami, kjer predpostavimo togi vodni udar. Parcialno diferencialno enačbo togega vodnega udara (2.50), kjer zanemarimo člen trenja (kratek cevovod), rešujemo skupaj z diferencialno enačbo vrtenja hidroagregata:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_G \quad (3.30)$$

Metoda zagotavlja stabilnost algoritma v praktično celotnem območju prehodnih režimov.

3.2.2 Aritmetična metoda

Pri tej metodi zanemarimo trenje in izhajamo iz enačbe gibalne količine kontrolnega volumna za odsek cevovoda med točkama A in B, kot je prikazano na sliki 10.



Slika 10: Aritmetična metoda

Enačbo Žukovskega (2.46) zapišemo za celoten interval sprememb:

$$\sum \Delta H = \pm \frac{a}{g} \sum \Delta v \quad (3.31)$$

Po integriranju dobimo:

$$H = \pm \frac{a}{g} v = C \quad (3.32)$$

Pozitivni predznak pomeni tlačni val, ki se širi od točke B proti A, negativni pa ravno obratno. Zapišemo enačbe na drugačen način:

$$H_A = + \frac{a}{g} v_A = H_B + \frac{a}{g} v_B \quad \text{širjenje vala od B proti A} \quad (3.33)$$

$$H_A = - \frac{a}{g} v_A = H_B - \frac{a}{g} v_B \quad \text{širjenje vala od A proti B} \quad (3.34)$$

Tlačni val prepotuje razdaljo med točko A in B v času L/a . Ob poznavanju robnih pogojev v točka A in poznanih vrednostih H_B in v_B lahko izračunamo H_A in v_A .

3.2.3 Grafična metoda

Grafična metoda predstavi enačbo (3.31) grafično v diagramu $H-v$, H na ordinatni osi in v na abscisni osi. Trenje se upošteva naknadno s korekcijo diagrama. Njena prednost je v nazorni predstavitvi fizikalnih pojavov med prehodnim režimom obratovanja turbine, postane pa nepregledna in dolgotrajna pri zapletenih pretočnih sistemih (Wylie, Streeter, Sou, 1993).

3.2.4 Algebraična metoda

Algebraična metoda je poseben primer metode karakteristik. Uporabna je za reševanje problemov v hidravličnih sistemih z majhnim trenjem in občutljivimi dinamičnimi robnimi pogoji. Glavna prednost te metode je, da lahko obravnavane enačbe uporabljamo za več časovnih odsekov, s tem da uporabimo časovni interval enega odseka ($\Delta t = \Delta x/a$). Metoda je prikladna za reševanje z računalnikom (Wylie, Streeter, Sou, 1993), (Bergant, 1981).

3.2.5 Implicitna metoda

Implicitna metoda temelji na metodi končnih razlik. Največ se uporablja za reševanje nestacionarnega toka s prosto gladino. Uporabljamo jo za sisteme, kjer vztrajnostna sila ni tako pomembna kot vpliv spremembe volumna (Bergant, 1981).

3.2.6 Metoda končnih elementov

Metoda končnih elementov je splošno sprejeta metoda za reševanje problemov v mehaniki trdnih teles in tekočin, vendar se zaenkrat pri reševanju problemov prehodnih pojavov uporablja redkeje. Metoda je uspešna pri prehodnih pojavih pri katerih se hidrodinamične količine spreminjajo zvezno. Pri hitrih spremembah prihaja v rezultatih do visokofrekvenčnih oscilacij hidrodinamičnih spremenljivk (Wylie, Streeter, Sou, 1993).

4. MODELIRANJE ROBNIH POGOJEV

V prejšnjem poglavju smo našeli in opisali metode za reševanje enačb vodnega udara. Za rešitev teh enačb je potrebno poznavanje robnih pogojev, ki sestavljajo pretočni sistem hidroelektrarne.

Vodni udar se kot motnja v obliki tlačnega vala širi od izvora po sistemu. Ko prispe do elementa sistema (turbina, črpalka, zaporni organ, razvejanje cevovoda, vodostan...), se širi naprej po cevovodu s spremenjeno intenziteto zaradi motnje elementa.

V tem poglavju bomo opisali robne pogoje, ki sestavljajo pretočni sistem hidroelektrarne. Med njimi predstavlja turbina najkompleksnejši in najpomembnejši robni pogoj. Definirali bomo specifično vrtilno frekvenco turbine, ki združuje značilne parametre turbine in jo tudi oblikovno popiše, energijsko število, pretočno število in školjčni diagram izkoristka.

Predstavili bomo tudi programsko opremo, ki jo bomo uporabili pri praktičnem izračunu.

4.1 Fizikalne veličine v pretočnem sistemu

Preden opišemo robne pogoje, je potrebno spoznati fizikalne veličine, ki vplivajo na hidravlične prehodne pojave. Razdelimo jih v tri skupine (Bergant, 1981):

1. *Geodetske in geometrične veličine*: za obravnavani pretočni sistem jih obravnavamo kot konstante. Sem spadajo: dolžine, premeri, debeline cevovoda, višinske kote osi cevovoda, tunela, sesalne cevi in zapornih organov, vsi karakteristični preseki dovoda, sesalne cevi, dimenzije vodostanov in nivoji zgornje in spodnje vode.
2. *Hidrodinamične veličine*: možna sprememba vrednosti teh količin v različnih časovnih intervalih. Tu obravnavamo pretoke v pretočnem sistemu in izgube zaradi trenja pri danem pretoku.
3. *Pogonske veličine*: veličine, ki opisujejo pogonske manevre. Opisujejo zakone zapiranja in odpiranja vodilnika, zapiralnih organov in regulatorjev tlaka. Zakoni morajo biti določeni za različne pogonske manevre, pretoke, padce in izjemne pogoje obratovanja.

Te zakone zapiranja moramo za izračun hidravličnih prehodnih pojavov predhodno izbrati. V primeru, da rezultati izračuna presežejo garancijske vrednosti, moramo

določiti nove zakone zapiranja, takšne, da rezultati izračuna ne bodo presegli garancijskih vrednosti.

4.2 Robni pogoji

Običajni elementi, ki predstavljajo robne pogoje, so (Bergant, 1981):

- zgornji in spodnji bazen,
- vodostan,
- zapiralni organ,
- razvejanje cevovoda,
- spoj dveh različnih cevovodov,
- pretrganje vodnega stebra,
- turbina.

4.2.1 Zgornji in spodnji bazen

Zgornji in spodnji bazen predstavljata levi in desni robni pogoj. Za oba bazena predpostavimo, da sta dovolj velika, da ostane nivo gladine med prehodnim pojavom konstanten.

4.2.2 Vodostan

Vodostan deluje kot vmesna odbojna točka, od katere se odbijajo udarni valovi. Zgradimo ga na daljših dovodnih (ali tudi odvodnih) rovih zato, da bistveno zmanjšamo maksimalne nadtlake vodnega udara. Voda iz dovodnega rova se z naraščanjem gladine vode v vodostanu počasi ustavlja. Pri hitrem povečanju pretoka pa doteka voda v tlačni cevovod iz rezerve v vodostanu. Vodostan mora biti varen in čim bolj ekonomičen. Čim bolj natančno je potrebno določiti maksimalno in minimalno koto, ki jo gladina med nihanjem lahko doseže, saj s tem določimo dimenzije vodostana. Vodostan mora ustrezati pogoju stabilnosti, pri povečanju obremenitve turbine ne sme priti do pojava dreniranja vodostana, med razbremenitvijo pa se voda ne sme preliti čez rob vodostana, razen če ni za to predvidenega ustreznega preliwa.

4.2.3 Zapiralni organi

Zapiralni organi so vgrajeni v dovodnem in odvodnem cevovodu hidroelektrarn. Njihov osnovni namen je zapiranje (odpiranje), ki je definirano z zakonom zapiranja (odpiranja).

Imajo tudi funkcijo varovanja hidroelektrarne pred poplavljanjem v primeru poškodbe cevovoda. Obravnavamo globinske zapiralne organe, ki se od površinskih razlikujejo po prevzemanju večjih obremenitev, močnejših pogonskih napravah, izpostavljenosti lokalnemu delovanju podtlakov in kavitaciji zaradi velikih hitrosti vodnega toka in dinamičnih obremenitvah. Poznamo naslednje globinske zapiralne organe: tablaste zapornice, segmentne zapornice, lopute ali diskaste zasune, kroglaste zasune, stožičaste regulacijske zasune in iglaste zasune.

Pri računski analizi upoštevamo lokalni upor, ki ga povzročajo zapiralni organi. Predturbinska zapirala so običajno lopute ali kroglasti zasuni. Poznati moramo pretočni koeficient, ki ga dobimo eksperimentalno na modelu geometrično podobnega zapirala v odvisnosti od odprtja le-tega, in neto padec v vozlišču, kjer se nahaja zapiralni organ.

4.2.4 Razvejanje cevovoda in spoj dveh cevovodov

O razvejanju cevovoda govorimo takrat, ko se cevovod večjega premera razdeli v več manjših. Temu ustrezno se tudi tlačni val razveja v delne valove. Spoj dveh cevovodov je na mestu, kjer se stikata dva cevovoda različnih dimenzij. Cevovoda se lahko razlikujeta med seboj po materialu, premeru, hrapavosti sten, debelini sten in načinu podprtja. Razlika v karakteristikah cevovoda vpliva predvsem na hitrost potovanja tlačnih valov.

4.2.5 Pretrganje vodnega stebra

Sprememba hitrosti povzroči prirastek in padec tlaka v danem pretočnem sistemu. Do pretrganja kapljevinskega stebra pride, ko se tlak v sistemu zniža na parni tlak kapljevine.

Ponovna združitev vodnega stebra povzroči velike narastke tlaka in lahko poškoduje cevovod. Pretrganje vodnega stebra se pojavi v primeru hitre razbremenitve črpalke ali hitrega zapiranja in odpiranja ventila. Zakoni zapiranja in odpiranja regulacijskih organov v pretočnem sistemu hidroelektrarne morajo biti urejeno tako, da se prepreči nastanek pretrganja vodnega stebra (Bergant, 2000).

4.3 Turbina

Turbina predstavlja najkompleksnejši robni pogoj. Obratovalna točka hidravličnega stroja je definirana s karakterističnimi veličinami.

Obratovalno točko Francisove turbine opišemo z naslednjimi karakterističnimi veličinami:

- H_n neto padec,
- Q_T pretok turbine,
- n vrtilna frekvenca,
- η izkoristek ali M – moment,
- A_0 relativno odprtje vodilnika.

Krivulje, ki podajajo medsebojno odvisnost karakterističnih veličin, imenujemo karakteristične krivulje turbine ali školjčni diagram. Karakteristike stroja dobimo z meritvami na modelu turbine. Iz rezultatov za model napovemo lastnosti prototipa. Pri tem mora biti zagotovljena geometrijska in hidravlična podobnost.

Oblika karakteristik je v grobem definirana s specifično vrtilno frekvenco stroja. Specifična vrtilna frekvenca stroja ima pomembno vlogo pri izbiri tipa turbine, zato jo bomo podrobno opisali v naslednjem poglavju.

4.3.1 Specifična vrtilna frekvenca turbine

Pri izbiri turbine igrajo pomembno vlogo ekonomski faktorji. Za najbolj učinkovito izrabo vodnega potenciala je potrebno izbrati tip turbine, ki pri danih pogojih obratuje z največjim izkoristkom in proizvede največ moči. Pri izbiri najustrežnejšega tipa turbine in njegove hidravlične oblike, glede na dane rečne pogoje, si pomagamo z izračunom specifične vrtilne frekvence.

Specifično vrtilno frekvenco izračunamo z naslednjo enačbo (Mosonyi, 1987):

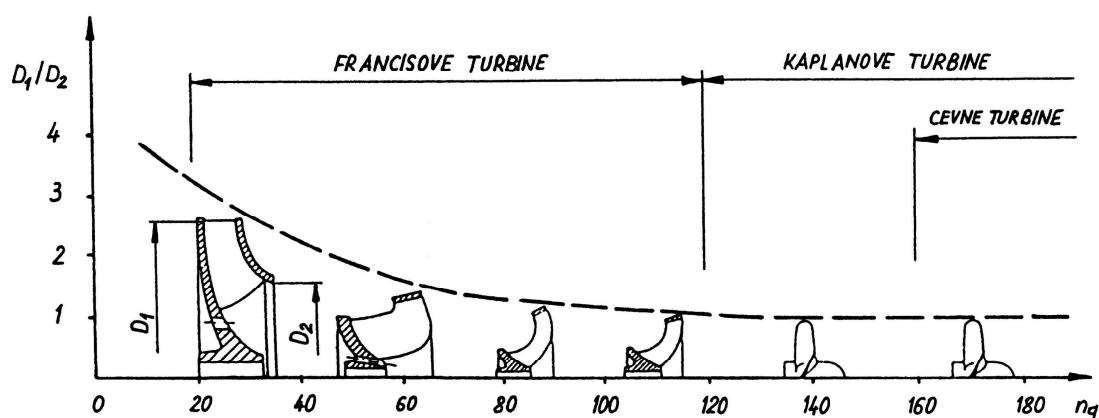
$$n_q = \frac{n\sqrt{Q_T}}{\sqrt[4]{H_n^3}} \quad (4.1)$$

Definicija je naslednja: specifična vrtilna frekvenca n_q je vrtilna frekvenca turbine pri pretoku $1 \text{ m}^3/\text{s}$ in višini 1 m , ki je hidravlično in geometrijsko podobna obravnavani turbini.

V literaturi se podaja specifična vrtilna frekvenca številčno in brez dimenzij. Specifična vrtilna frekvenca stroja zavzema konstantno vrednost in je definirana za optimalno obratovalno točko stroja.

Enačba (4.1) vsebuje vse parametre, ki turbino enoznačno določijo in oblikovno opišejo.

Vpliv specifične vrtilne frekvence na obliko nadtlačne turbine je prikazan na spodnji sliki.



Vpliv specifične vrtilne frekvence na obliko nadtlačne turbine (Bergant, 2004)

Iz slike je razvidno, da se z naraščanjem specifične vrtilne frekvence spreminja oblika turbine, radialna turbina prehaja v aksialno turbino.

S specifično vrtilno frekvenco n_q je povezana tudi značilna oblika Francisove turbine. Francisove turbine z majhnimi vrednostmi specifične vrtilne frekvence so nizke po višini, vstopni premer na vencu pa je večji kot izstopni premer na pestu.

4.3.2 Pretočno in energijsko število

Za medsebojno primerjavo turbin so karakteristične veličine neprimerne. Obratovalno točko turbine določimo z vrtilno frekvenco n , pretokom Q_T , neto padcem H_n in uvedemo brezdimenzijski števili φ in ψ .

Pretočno število φ je definirano kot (Djelić, 2004):

$$\varphi = \frac{Q_T}{\frac{\pi^2}{4} n D_{2,v}^3} \quad (4.2)$$

Energijsko število ψ pa z naslednjim izrazom (Djelić, 2004):

$$\psi = \frac{g H_n}{\frac{\pi^2}{2} n^2 D_{2,v}^2} \quad (4.3)$$

4.3.3 Školjčni diagram turbine

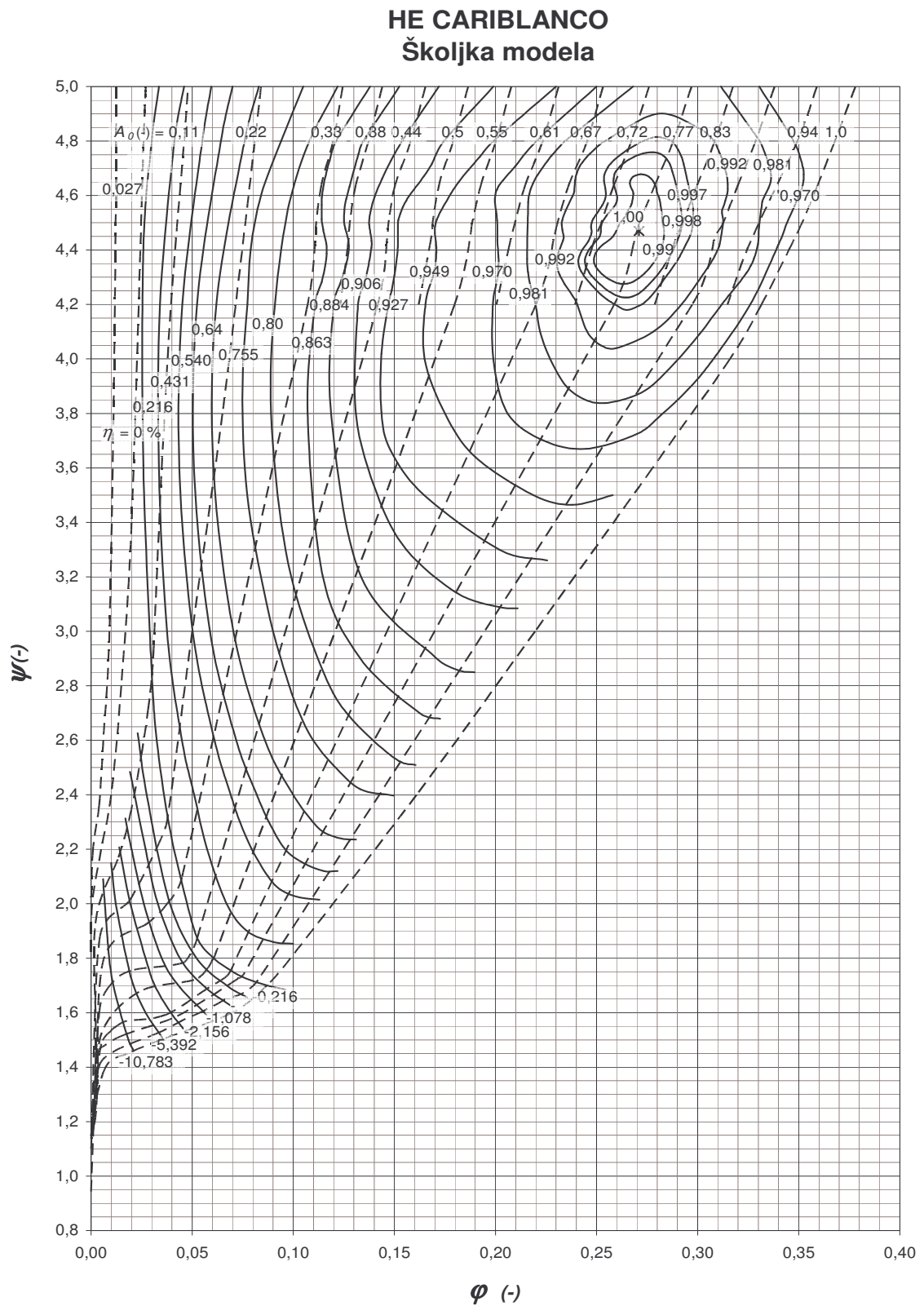
Školjčni diagram turbine imenujemo krivulje, ki predstavljajo razmerje med karakterističnimi veličinami turbine. Školjčni diagram dobimo tako, da v diagram vnesemo rezultate meritev na modelni turbini za več energijskih števil ψ . Za vsako energijsko število ψ izmerimo pretok in izkoristek pri več relativnih odprtjih vodilnika A_0 . Namesto pretoka vnesemo v diagram pretočno število ϕ . S krivuljami povežemo točke z istim izkoristkom η in dodamo še krivulje, ki povezujejo točke z istim relativnim odprtjem vodilnika.

S školjčnim diagramom dobimo osnovno karakteristiko turbine.

Pomembno je, da poljubni školjčni diagram velja za vse geometrijsko podobne turbine s podano specifično vrtilno hitrostjo.

Na spodnji sliki je podan školjčni diagram modela turbine HE Cariblanco. Izkoristki so normirani z vrednostjo izkoristka v optimalni točki obratovanja. Območje s pozitivnim izkoristkom imenujemo turbinsko področje obratovanja, kjer turbina oddaja moč generatorju. Krivulja ničnega izkoristka je krivulja pobega. Območje z negativnim izkoristkom je področje disipacije, kjer turbina energijo porablja.

Za izračun prehodnih pojavov je potrebno školjčni diagram pretvoriti v obliko, ki je primerna za uporabo v računalniškem programu. Najbolj primerna je Suterjeva transformacija (Bergant, 2004), ki jo bomo opisali v naslednjem poglavju.



Školjka modela HE Cariblanco (Djelić, 2004)

4.3.4 Suterjeva transformacija školjčnega diagrama

V poglavju 4.3.2 smo vpeljali izraza za pretočno in energijsko število. Omejimo se na dva homologna obratovalna režima. Iz enačbe (4.2) po preureditvi sledi:

$$\frac{Q_1}{n_1} = \frac{Q_2}{n_2} \quad (4.4)$$

oziroma iz enačbe (4.3):

$$\frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2} \quad (4.5)$$

V optimalni točki obratovanja poznamo nominalne vrednosti karakterističnih veličin. Definiramo brezdimenzijske karakteristike turbine:

$$h = \frac{H}{H_{opt}}; \quad q = \frac{Q}{Q_{opt}}; \quad \alpha = \frac{n}{n_{opt}}; \quad \beta = \frac{M}{M_{opt}} \quad (4.6)$$

Enačbi (4.4) in (4.5) se tako glasita:

$$\frac{h}{\alpha^2} = konst \quad (4.7)$$

in

$$\frac{q}{\alpha} = konst \quad (4.8)$$

Razmerje h/α^2 proti q/α povezuje padec in pretok turbine pri poljubni brezdimenzijski vrtilni frekvenci. Težave v izračunu prehodnih pojavov nastopijo, ko je α blizu ali enak nič.

Temu se izognemo z aritmetično modifikacijo razmerja h/α^2 proti q/α :

$$\frac{h}{\alpha^2} \rightarrow \frac{h}{A^2}; \text{ velja } A = \sqrt{\alpha^2 + q^2} \quad (4.9)$$

oziroma

$$\frac{q}{\alpha} \rightarrow \arctga\left(\frac{q}{\alpha}\right) \quad (4.10)$$

Podobno kot smo definirali razmerje $h/\alpha^2 - q/\alpha$, definiramo povezavo med momentom (izkoristkom) in pretokom pri poljubni brezdimenzijski frekvenci.

$$\frac{\beta}{\alpha^2} = konst \quad (4.11)$$

Opravimo enako modifikacijo kot pri enačbi (4.7):

$$\frac{\beta}{\alpha^2} \rightarrow \frac{\beta}{A^2} \quad (4.12)$$

Celotni školjčni diagram turbine smo s tem preslikali v polarni diagram z dvema sklenjenima krivuljama, ki predstavljata tlačno in momentno karakteristiko. Uporabimo pravokotni koordinatni sistem, kjer kot θ nanesemo na absciso x :

$$\theta = \pi + \arctg\left(\frac{q}{\alpha}\right), \quad (4.13)$$

tlačno in momentno karakteristiko pa nanesemo na ordinato y .

Tlačno karakteristiko označimo kot:

$$W_H = \frac{h}{A^2} \quad (4.15)$$

in momentno karakteristiko kot:

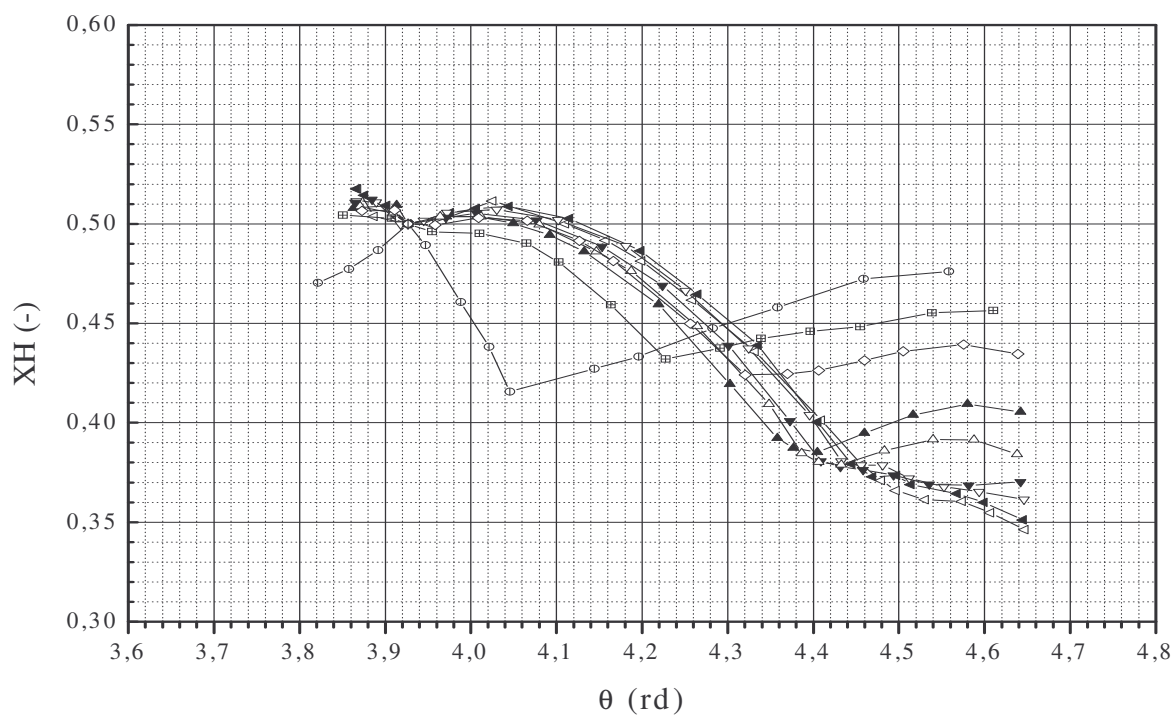
$$W_M = \frac{\beta}{A^2} \quad (4.16)$$

Ker je pri Francisovi turbini obratovalna točka definirana tudi z relativnim odprtjem vodilnika A_0 , predstavimo Francisovo turbino s serijo krivulj W_H in W_M za posamezna relativna odprtja vodilnika. Podobno kot pri školjčnem diagramu tudi tlačna in momentna karakteristika veljata za vse podobne turbine s podano specifično vrtilno frekvenco.

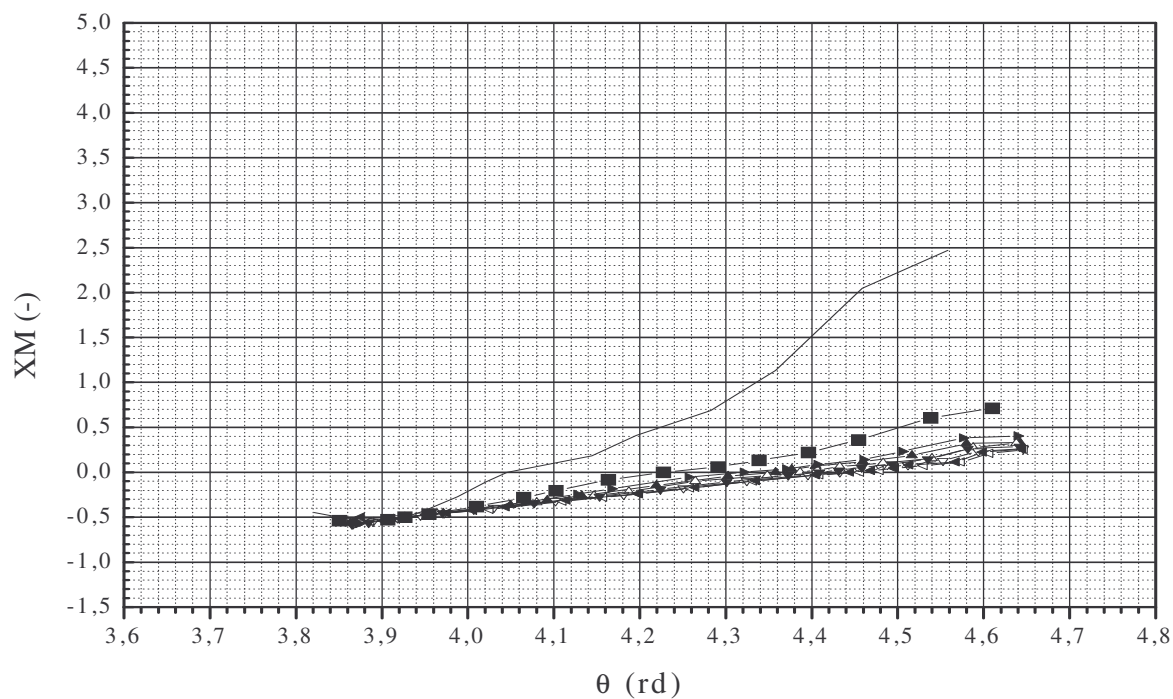
Na slikah 11 in 12 sta predstavljeni tlačna in momentna karakteristika za turbino HE Cariblanco. Program CERTITUDE zahteva, da sta tlačna in momentna karakteristika podani v obliki (Negre, 1983):

$$X_H = W_H |W_H| \quad (4.17)$$

$$X_M = W_M |W_M| \quad (4.18)$$



Slika 11: Tlačna karakteristika turbine HE Cariblanco



Slika 12: Momentna karakteristika turbine HE Cariblanco

5. PROGRAM CERTITUDE

Program CERTITUDE je namenjen simulaciji prehodnih pojavov v hidravličnih sistemih, ki se pojavijo zaradi obratovalnih manevrov v robnih pogojih sistema. Program je izdelek francoskega inženirskega podjetja Sogreah, licenco za uporabo programa ima podjetje Litostroj Power d.o.o. Matematični model je zasnovan na teoriji elastičnega ali togega vodnega udara in na metodi karakteristik kot numerični metodi za reševanje sistema enačb. Sistem enačb predstavlja gibalna in kontinuitetna enačba, robni pogoji hidravličnega sistema in začetni pogoji obratovalnega režima. Program računa tlak in pretok v definiranih točkah (vozliščih) hidravličnega sistema in ostale parametre v posebej definiranih robnih pogojih (npr. tlak v spirali turbine ali vrtilna frekvenca turbine). Program omogoča programiranje različnih hidravličnih elementov oziroma robnih pogojev.

Program razlikuje tri značilne kategorije elementov (Negre, 1983):

1. Elementi, priključeni v enem samem vozlišču (vodostani, rezervoarji z konstantnim nivojem gladine, zračni komore, razbremenilni ventili ...). Ti elementi so v programu predstavljeni z osem črkovno okrajšavo: SOUPAPES, COTEFIXE, CHEMIDEV, RESEAIR...
2. Cevovodi, podvrženi pojavu elastičnega vodnega udara. Ti cevovodi so v programu predstavljeni s štirimi črkami COND, ki jim uporabnik doda še štiri črke, s katerimi natančno definira posamezni tip cevovoda.
3. Elementi, ki povezujejo dva vozlišča in so pod vplivom trenutnega širjenja motenj v hidravličnem sistemu (dušilke, cevovodi, podvrženi togemu vodnemu udaru, nepovratni ventili...). Predstavimo jih s štirimi črkami (DIAF, MASS, VANN, POMP, CLAP...), ki jim dodamo pripono AMON ali AVAL (gorvodno ali dolvodno).

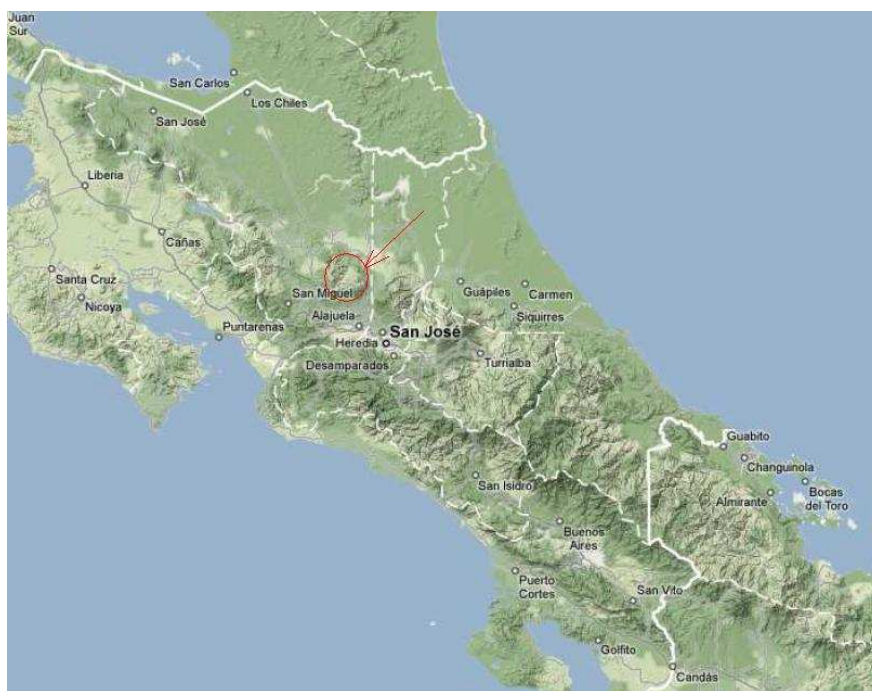
Program je napisan v programskem jeziku FORTRAN, vhodni podatki pa so sestavljeni iz dveh tekstovnih datotek. V prvi s končnico *.dia* sta definirani tlačna in momentna karakteristika turbine (črpalke). V drugi s končnico *.dat* pa definiramo elemente hidravličnega sistema. Rezultati se izpisujejo v definiranih časovnih korakih za vsako vozlišče posebej. Za izpis rezultatov uporabimo postprocesor CERTpost. Postprocesor prebere izhodno datoteko, izračuna in izpiše izbrane parametre v obliki tabel, ki so primerni za nadaljnjo računalniško obdelavo (npr. Excel, OriginLab....) (Pečar, 2007).

Turbina, ki predstavlja najpomembnejši robni pogoj, je v programu definirana s tlačno in momentno karakteristiko. Predstavlja nestacionarni robni pogoj, saj preko odpiranja in zapiranja vodilnika določamo časovno spremembo pretoka v turbini. Ta sprememba neposredno vpliva na red velikosti prehodnih pojavov, zato je pravilni zakon zapiranja in odpiranja vodilnika bistvenega pomena. Ostali robni pogoji so odvisni od sestave pretočnega sistema hidroelektrarne.

S tem poglavjem smo zaključili prvi del diplomske naloge. Sledi drugi del, v katerem bomo analizirali pretočni sistem hidroelektrarne Cariblanco, definirali vse potrebne podatke in izračunali hidravlične prehodne pojave za različne pogoje obratovanja.

6. ANALIZA HIDRAVLIČNIH PREHODNIH POJAVOV V PRETOČNEM SISTEMU HIDROELEKTRARNE CARIBLANCO

Hidroelektrarna Cariblanco leži v osrednjem kantonu province Alajuela, v južnoameriški državi Kostarika. Po zasnovi je visokotlačna hidroelektrarna akumulacijskega tipa in je namenjena pokrivanju konic porabe električne energije. Lokacija hidroelektrarne je prikazana na spodnji sliki.



Lokacija hidroelektrarne Cariblanco (www.maps.google.com)

Na mednarodnem razpisu je bil za izvajalca strojne opreme izbran konzorcij podjetij Litostroj Power d.o.o iz Ljubljane in Končar d.d. iz Zagreba. Gradnja hidroelektrarne se je začela leta 2004 in bila predana naročniku v obratovanje leta 2007.

Hidroelektrarna izkorišča vode zgornjega porečja reke Sarapiquí med višinami 840 in 411 m.n.v. in pretoke med $6,5 \text{ m}^3/\text{s}$ in $22,4 \text{ m}^3/\text{s}$. Voda je preko kompleksnega pretočnega sistema speljana do površinske strojnice, v kateri sta vgrajeni dve turbinski enoti tipa Francis z vertikalno gredjo in skupne nominalne moči 90 MW. Poleg dveh agregatov je podjetje Litostroj Power d.o.o. za naročnika dobavilo tudi dva predturbinska kroglasta zasuna,

vodostansko loputo, sistem hidravlične in digitalne regulacije, opravilo zagon hidroelektrarne ter vse potrebne meritve.

V spodnji preglednici so podani tehnični podatki o hidroelektrarni Cariblanco (Bergant, 2007).

Preglednica 1: Tehnični podatki za hidroelektrarno Cariblanco

Maksimalna kota gladine v gorvodnem bazenu	$Z_{zg,max} = 840$ m. n. v.
Povprečna gladina vode v gorvodnem bazenu	$Z_{zg,sr} = 837,5$ m. n. v.
Minimalna kota gladine v gorvodnem bazenu	$Z_{zg,min} = 832,5$ m. n. v.
Kota gladine v dolvodnem bazenu – obratujeta obe turbini	$Z_{sp,1T} = 412$ m. n. v.
Kota gladine v dolvodnem bazenu – obratuje ena turbina	$Z_{sp,2T} = 411,5$ m. n. v.
Maksimalni bruto padec	$H_{br,max} = 428,5$ m
Minimalni bruto padec	$H_{br,min} = 428$ m
Maksimalni neto padec pri minimalnem pretoku (obratuje ena turbina pri pretoku $Q_{Tmin} = 6,5$ m ³ /s)	$H_{n,max1} = 427,0$ m
Maksimalni neto padec pri maksimalne pretoku (obratuje ena turbina pri pretoku $Q_{Tmax} = 11,5$ m ³ /s)	$H_{n,max2} = 422,4$ m
Nominalni neto padec (obratujeta obe turbini, skupni pretok $Q_P = 21,0$ m ³ /s)	$H_{n,n} = 409,0$ m
Minimalni neto padec (obratujeta obe turbini, skupni pretok $Q_P = 22,4$ m ³ /s)	$H_{n,min} = 397,3$ m
TURBINA	
Tip turbine	Francis TFv 1,12/97 – 17
Nominalna moč turbine pri nominalnem neto padcu	$P_n = 44756$ kW
Vrtilna frekvenca turbine	$n = 720$ min ⁻¹
Vrtilna frekvenca pobega turbine	$n_p = 1225$ min ⁻¹
Premer turbine na vencu	$D_{2v} = 1120$ mm
Premer turbine na pestu	$D_{Ip} = 1600$ mm
Moment zamaha turbine	$mD_t^2 = 4,1$ tm ²
Središčna linija gonilnika	$Z_{cel} = 407,40$ m

se nadaljuje...

...nadaljevanje

GENERATOR	
Proizvajalec	KONČAR d.d.
Nazivna moč	$P_g = 51,730 \text{ MW}$
Vrtilna frekvenca	$n = 720 \text{ min}^{-1}$
Nazivna napetost	$U_n = 1380 \text{ V}$
Nazivni tok	$I_n = 2164 \text{ A}$
Nazivni faktor moči	$\cos\Phi = 0,85$
Moment zamaha generatorja	$mD_g^2 = 276 \text{ tm}^2$

Preden opravimo analizo hidravličnih prehodnih pojavov v pretočnem sistemu hidroelektrarne Cariblanco je potrebno natančno analizirati pretočni sistem in določiti karakteristiko cevovoda na podlagi izgub, ki so bile izmerjene med meritvami pri zagonu hidroelektrarne.

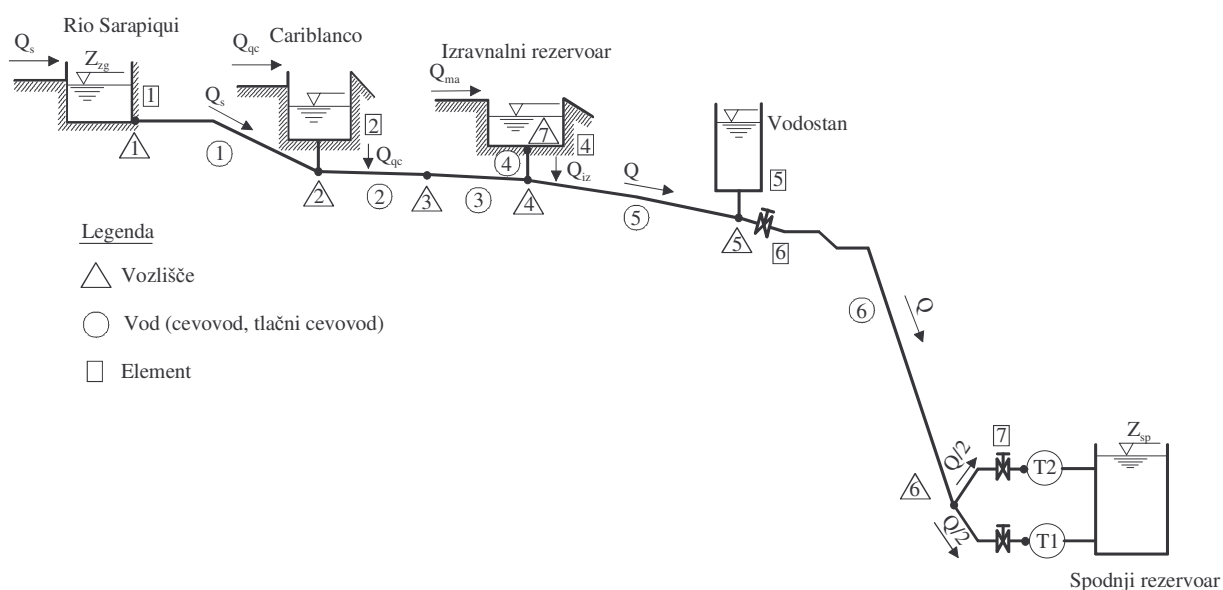
6.1 Pretočni sistem hidroelektrarne Cariblanco

Značilnost hidroelektrarne Cariblanco je kompleksen pretočni sistem, sestavljen iz različnih hidrotehničnih in hidravličnih objektov. Podatki o pretočnem sistemu so bili podani s strani investitorja (Villalobos, 2005).

Glavno zajetje hidroelektrarne se nahaja na reki Sarapiquí. Vodno zajetje je projektirano za pretok $15,37 \text{ m}^3/\text{s}$. Odvzem vode iz reke poteka preko 13 m visoke težnostne pregrade v zajetje Rio Sarapiquí. Dovod od vodnega zajetja dalje je sestavljen iz 6611,5 m dolgega tunela. Na razdalji 3232 m se nahaja bazen Cariblanco, ki dovaja pretok $5,15 \text{ m}^3/\text{s}$ iz zajetij rek Cariblanco in Quicuyal. Od tu naprej je tunel sestavljen iz dveh odsekov, 2800 m dolžine z notranjim premerom 2,7 m in 579,5 m dolžine z notranjim premerom 2,4 m. Na koncu tunela se nahaja izravnalni bazen, ki opravlja nalogo dnevne regulacije. Voda se iz izravnalnega bazena dovaja v času največje porabe električne energije in se napolni v urah, ko je poraba električne energije najmanjša. V izravnalni bazen se poleg pretoka iz zgornjih dveh zajetij dovaja tudi dodatni pretok $1 \text{ m}^3/\text{s}$ iz reke María Aguilar, s katerim se doseže skupni projektirani pretok $22,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

Od izravnalnega bazena poteka jekleni nizekotlačni cevovod skupne dolžine 1642,4 m in enakovrednega premera 2,42 m do cilindričnega vodostana z dušilko, notranjim premerom 12 m in višine 70,5 m. Vrednost dušilke je podana v obliki tlačnih izgub pri vtoku in iztoku iz vodostana. Od vodostana poteka jekleni tlačni cevovod dolžine 1467 m in notranjega premera 2,15 m do razvejitve, ki vodi v strojnico.

Pretočni sistem je prikazan na sliki 13. V preglednicah so podane karakteristike vodov pretočnega sistema, opisi in višinske kote posameznih vozlišč ter uporabi volumen izravnalnega bazena. Koeficient trenja je bil ocenjen glede na standardne pogoje hrapavosti.



Slika 13: Pretočni sistem hidroelektrarne Cariblanco

Karakteristike vodov iz slike 13 (Villalobos, 2005)

Vod #	L (m)	D (m)	λ (-)	a (m/s)	Q_P (m ³ /s)
1	3232	2,7	0,0139	1180	15,37
2	2800	2,7	0,0139	1180	20,52
3	579,5	2,4	0,0112	840	20,52
4	225,0	2,56	0,0120	840	22,50
5	1417,4	2,4	0,0112	840	22,50
6	1466,9	2,15	0,0118	1125	22,50

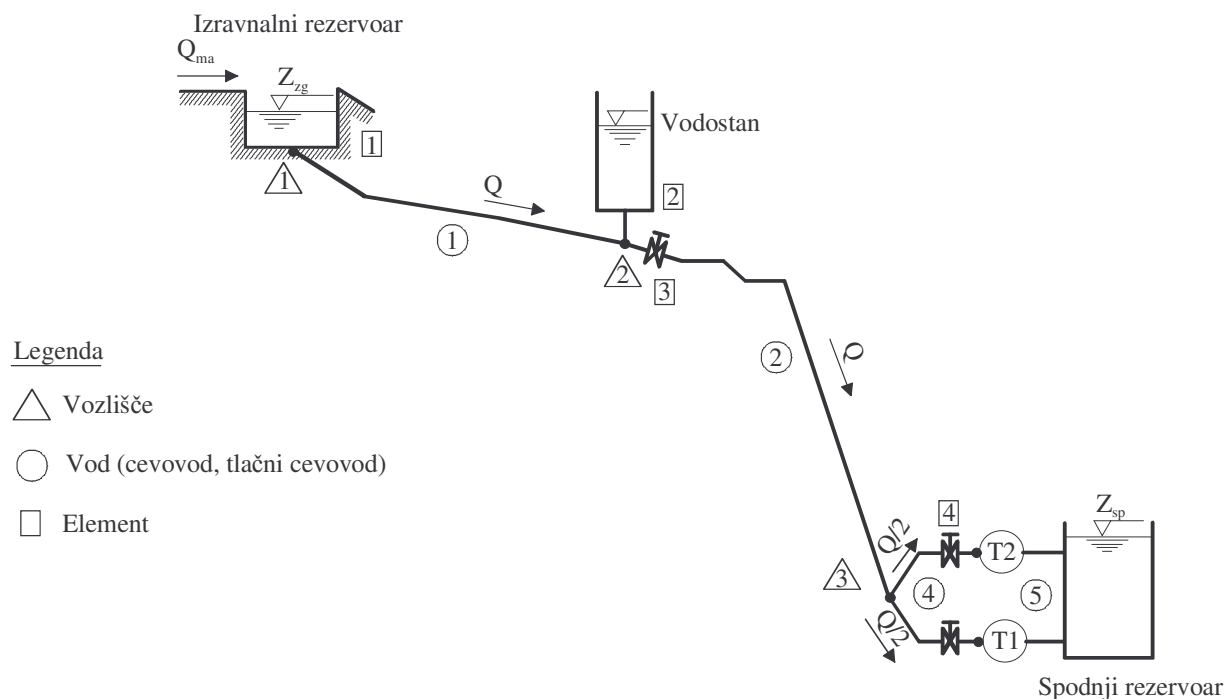
Opis vozlišč pretočnega sistema iz slike 13 (Villalobos, 2005)

Vozlišče #	Opis	Nivo (m.n.v.)
1	Bazen Rio Sarapiquí	826,25
2	Bazen Cariblanco	794,00
3	Spoj dveh cevovodov	810,00
4	Pritok iz izravnalnega rezervoarja	810,00
5	Vodostan	782,83
6	Turbine	407,40
7	Izravnalnik	809,00

Uporabni volumen izravnalnega bazena (Villalobos, 2005)

Nivo (m.n.v.)	Volumen (m ³)	Površina gladine (m ²)
830,50	0	23448
833,35	73295	28060
835,25	129729	31377
837,15	192649	34888
840,00	300000	40519

Gleda na analizo izgub v pretočnem sistemu, velikost uporabnega volumna izravnalnega bazena in pa s tenderjem zahtevanih neto padcev turbine pridemo do zaključka, da se potrební pretok dovaja iz izravnalnega rezervoarja. Vpliv dotoka vode iz zajetji Rio Sarapiquí in Cariblanco je zanemarljiv. Tako bomo za analizo hidravličnih prehodnih pojavov uporabili modificiran pretočni sistem, ki je prikazan na sliki 14. Ta je sestavljen iz izravnalnega rezervoarja, nizkotlačnega cevovoda, vodostana, vodostanske lopute, tlačnega cevovoda, razvejitve (vključno s spiralo), dveh kroglastih zasunov, dveh Francisovih turbin, sesalnih cevi in spodnjega rezervoarja.



Slika 14: Modificirani pretočni sistem

Karakteristike vodov modificiranega pretočnega sistema so prikazane v spodnji tabeli.

Preglednica 2: Karakteristike vodov modificiranega pretočnega sistema

Vod#	Opis	L (m)	D (m)	λ (-)	a (m/s)
1	Nizkotlačni cevovod	1642,4	2,42	0,0113	/
2	Tlačni cevovod	1467	2,15	0,0118	1121,56
4	Razvejitev	20,27	1,41	0,0106	/
5	Sesalna cev	10,86	1,8	0,0104	/

Vrednosti koeficienta trenja λ za razvejitev in sesalno cev s strani investitorja niso bili podani. Izračunali smo jih s pomočjo Moodyjeve enačbe za srednjo višino hrapavosti novih jeklenih cevi $k = 0,05$ mm in pretok $Q_T = 11,25$ m³/s (Kraut, 2007).

$$\lambda = 5,5 \cdot 10^{-3} \left(1 + \left(2 \cdot 10^4 k/D + 10^6 / Re \right)^{1/3} \right) \quad (5.1)$$

Na spodnjih slikah so prikazani vsi pomembni hidrotehnični in hidravlični elementi hidroelektrarne Cariblanco.



Izravnalni rezervoar (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)



Vodostanska loputa (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)



Vodostan (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)



Tlačni cevovod (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)



Kroglasti zasun (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)



Sesalna cev (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)

6.2 Meritve fizikalnih veličin na hidroelektrarni Cariblanco

Meritve fizikalnih veličin na hidroelektrarni Cariblanco so bile izvedene ob prvem zagonu in predaji hidroelektrarne njenemu lastniku. Meritve je opravila ekipa funkcijskega laboratorija podjetja Litostroj Power d.o.o. Opravljene so bile meritve obratovalnih parametrov na glavnih in pomožnih sistemih hidroelektrarne (Dolenc, 2007).

Za analizo hidravličnih prehodnih pojavov so pomembne meritve naslednjih časovno odvisnih veličin:

- vodni tlak v spirali turbine,
- vrtilna frekvenca turbine,
- gib servomotorja vodilnika,
- vodni tlak na vodostanski loputi.

Opisali bomo posamezno meritev s pripadajočo merilno shemo, uporabljene inštrumente in ocenili napako pri posamezni meritvi.

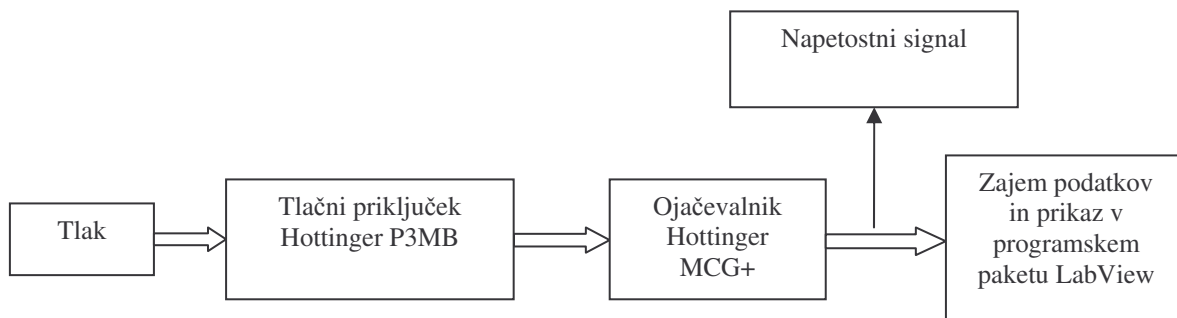
6.2.1 Meritev vodnega tlaka v spirali turbine

Vodni tlak v spirali turbine merimo preko vgrajenega priključka s tlačnim priključkom Hottinger P3MB. Tlačni prikljček je na spiralo priključen na koti 407,4 m.n.v.



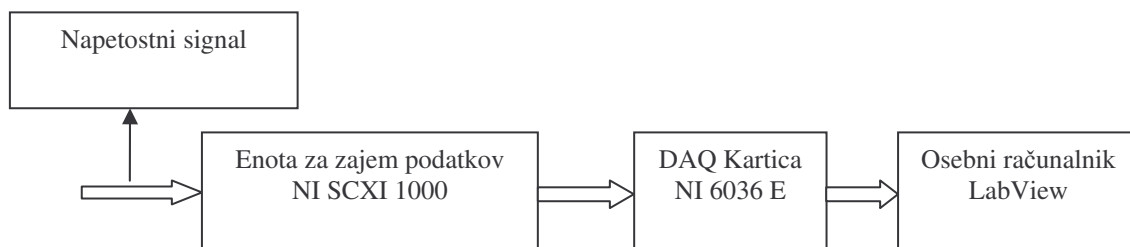
Meritve vodnega tlaka v spirali (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)

Uporovni listič, nameščen na vgrajeni priključek, zazna tlačno spremembo v obliki spremembe upornosti. Šibak signal ojačamo z ojačevalnikom Hottinger MCG+ ter ga prikažemo na računalniku. Celotna merilna shema je prikazana na slikah 15 in 16.



Slika 15: Merilna shema meritve tlaka v spirali

Ojačani analogni napetostni signal je preko enote za zajem podatkov NI SCXI 1000 speljan v digitalno kartico NI 6036 in v osebni računalnik, kjer podatke obdelamo s programskim paketom LabView. Shema zajema podatkov je prikazana na spodnji sliki.



Slika 16: Zajem podatkov

6.2.2 Meritev vrtilne frekvence turbine

Vrtilno frekvenco turbine merimo z induktivnim zaznavalom Bi 3-EM12WD-AP6X proizvajalca Turck.

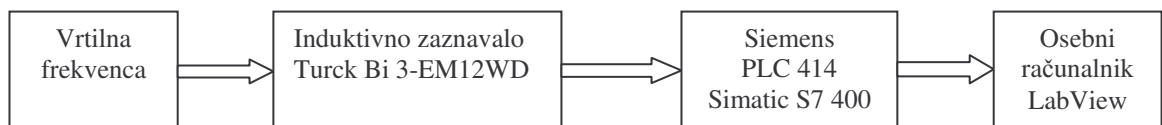
Induktivno zaznavalo zazna generirano inducirano napetost na čelni površini rotirajočega zoba, ki je nameščen na gred gonilnika. Analogni napetostni signal je speljan v Siemensovo centralno procesno enoto, ki signal ojača, ga pretvori v digitalno obliko in na podlagi

ustreznega algoritma šteje inducirane impulze. Signal nato obdelamo z osebnim računalnikom v programskem paketu LabView.

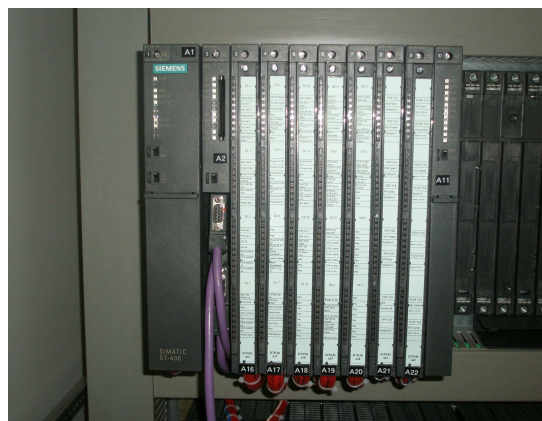
Na spodnjih slikah so prikazani lokacija meritve, merilna shema (slika 17) in centralno procesna enota.



Meritev vrtilne frekvence (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)



Slika 17: Merilna shema meritve vrtilne hitrosti



Centralno procesna enota Siemens SIMATIC S7-400 (Fotografija: Jernej Mazij)

6.2.3 Meritev giba servomotorja vodilnika

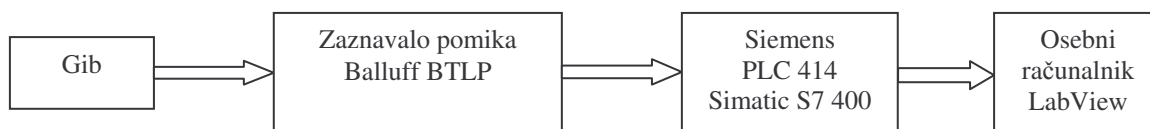
Gib servomotorja vodilnika merimo z merilno letvijo BTLP proizvajalca Balluf.

Na servomotorju nameščena merilna letev deluje na osnovi merjenja upornosti. Sprememba lege servomotorja povzroči v uporovnem zaznavalu spremembo upornosti, kar posledično pomeni spremembo električne napetosti. Analogni napetostni signal je speljan v Siemensovo centralno procesno enoto, ki signal ojača, ga pretvori v digitalno obliko, nato pa ga obdelamo z osebnim računalnikom v programskem paketu LabView.



Meritev giba servomotorja vodilnika (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)

Merilna shema je prikazana na sliki 18.



Slika 18: Merilna shema meritve giba servomotorja vodilnika

6.2.4 Meritev vodnega tlaka na vodostanski loputi

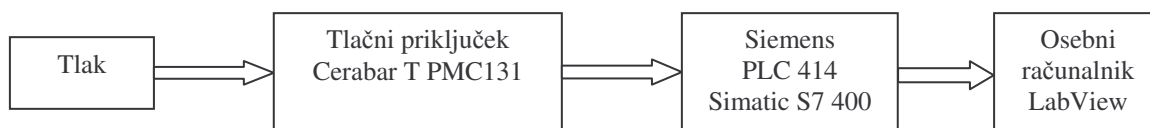
Tlak na vodostanski loputi merimo s tlačnim priključkom Cerabar T PMC131 proizvajalca Endress – Hauser. Tlačni priključek meri vodni tlak na koti 782,1 m.n.v.

Tlak na vodostanski loputi povzroči odklon keramične diafragme, vgrajene v tlačnem priključku. Ta odklon povzroči sorazmerno spremembo kapacitivnosti, ki je izmerjena z elektrodami na keramičnem senzorju. Analogni napetostni signal je speljan v Siemensovo centralno procesno enoto, ki signal ojača, ga pretvori v digitalno obliko, nato pa ga obdelamo z osebnim računalnikom v programskem paketu LabView.

Na spodnjih sliki je prikazana lokacija meritve. Na sliki 19 je prikazana merilna shema meritve tlaka na vodostanski loputi.



Lokacija meritve tlaka na vodostanski loputi (Arhiv Litostroj Power d.o.o.)



Slika 19: Merilna shema meritve tlaka na vodostanski loputi

6.2.5 Ocena napake merjenih fizikalnih veličin

Rezultati meritev so vedno podvrženi napakam. Te napake so lahko sistematične ali slučajne. Sistematične napake se ponavljajo pri vsakem ponovnem merjenju. Sistematične napake odpravimo na osnovi kalibracijskih certifikatov, korekcijskih tabel in s kontrolo merskih naprav in postopkov.

Slučajne napake so napake, katerih vrednost se spreminja na način, ki ga ne moremo predvideti, čeprav poznamo uporabljene merilne naprave in pogoje merjenja. Slučajnih napak ne moremo nikoli popolnoma odpraviti, saj jih ne moremo določiti po smeri in velikosti kot sistematične napake.

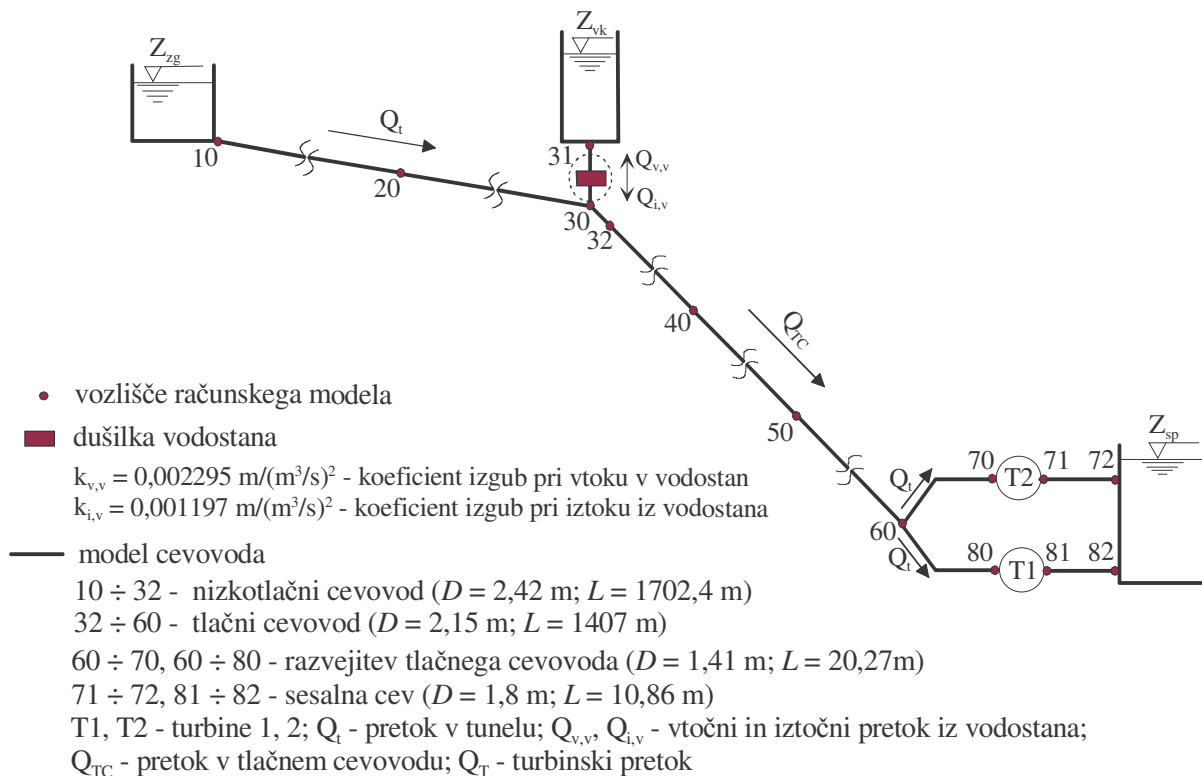
V preglednici 3 so podatki o oceni napake merjenih fizikalnih veličin. Ocena napake je sestavljena iz podatka o razredu natančnosti inštrumenta in slučajne napake pri meritvi. Podatek o razredu natančnosti pridobimo iz kalibracijskega certifikata ali pa od proizvajalca instrumenta. Slučajno napako lahko pridobimo na podlagi ocene in poročila o opravljenih meritvah.

Preglednica 3: Ocena napake merjenih fizikalnih veličin

Inštrument	Razred natančnosti (%)	Ocena napake (%)
Tlačni priključek Hottinger P3MB	0,2	0,28
Induktivno zaznavalo Turck BI3	0,05	0,11
Merilna letev Balluf BTLP	0,002	0,2
Tlačni priključek Cerabar T PMC131	0,5	0,51
Ojačevalnik MGC+	0,1	0,1

6.3 Računski model pretočnega sistema hidroelektrarne Cariblanco

Pri računu hidravličnih prehodnih pojavov je potrebno definirati računski model pretočnega sistema. Sestavljen je iz posameznih hidravličnih elementov, ki so programirani v skladu s pravili programa CERTITUDE. Računski model pretočnega sistema je prikazan na sliki 20.



Slika 20: Računski model pretočnega sistema

Računski model zajema zgornji bazen, nizkotlačni cevovod, cilindrični vodostan z dušilko, tlačni cevovod z razvejanjem, dve vertikalni Francisovi turbini, sesalne cevi in spodnji rezervoar. Za zgornji in spodnji rezervoar predpostavimo konstantno gladino vode. Nizkotlačni cevovod in razvejitev so modelirani kot cevovodi, ki so podvrženi vplivu togega vodnega udara. Vodostan z dušilko je zajet kot robni pogoj. Tlačni cevovod je modeliran kot elastični cevovod, definiran z geometrijskimi karakteristikami, koeficientom tlačnih izgub in hitrostjo širjenja tlačnih valov. Francisova turbina je opisana s tlačnimi in momentnimi karakteristikami, ki jih pridobimo iz školjčnega diagrama. Izračun poteka v časovnih intervalih Δt , ki jih narekujejo pogoji numerične stabilnosti. Robne pogoje predstavljajo zgornji in spodnji rezervoar, vodostan in turbina. Začetne pogoje predstavljajo nivo vode v zgornjem in spodnjem rezervoarju, pretoki in tlaki v sistemu, vrtilna hitrost in moč turbine in odprtje vodilnika.

Koeficient trenja, ki je potreben za modeliranje nizkotlačnega in tlačnega cevovoda, smo umerili na podlagi rezultatov meritve energijskih izgub, ki so v poročilu o opravljenih meritvah fizikalnih veličin.

6.4 Energijske izgube v pretočnem sistemu hidroelektrarne Cariblanco

Energijske izgube v hidravličnem sistemu računamo iz primerjave energijskih razmer med dvema prerezoma v hidravličnem sistemu (Steinman, 1991):

$$E_1 = E_2 + \sum E_{izg} \quad (5.2)$$

V členu $\sum E_{izg}$ so zajete celotne lokalne in linijske izgube v hidravličnem sistemu. Izrazimo jih z naslednjo enačbo, pri čemer upoštevamo zakon superpozicije (Steinman, 1991):

$$\sum E_{izg} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \frac{v_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \xi_j \frac{v_j^2}{2g} \quad (5.3)$$

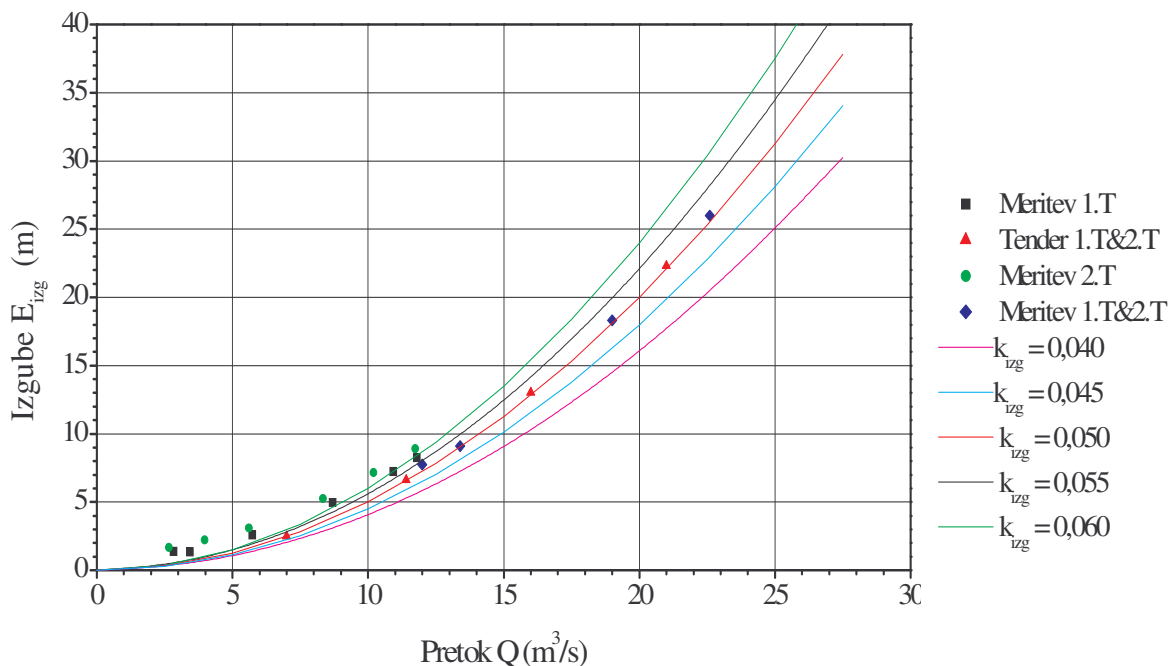
Energijske izgube pa lahko s preureditvijo zgornje enačbe izrazimo kot funkcijo pretoka.

$$\sum E_{izg} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \frac{v_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \xi_j \frac{v_j^2}{2g} = Q^2 \left[\frac{1}{g} \sum_{i=1}^n \frac{8L_i \lambda_i}{D_i^5 \pi^2} + \frac{1}{g} \sum_{j=1}^m \frac{8\xi_j}{D_j^4 \pi^2} \right] = k_{izg} Q^2 \quad (5.4)$$

Za izračun hidravličnih prehodnih pojavov bomo uporabili karakteristiko cevovoda k_{izg} , ki jo določimo na podlagi rezultatov meritev med prevzemnimi preizkusi.

Na sliki 21 so prikazane energijske izgube v primeru, da obratuje samo ena turbina (1.T, 2.T), da obratujeta dve turbini (1.T&2.T), in energijske izgube, izračunane na podlagi teoretičnih podatkov (tender). V preglednici 2 so podani teoretični podatki za Darcy-Weissbachov koeficient trenja, zanemarjen je vpliv lokalnih izgub.

V graf so vrisane kvadratne parabole za nekaj izbranih koeficientov trenja k_{izg} . Vidimo, da se rezultati meritev pri obratovanju dveh turbin hkrati zelo dobro ujemajo s krivuljo pri karakteristiki cevovoda $k_{izg} = 0,05$. To je tudi vrednost faktorja k_{izg} , ki ustreza rezultatom iz teoretičnih podatkov. Rezultati tudi potrjujejo predpostavko, da je vpliv lokalnih izgub zaradi dolgih cevovodov minimalen in jih lahko zanemarimo. Pri rezultatih obratovanja samo ene turbine opazimo, da ti ustrezajo krivuljam za večje koeficiente trenja.



Slika 21: Energijske izgube v pretočnem sistemu

Za račun hidravličnih prehodnih pojavov bomo uporabili karakteristiko cevovoda $k_{izg} = 0,05$. Čeprav se teoretično ta koeficient spreminja z režimom toka, bomo predpostavili, da je njegova vrednost konstantna za vse primere računa, ker prehodni pojavi potekajo v hidravlično prehodnem režimu.

6.5 Garancijske vrednosti in zakon zapiranja vodilnih lopatic

Cilj izračuna hidravličnih prehodnih pojavov je zagotoviti jamstvene kriterije, ki jih naročnik zahteva od dobavitelja, za obratovanje turbine pri različnih obratovalnih režimih. Prehodni pojavi pri različnih obratovalnih režimih zajemajo vodni udar, kamor sodijo nihanje tlaka vode in pretokov v sistemu zaradi regulacije turbine, sprememba vrtilne frekvence in nihanje gladine vode v vodostanu. V pogodbi predpisane garancijske vrednosti za maksimalno in minimalno velikost tlaka v dovodnem in odvodnem sistemu, maksimalno povečanje vrtilne frekvence in moment zamaha turbine in generatorja ne smejo preseči zahtevanih vrednosti. Te garancijske vrednosti lahko predpiše naročnik ali pa dobavitelj turbine v soglasju z naročnikom.

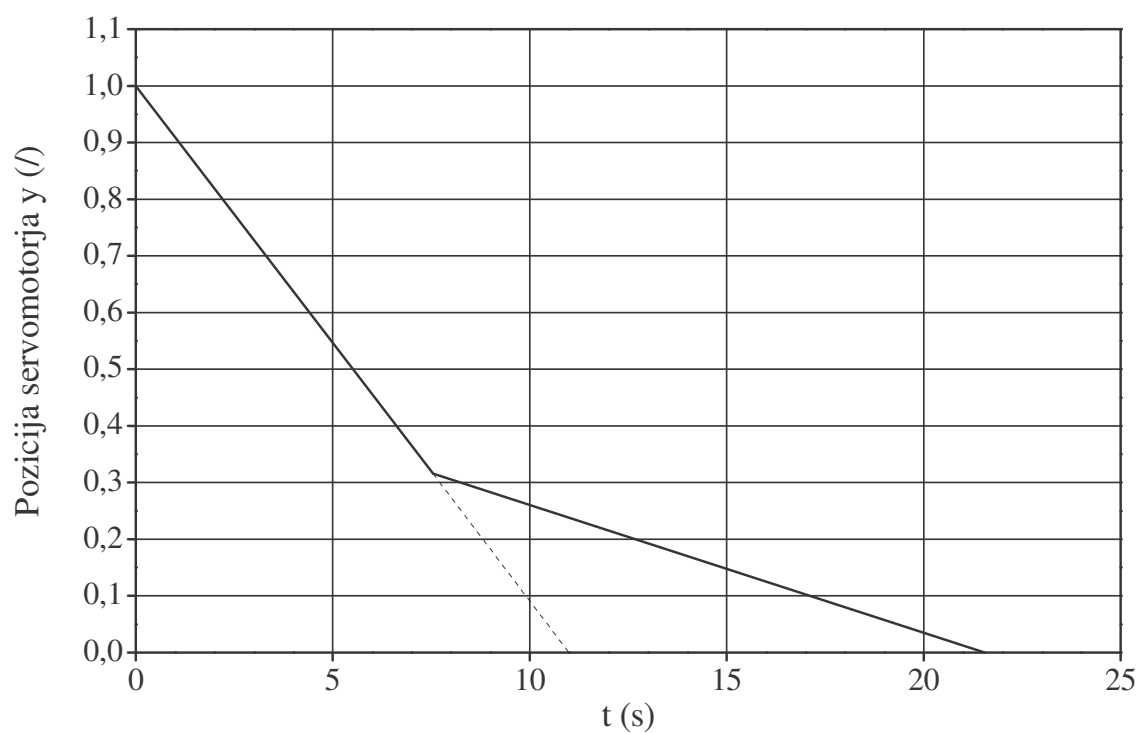
V projektu so definirane naslednje garancijske vrednosti (Bergant, 2007), (Villalobos, 2005):

- maksimalna dovoljena tlačna višina v spirali turbine: $H_{sp, max, dov} = 578 \text{ m}$,
- maksimalno prehodno povišanje vrtilne frekvence turbine: $\Delta n_{max, dov} = 46 \%$,
 $n_{max, dov} = 1051,2 \text{ min}^{-1}$
- maksimalni in minimalni dovoljeni obratovalni nivo gladine vode v vodostanu:
 $Z_{vo, max, dov} = 856 \text{ m.n.v.}$
 $Z_{vo, min, dov} = 820 \text{ m.n.v.}$
- projekt ne predpisuje minimalnih dovoljenih tlačnih višin v spirali in ekstremnih tlačnih višin v sesalni cevi.

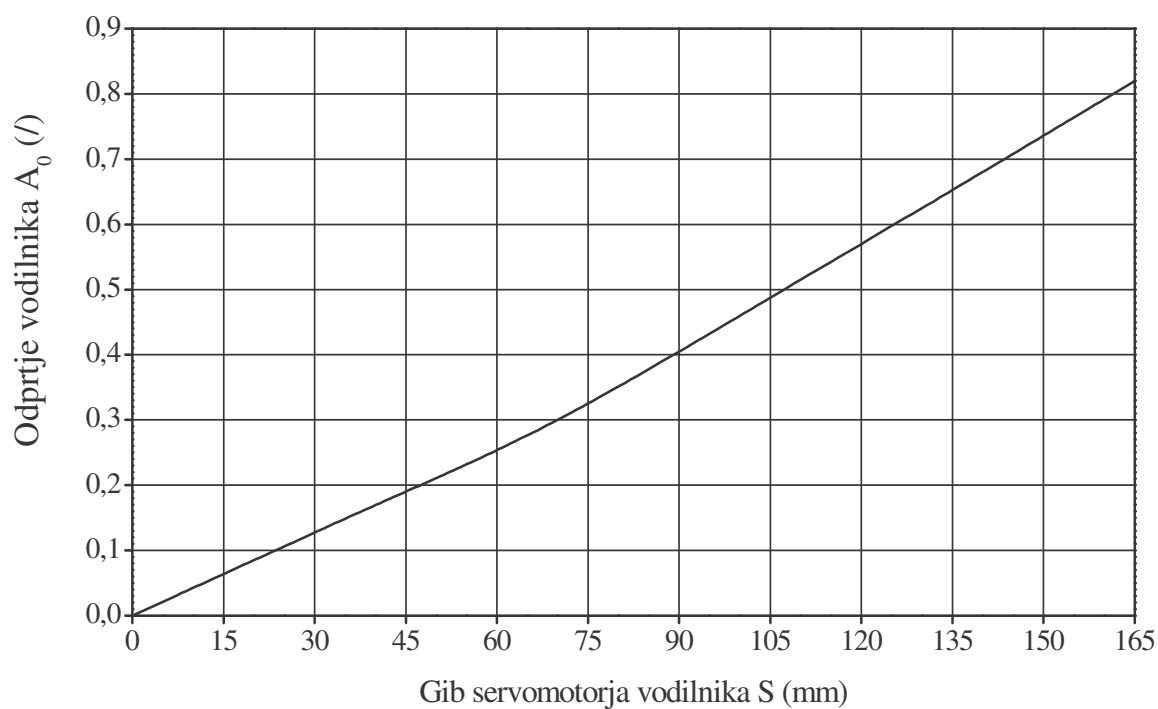
Oblika in osnovni zakon zapiranja vodilnih lopatic je prikazan na sliki 22. Zakon zapiranja je dvostopenjski (IEC 60308, 2005):

- hitri čas zapiranja: $T_f = 11 \text{ s}$,
- čas dušenja: $T_h = 13 \text{ s}$,
- pozicija servomotorja vodilnika, kjer se prične dušenje: $y_h = 0,32$ ($y = 0,0$: zaprta pozicija; $y = 1,0$: polno odprta pozicija)

Zakon zapiranja vodilnika predstavlja časovni potek giba servomotorja. Pozicija servomotorja predstavlja začetni pogoj določenega obratovalnega režima turbine. Ta je odvisen od relativnega odprtja vodilnika. Zveza med relativnim odprtjem vodilnika A_0 in gibom servomotorja S je prikazana na sliki 23.



Slika 22: Zakon zapiranja servomotorja vodilnika



Slika 23: Relativno odprtje vodilnika v odvisnosti od giba servomotorja

6.5 Račun hidravličnih prehodnih pojavov

Račun hidravličnih prehodnih pojavov bomo opravili za naslednje pogoje obratovanja:

- *razbremenitev in hitra zaustavitev turbine.* Ta primer obratovanja nastopi, ko pride do izpada generatorja iz električnega omrežja. Izpad iz omrežja povzroči nenadno razbremenitev turbine in hitro povečanje vrtilne frekvence. To povečanje zazna regulacijski mehanizem turbine, ki sproži zapiranje vodilnika. Zapiranje vodilnika povzroči zmanjšanje pretoka in vodni udar v dovodnem cevovodu. Od začetne obratovalne točke turbine potuje obratovalna točka po turbinskem področju školjčnega diagrama in preide v disipacijsko področje ($\eta \leq 0$). Hitrost se začne zmanjševati, vključijo se mehanske zavore, ki zavirajo turbino do popolne zaustavitve.
- *pobeg turbine.* Turbina preide v obratovanje pri pobegu, ko pride do izpada generatorja iz električnega omrežja in zaradi napake v obratovanju ostane vodilnik v začetnem položaju. Celotni pretok se pretvarja za pospeševanje vrtilne frekvence. Pri polnem pobegu je obratovalno stanje turbine na krivulji ničnega hidravličnega izkoristka ($\eta = 0$), vrtilna frekvenca ne narašča več, temveč ostane na svoji doseženi vrednosti, ki jo imenujemo vrtilna frekvenca pobega. Ta je pri Francisovih turbinah za približno 80 % višja od nominalne vrtilne frekvence (Šolc, 1986). Pri maksimalni dopustni vrtilni frekvenci se vklopi hitrostna zaščita, ki sproži hitro zapiranje vodilnika.

Za primer razbremenitve in hitre zaustavitve turbine bomo izračunali štiri primere:

1. obratovanje dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW,
2. obratovanje dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 34$ MW,
3. obratovanje dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 23$ MW,
4. obratuje ena turbina pri $P_g = 1 \times 45$ MW.

Tabelarično in grafično bomo predstavili rezultate naslednjih veličin:

- ekstremne vrednosti vodnega tlaka v spirali turbine,
- prehodno povišanje vrtilne frekvence,
- energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu,

- ovojnice maksimalnih in minimalnih energijskih višin vzdolž tlačnega cevovoda,
- časovni potek pretoka skozi turbino.

Za primer pobega turbine bomo izračunali naslednji primer:

5. obratovanje dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW.

Tabelarično in grafično bomo predstavili rezultate naslednjih veličin:

- ekstremne vrednosti vodnega tlaka v spirali turbine,
- prehodno povišanje vrtilne frekvence,
- časovna sprememba pretoka skozi turbino,
- ovojnice maksimalnih in minimalnih energijskih višin vzdolž dolžine tlačnega cevovoda.

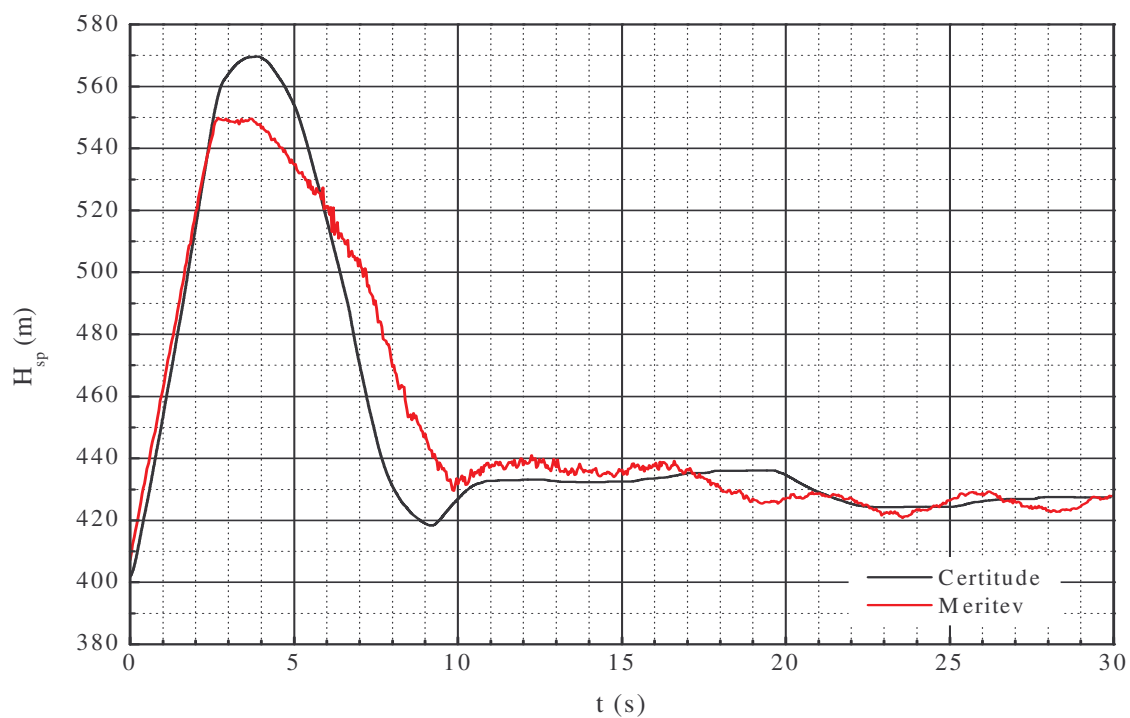
Ekstremne vrednosti vodnega tlaka v spirali turbine (H_{sp}) so izračunane v vozlišču 70, energijska višina na vodostanski loputi (Z_{32}) v vozlišču 32, nihanje vodne gladine v vodostanu (Z_{vo}) pa v vozlišču 31. Meritve pretoka skozi turbino (Q_T) za primere razbremenitve in hitre zaustavitve turbine niso bile opravljene. Izmerjene vrednosti energijske višine na vodostanski loputi so podane v poročilu o meritvah fizikalnih veličin.

6.5.1 Razbremenitev dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW

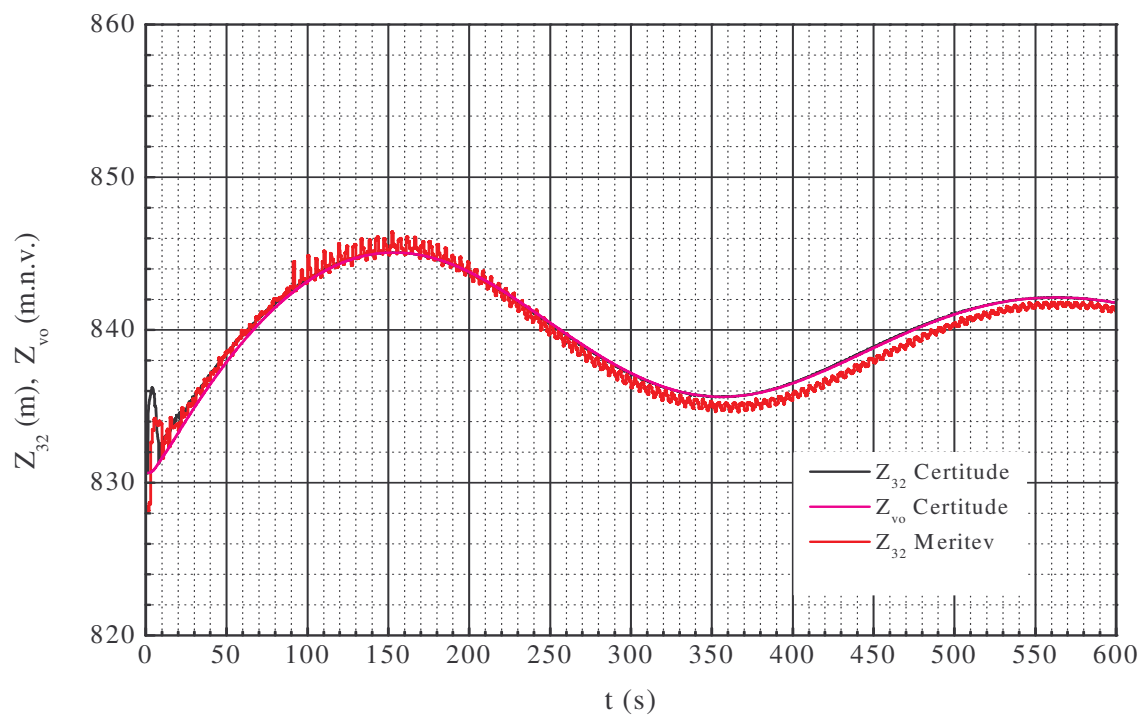
Vhodni podatki za račun hidravličnih prehodnih pojavov za primer razbremenitve dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW so podani v preglednici 4, rezultati v grafični obliki so prikazani na slikah 24 – 28, ekstremne vrednosti izračunanih veličin pa v preglednici 5.

Preglednica 4: Vhodni podatki za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW

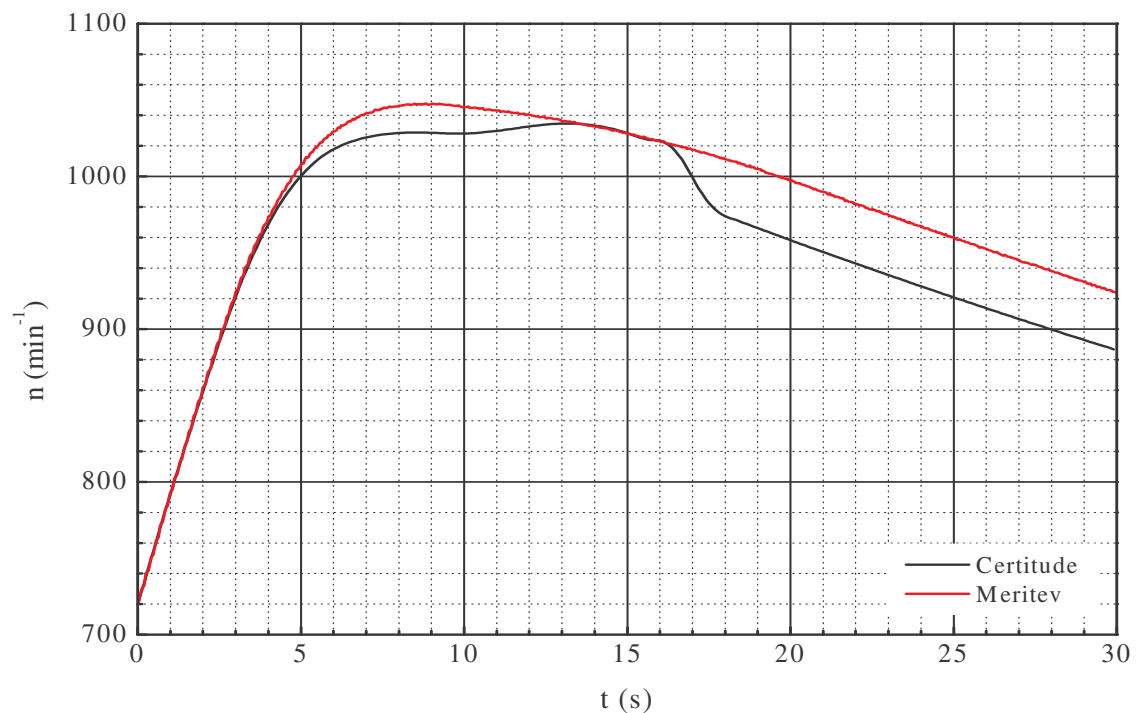
Obratovalni primer	Moč turbine P_t (MW)	Gib servomotorja S_0 (mm)	Odprtje vodilnika A_0 (l)	Neto padec H_n (m)	Pretok turbine Q_T (m ³ /s)
$P_g = 2 \times 40,5$ MW	41,2	150	0,74	402,1	11,3



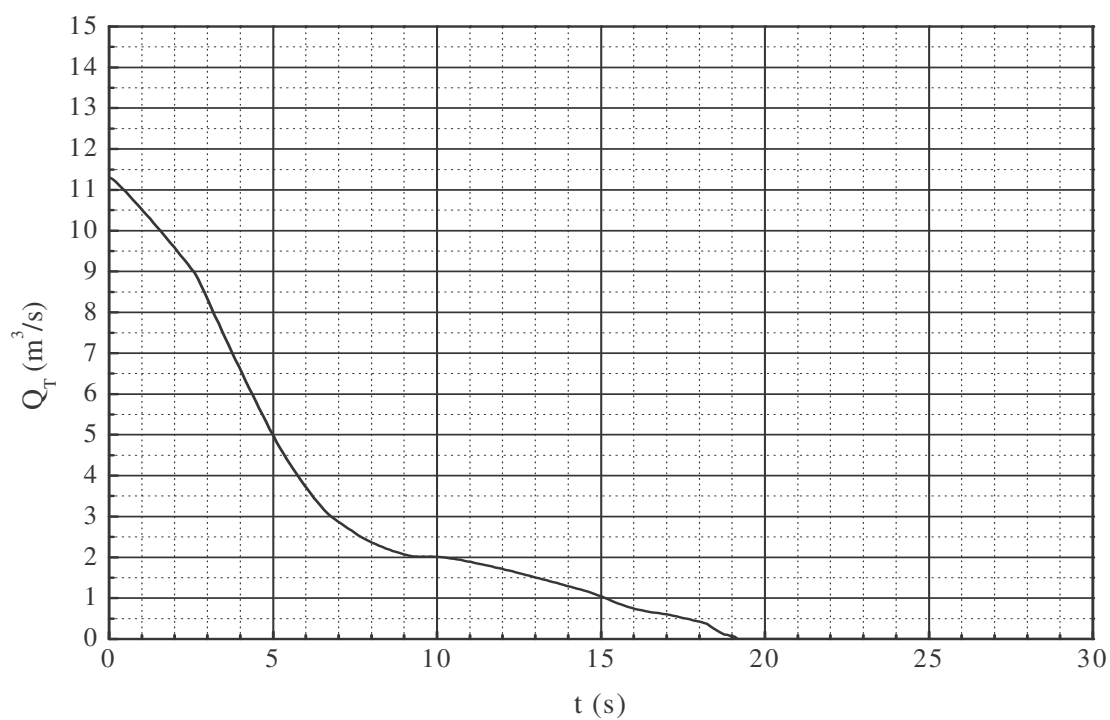
Slika 24: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW



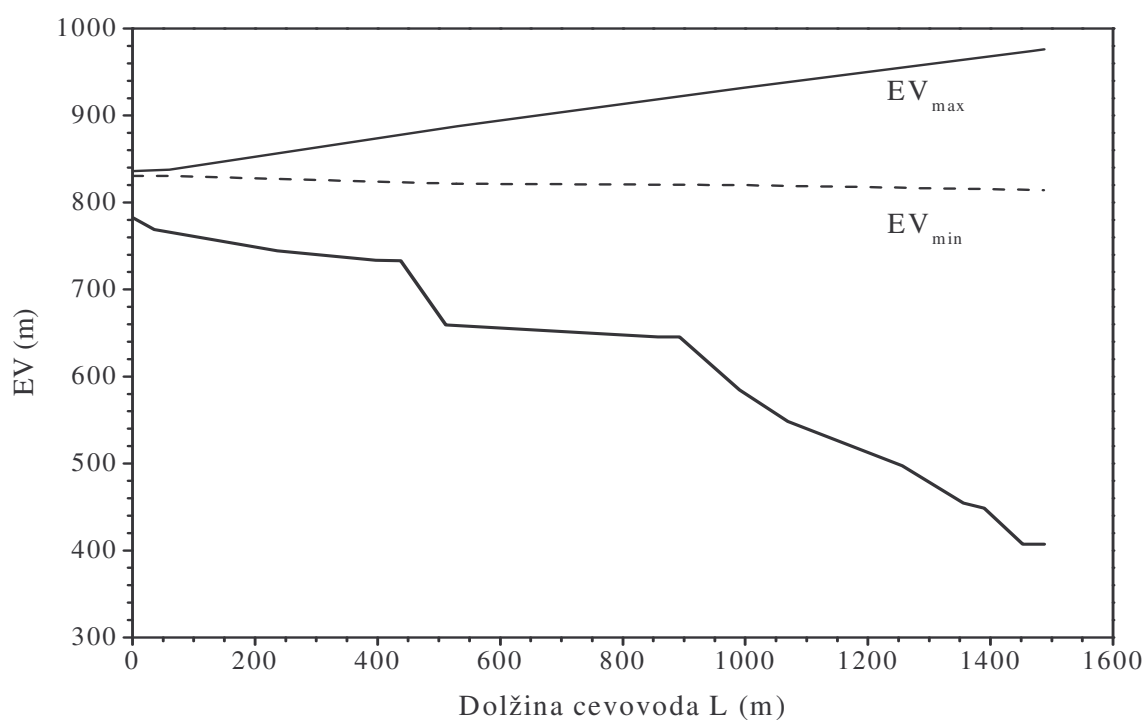
Slika 25: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW



Slika 26: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW



Slika 27: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW



Slika 28: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW

Preglednica 5: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW

Fizikalna veličina	Maksimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,max}$ (m)	Minimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,min}$ (m)	Povišanje vrtilne frekvence Δn_{max} (%)	Maksimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,max}$ (m.n.v)	Minimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,min}$ (m.n.v)
Izračun	569,6	401,7	43,7	845,1	830,6
Meritev	550	407,1	45,5	845	828,2

Slike 24 – 26 prikazujejo primerjavo rezultatov izračuna in meritve za primer razbremenitve dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW. Na sliki 24 je prikazana primerjava med meritvijo in izračunom energijske višine Z_{32} na vodostanski loputi. Meritev in izračun se zelo dobro ujemata. Začetno nihanje nastane zaradi vodnega udara v tlačnem cevovodu, časovni interval tega nihanja sovpada s prehodnim povišanjem vodnega tlaka v spirali turbine. Nihanja, ki so opazna pri meritvi, so posledica gibanja tlačni valov. Nihanje vodne gladine v vodostanu Z_{vo} sovpada z vrednostjo izračunane energijske višine na vodostanski loputi in se tudi zelo dobro ujema z rezultati meritve. S tem smo dokazali, da lahko nihanje vodne gladine v vodostanu merimo posredno z meritvijo energijske višine na vodostanski loputi. Ker je ta izračun opravljen v vozlišču 31, ki je nad dušilko, ni prisotno začetno nihanje. Perioda nihanja je 400 s, ekstremne vrednosti izračuna in meritve ne presežejo garancijskih vrednosti.

Pri vrtilni frekvenci n opazimo dobro ujemanje meritve in izračuna. Odstopanje izračuna in meritve je posledica napak v karakteristikah modelne turbine in razlike med računskim in dejanskim momentom zamaha turbine in generatorja. Maksimalno prehodno povišanje vrtilne frekvence je 45,5 % in še ustreza garancijski vrednosti.

Pri izračunu maksimalnega vodnega tlaka v spirali turbine H_{sp} dobimo večjo vrednost kot pri meritvi. Razlika od maksimalne izmerjene vrednosti je 4,6 %. Zaradi uporabe teorije elastičnega vodnega udara pri modeliranju tlačnega cevovoda opazimo nihanje po koncu

zapiranja vodilnika, ki je prisotno tudi pri meritvi. Izračunana maksimalna vrednost tlačne višine v spirali ustreza garancijski vrednosti.

Pri grafu pretoka skozi turbino Q_T opazimo, da se ta najprej hitro zmanjšuje, ko pa pride servomotor v območje dušenega delovanja se pretok zmanjšuje počasneje.

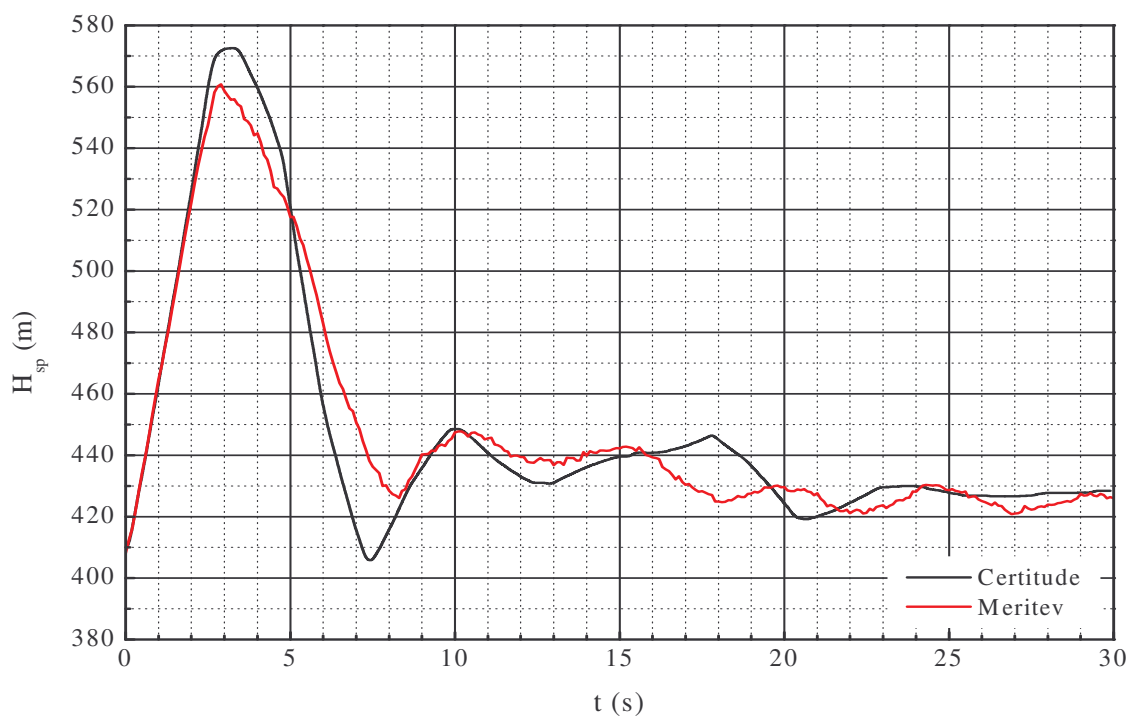
Ovojnica energijskih višin vzdolž dolžine cevovoda od vertikalne osi vodostana do vstopa v spiralo turbine je nad osjo cevovoda, kar pomeni, da ni nevarnosti, da se pojavi pretrganje vodnega stebra.

6.5.2 Razbremenitev dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 34$ MW

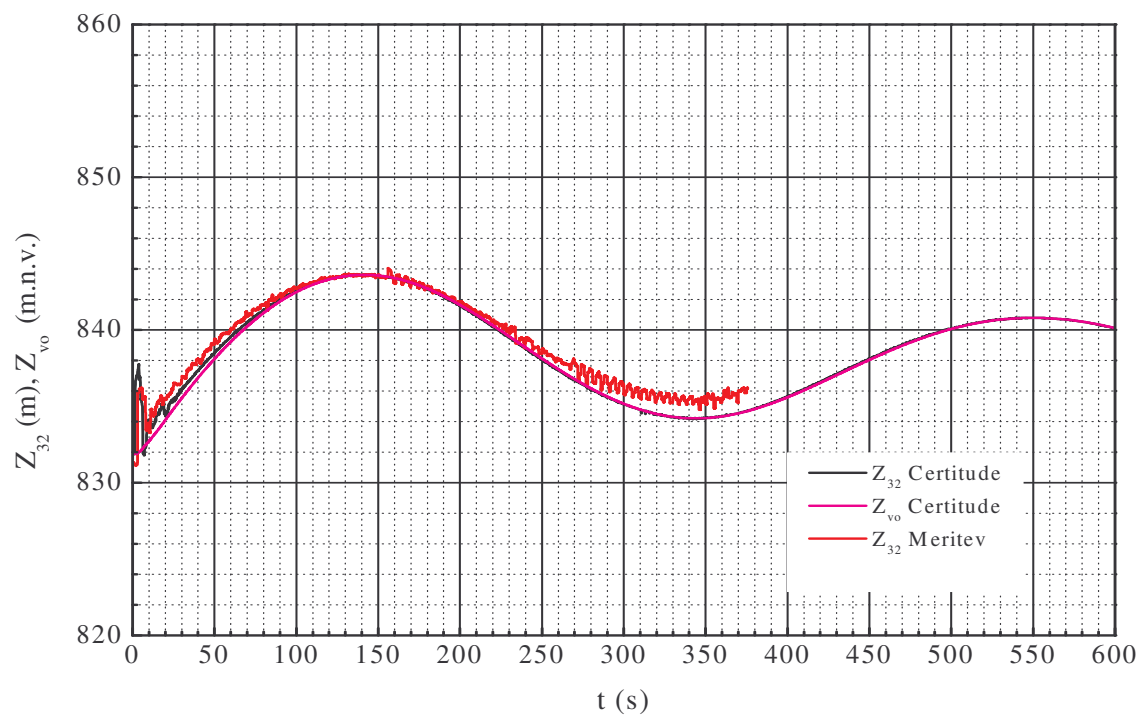
Vhodni podatki za račun hidravličnih prehodnih pojavov za primer razbremenitve dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 34$ MW so podani v preglednici 6, rezultati v grafični obliki so prikazani na slikah 29 – 33, ekstremne vrednosti izračunanih veličin pa v preglednici 7.

Preglednica 6: Vhodni podatki za primer $P_g = 2 \times 34$ MW

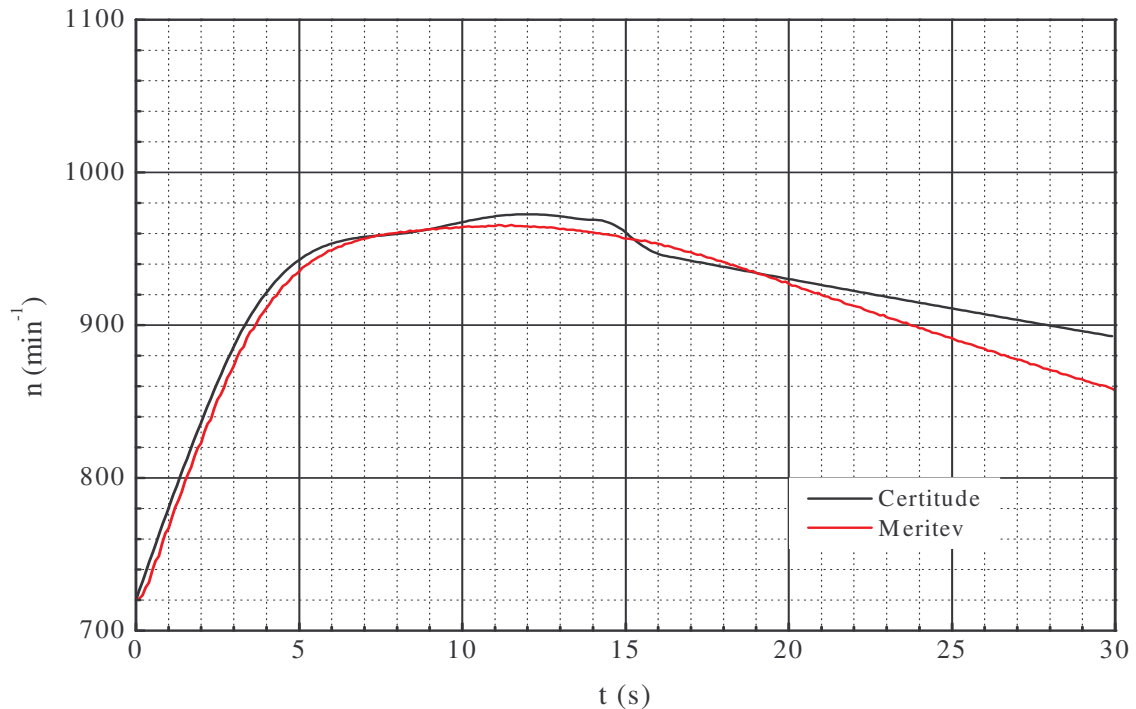
Obratovalni primer	Moč turbine P_t (MW)	Gib servomotorja S_0 (mm)	Odprtje vodilnika A_0 (l)	Neto padec H_n (m)	Pretok turbine Q_T (m ³ /s)
$P_g = 2 \times 34$ MW	34,7	123,75	0,59	408,2	9,5



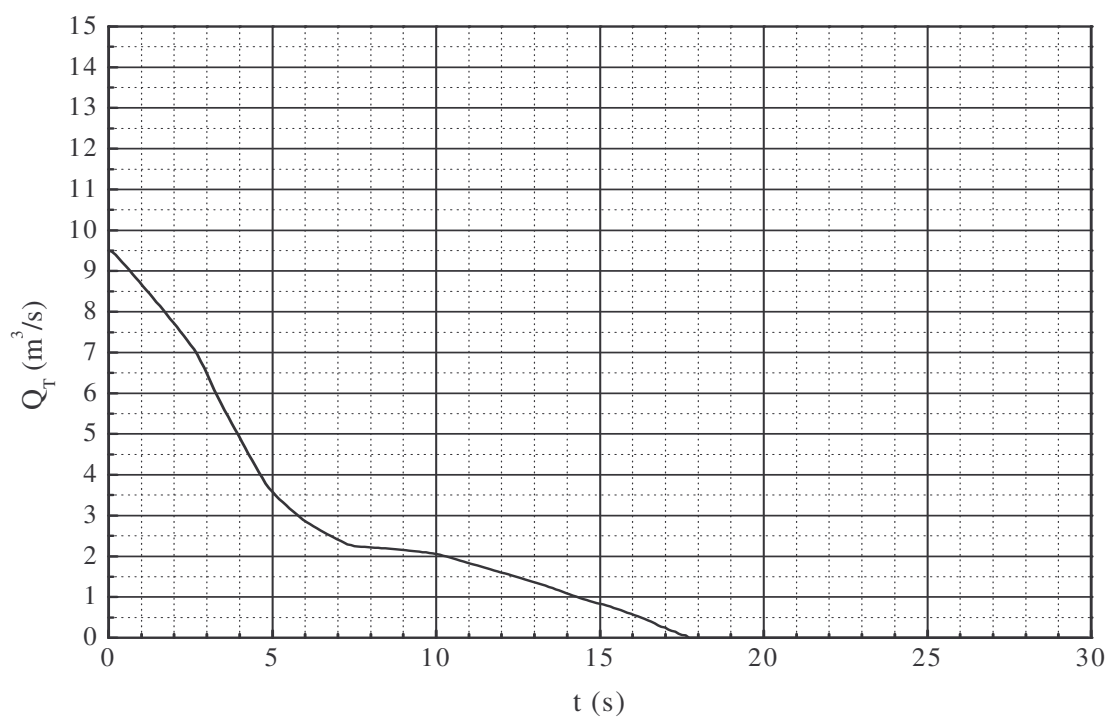
Slika 29: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 34$ MW



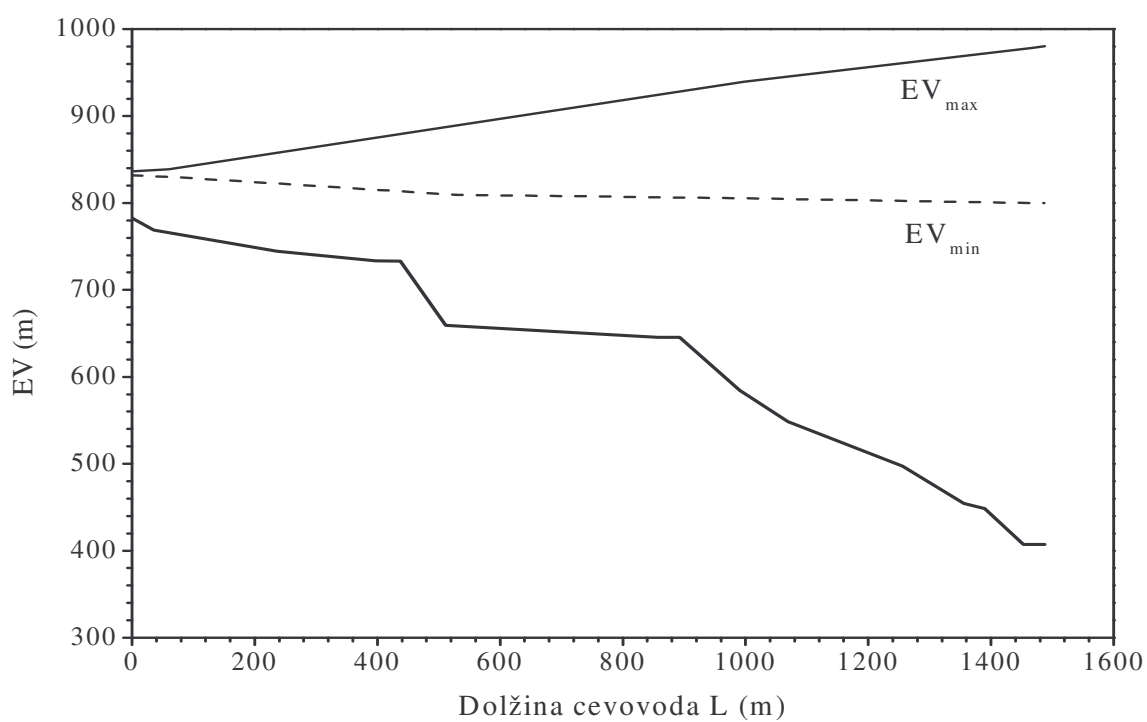
Slika 30: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 2 \times 34$ MW



Slika 31: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 34$ MW



Slika 32: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 2 \times 34,5 \text{ MW}$



Slika 33: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 2 \times 34,5 \text{ MW}$

Preglednica 7: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 34 \text{ MW}$

Fizikalna veličina	Maksimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,max}$ (m)	Minimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,min}$ (m)	Povišanje vrtilne frekvence Δn_{max} (%)	Maksimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,max}$ (m.n.v)	Minimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,min}$ (m.n.v)
Izračun	572,6	405,6	35,2	843,6	831,8
Meritev	560,8	408,1	34,1	842,7	830,6

Slike 29 – 31 prikazujejo primerjavo rezultatov izračuna in meritve za primer razbremenitve dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 34 \text{ MW}$. Opazimo dobro ujemanje izračuna in meritve energijske višine Z_{32} na vodostanski loputi. Perioda nihanja je 400 s, zmanjša se maksimalni nivo in poveča se minimalni nivo vode. Ekstremne vrednosti ne presežejo garancijskih vrednosti.

Pri grafu vrtilne frekvence n opazimo zelo dobro ujemanje meritve in izračuna. Opazno je zmanjšanje napake zaradi karakteristik turbine. Maksimalno prehodno povišanje vrtilne frekvence je 35,2 % in ustreza garancijski vrednosti.

Pri izračunu maksimalnega vodnega tlaka v spirali turbine H_{sp} je računski vrednost večja od izmerjene, razlika je 2,7 %. Opazimo, da je izračunana in izmerjena maksimalna vrednost tlaka v spirali večja kot v primeru $P_g = 2 \times 40,5 \text{ MW}$. Izračunana maksimalna vrednost tlačne višine v spirali ustreza garancijski vrednosti.

Pri pretoku skozi turbino Q_T je rezultat podoben kot v primeru $P_g = 2 \times 40,5 \text{ MW}$.

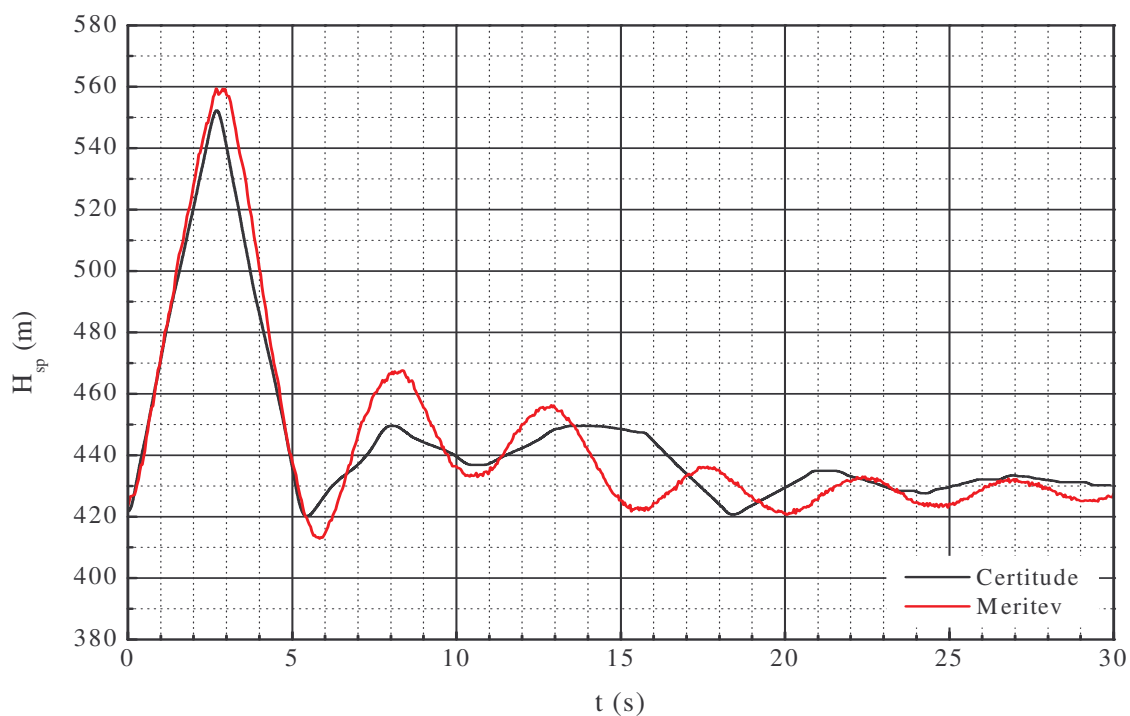
Ovojnica energijskih višin vzdolž dolžine cevovoda od vertikalne osi vodostana do vstopa v spiralo turbine je nad osjo cevovoda, kar pomeni, da ni nevarnosti, da se pojavi pretrganje vodnega stebra.

6.5.3 Razbremenitev dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 23$ MW

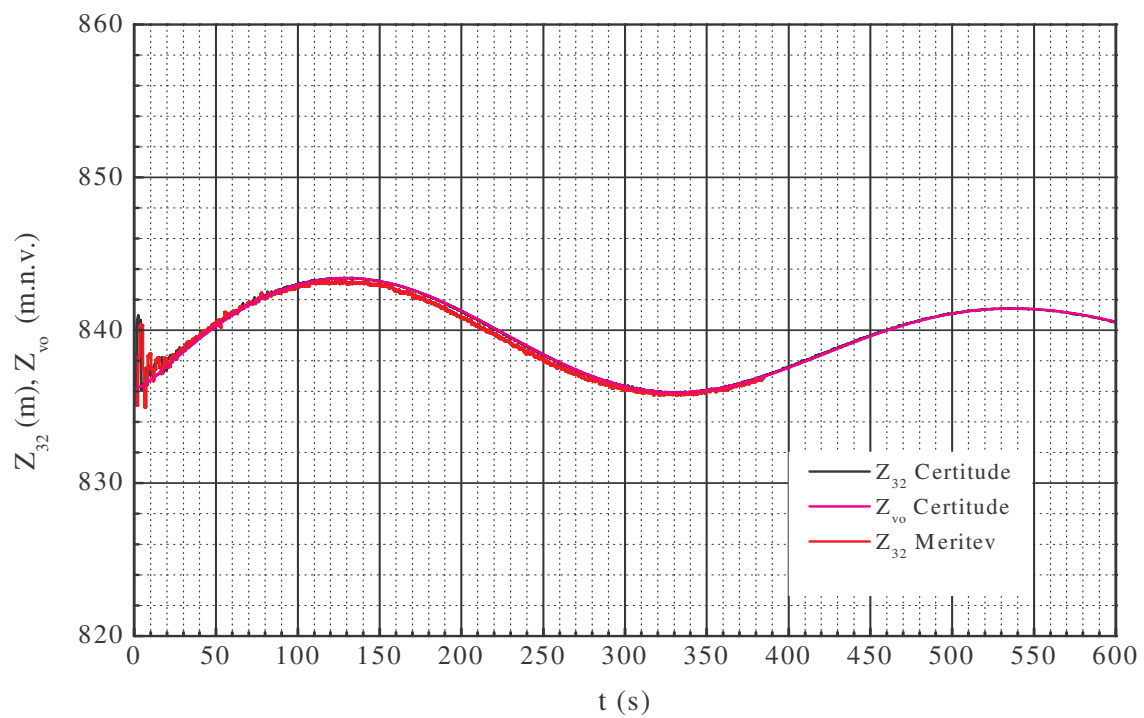
Vhodni podatki za račun hidravličnih prehodnih pojavov za primer razbremenitve dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 23$ MW so podani v preglednici 8, rezultati v grafični obliki so prikazani na slikah 34 – 38, ekstremne vrednosti izračunanih veličin pa v preglednici 9.

Preglednica 8: Vhodni podatki za primer $P_g = 2 \times 23$ MW

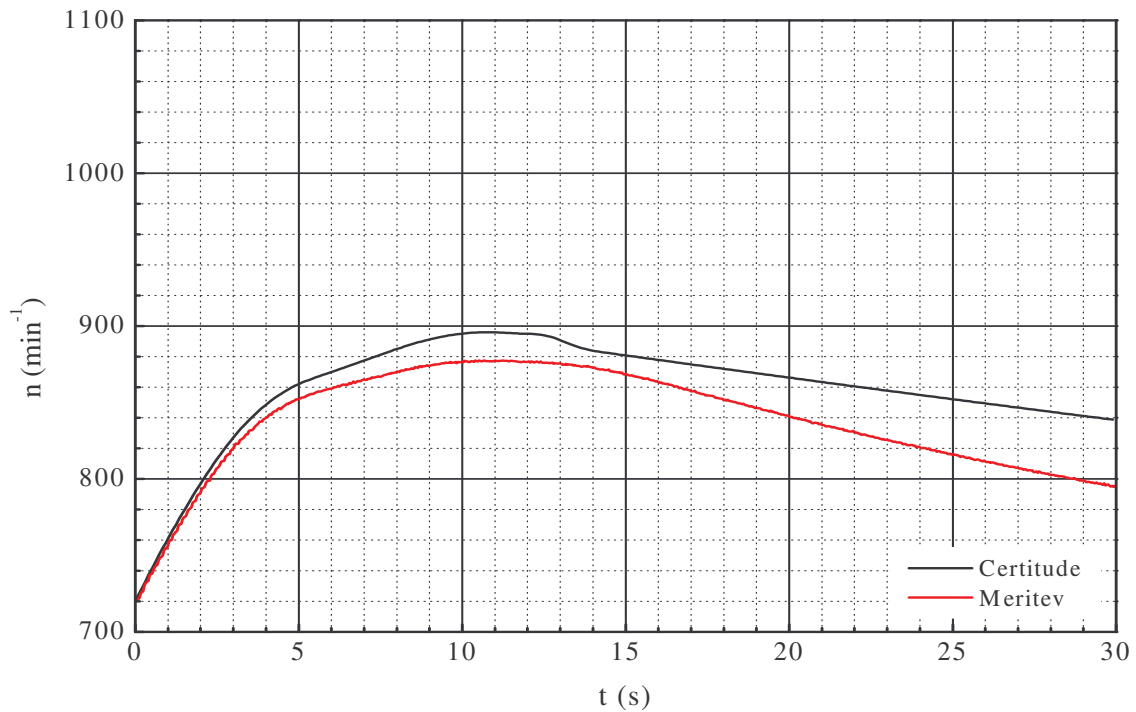
Obratovalni primer	Moč turbine P_t (MW)	Gib servomotorja S_0 (mm)	Odprtje vodilnika A_0 (l)	Neto padec H_n (m)	Pretok turbine Q_T (m ³ /s)
$P_g = 2 \times 23$ MW	23,9	93,2	0,43	419,5	6,7



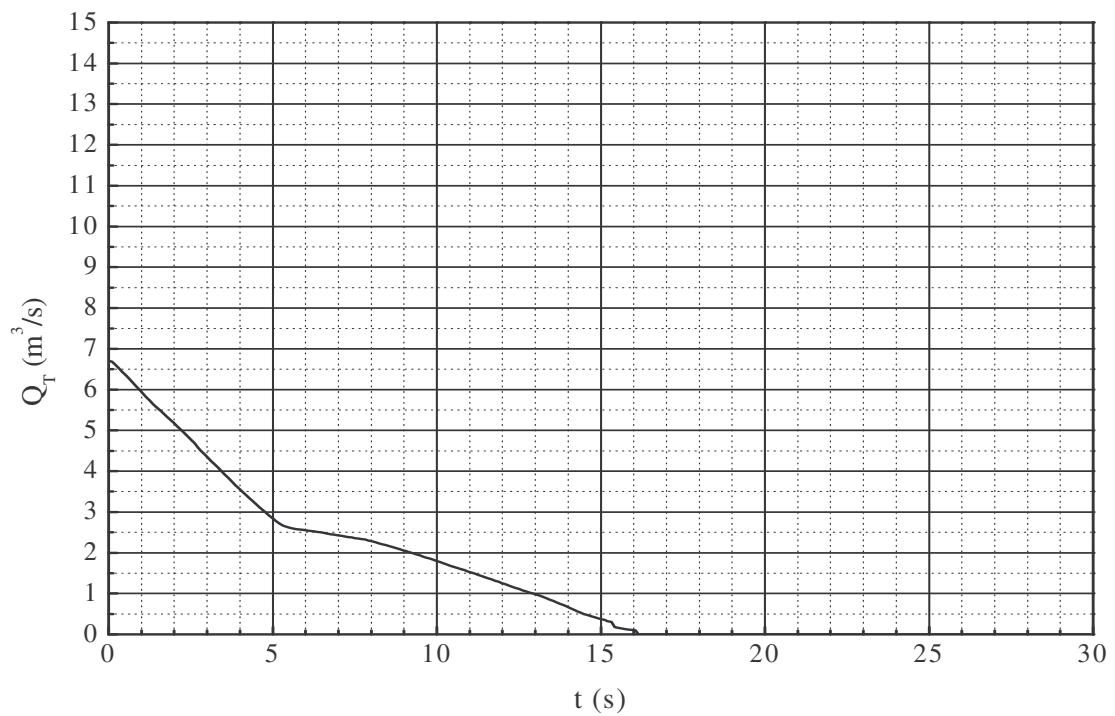
Slika 34: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 23$ MW



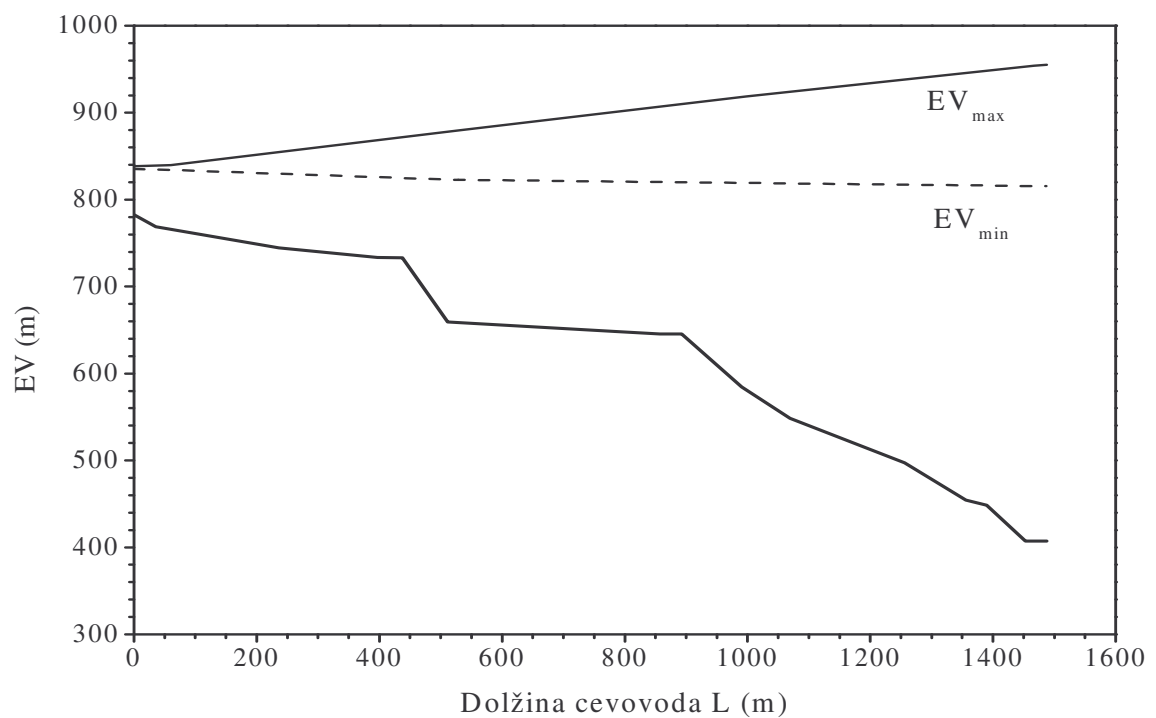
Slika 35: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 2 \times 23$ MW



Slika 36: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 23$ MW



Slika 37: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 2 \times 23 \text{ MW}$



Slika 38: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 2 \times 23 \text{ MW}$

Preglednica 9: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 23 \text{ MW}$

Fizikalna veličina	Maksimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,max}$ (m)	Minimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,min}$ (m)	Povišanje vrtilne frekvence Δn_{max} (%)	Maksimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,max}$ (m.n.v)	Minimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,min}$ (m.n.v)
Izračun	552,9	420	27,3	843,4	835,3
Meritev	560	413	21,8	843	835,1

Slike 34 – 36 prikazujejo primerjavo rezultatov izračuna in meritve za primer razbremenitve dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 23 \text{ MW}$. Opazimo odlično ujemanje izračuna in meritve energijske višine Z_{32} na vodostanski loputi. Perioda nihanja je 400 s, zmanjša se maksimalni nivo in poveča se minimalni nivo vode. Ekstremne vrednosti ne presežejo garancijskih vrednosti.

Pri grafu vrtilne frekvence n opazimo večjo razliko med izračunom in meritvijo. Pri meritvi se vrtalna frekvenca zmanjšuje hitreje kot izračunana. Maksimalno prehodno povišanje vrtilne frekvence je 27,3 % in ustreza garancijski vrednosti.

Pri izračunu maksimalne vodnega tlaka v spirali turbine H_{sp} je računska vrednost manjša od izmerjene, razlika je 1,65 %. Opazimo tudi bolj izrazito nihanje po zaprtju vodilnika, ki se zaradi trenja po določenem času zaduši. Izmerjena maksimalna vrednost tlačne višine v spirali ustreza garancijski vrednosti.

Pri pretoku skozi turbino Q_T opazimo, da se pretok na začetku zmanjšuje linearno in manjši vpliv območja dušenja servomotorja.

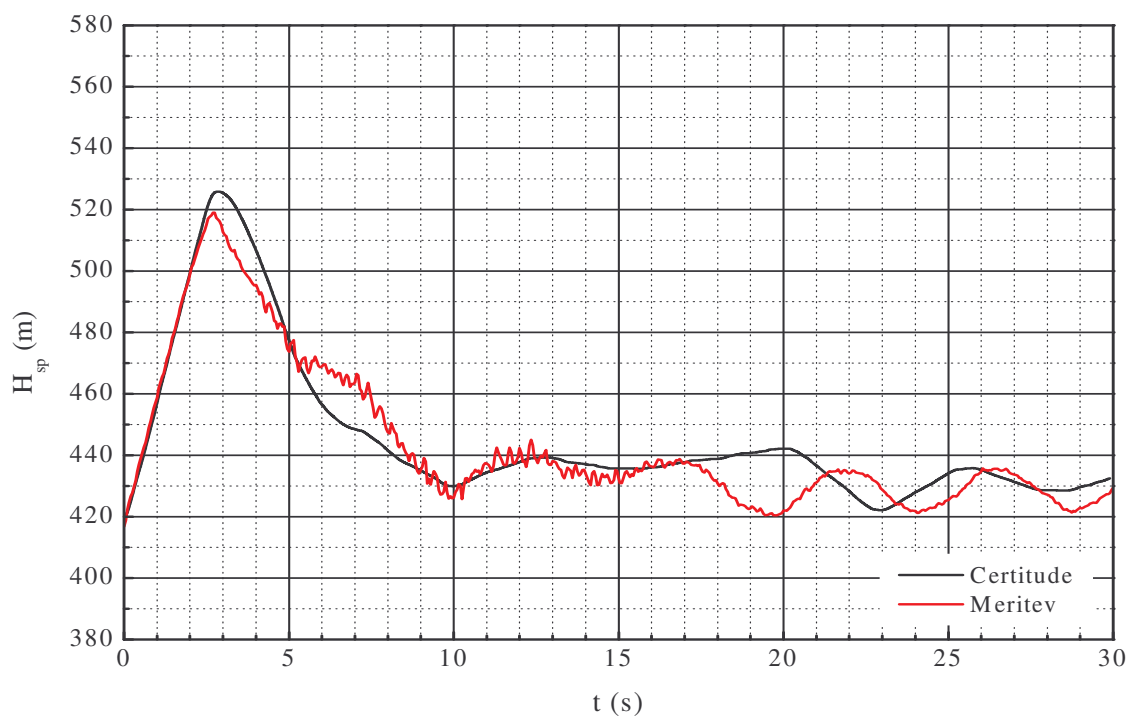
Ovojnica energijskih višin vzdolž dolžine cevovoda od vertikalne osi vodostana do vstopa v spiralo turbine je nad osjo cevovoda, kar pomeni, da ni nevarnosti, da se pojavi pretrganje vodnega stebra.

6.5.4 Razbremenitev ene turbine pri $P_g = 1 \times 45$ MW

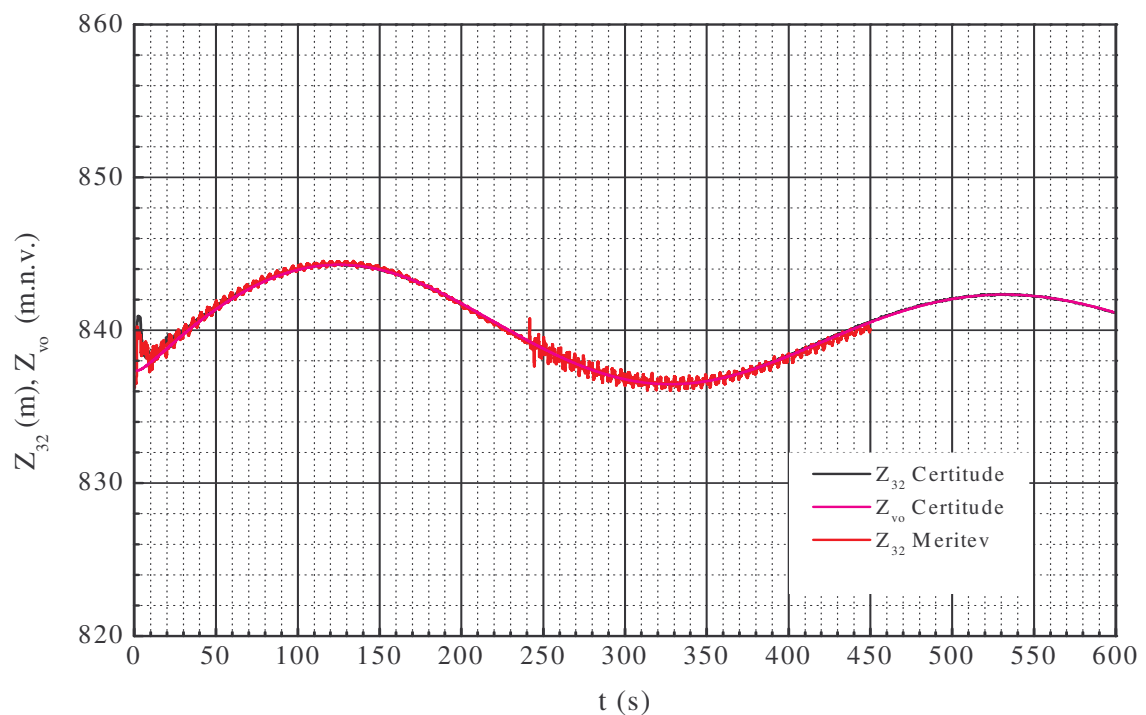
Vhodni podatki za račun hidravličnih prehodnih pojavov za primer razbremenitve ene turbine pri $P_g = 1 \times 45$ MW so podani v preglednici 10, rezultati v grafični obliki so prikazani na slikah 39 – 43, ekstremne vrednosti izračunanih veličin pa v preglednici 11.

Preglednica 10: Vhodni podatki za primer $P_g = 1 \times 45$ MW

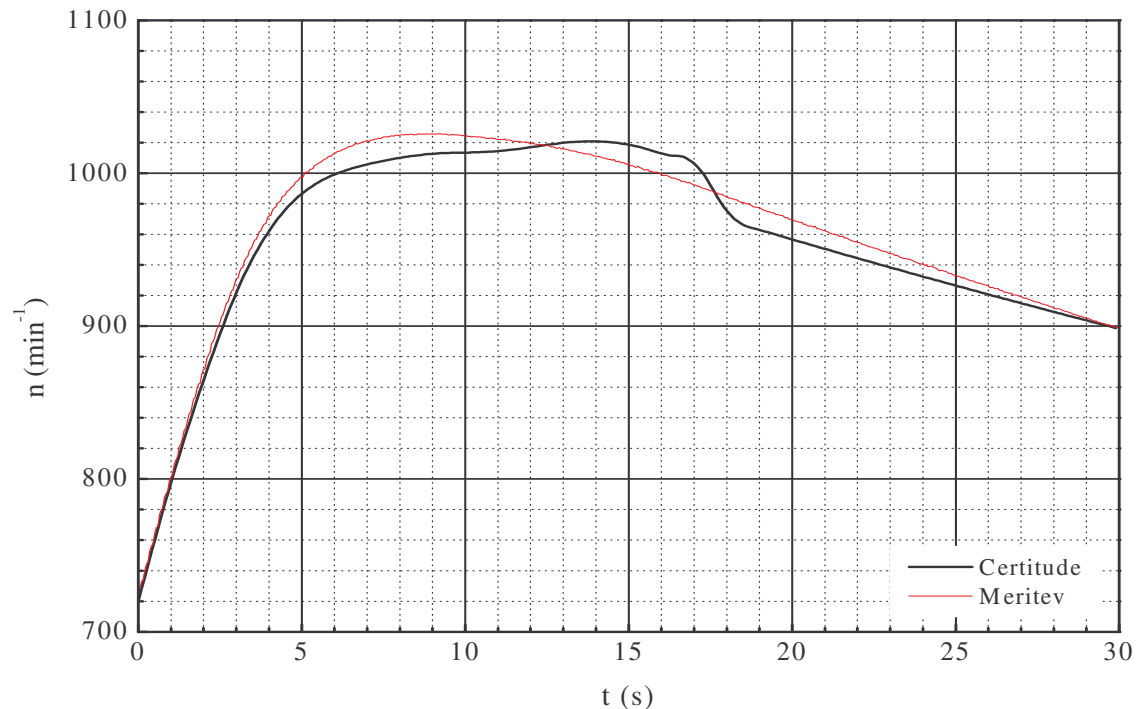
Obratovalni primer	Moč turbine P_t (MW)	Gib servomotorja S_0 (mm)	Odprtje vodilnika A_0 (l)	Neto padec H_n (m)	Pretok turbine Q_T (m ³ /s)
$P_g = 1 \times 45$ MW	45,56	160,9	0,79	420,8	12



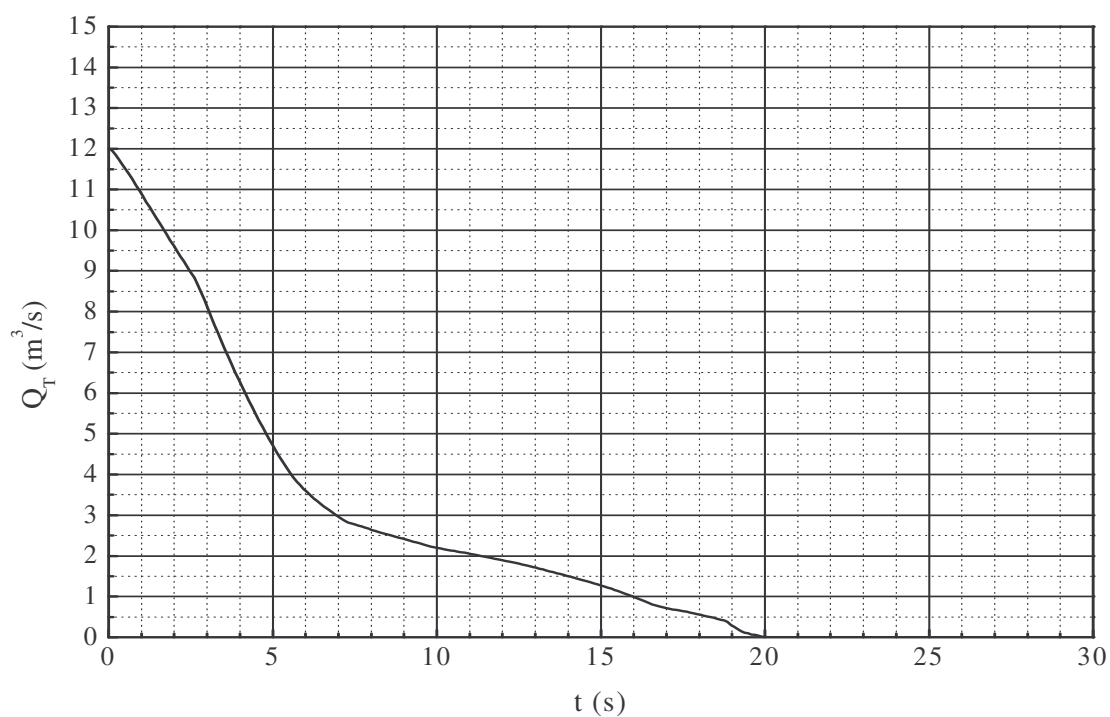
Slika 39: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 1 \times 45$ MW



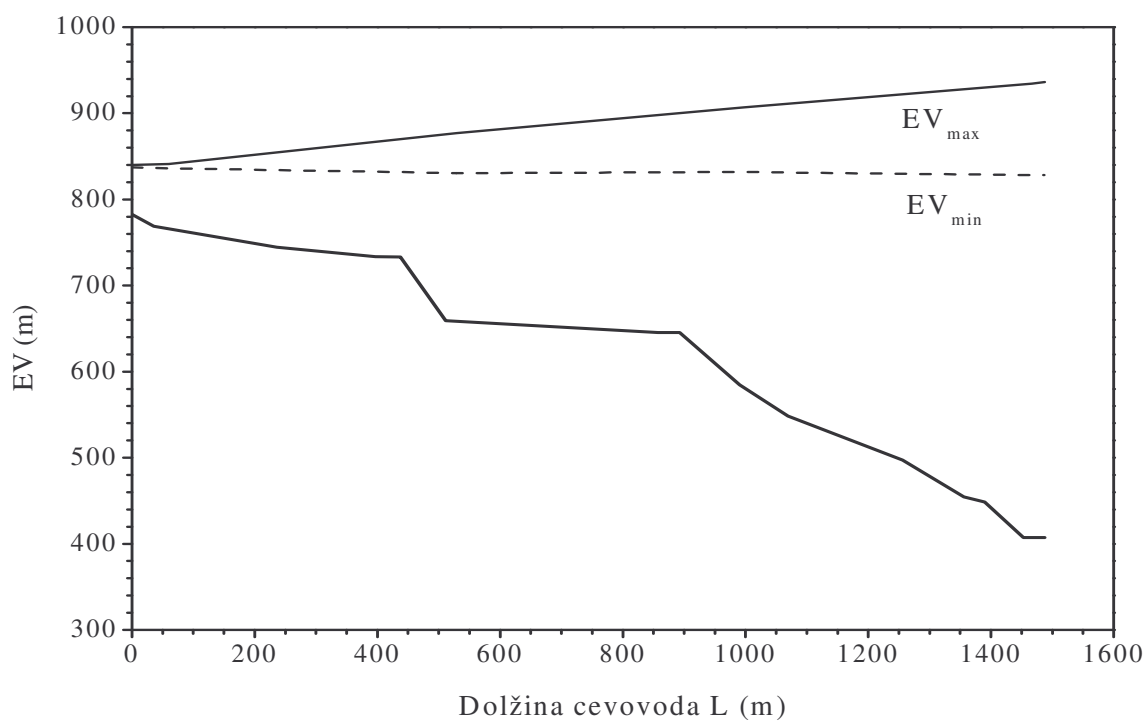
Slika 40: Energijska višina na vodostanski loputi in nihanje vodne gladine v vodostanu za primer $P_g = 1 \times 45$ MW



Slika 41: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 1 \times 45$ MW



Slika 42: Pretok skozi turbino za primer $P_g = 1 \times 45 \text{ MW}$



Slika 43: Ovojnica energijskih višin za primer $P_g = 1 \times 45 \text{ MW}$

Preglednica 11: Rezultati za primer $P_g = 1 \times 45$ MW

Fizikalna veličina	Maksimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,max}$ (m)	Minimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,min}$ (m)	Povišanje vrtilne frekvence Δn_{max} (%)	Maksimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,max}$ (m.n.v)	Minimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,min}$ (m.n.v)
Izračun	525,9	419,2	41,6	845,6	836,2
Meritev	519	416,7	42,4	844,3	836,5

Slike 39 – 41 prikazujejo primerjavo rezultatov izračuna in meritve pri razbremenitvi dveh turbin hkrati pri $P_g = 1 \times 45$ MW. Opazimo odlično ujemanje izračuna in meritve energijske višine Z_{32} na vodostanski loputi ter podobnost s primerom $P_g = 2 \times 40,5$ MW. Perioda nihanja ostane 400 s, enak je maksimalni nivo vode. Ekstremne vrednosti ne presežejo garancijskih vrednosti.

Pri vrtilni frekvenci n opazimo dobro ujemanje meritve in izračuna. Izmerjena vrednost je večja kot izračunana, vendar je razlika majhna. Tudi tukaj je opazna podobnost s primerom $P_g = 2 \times 40,5$ MW. Maksimalno prehodno povišanje vrtilne frekvence je 42,4 % in ustreza garancijski vrednosti.

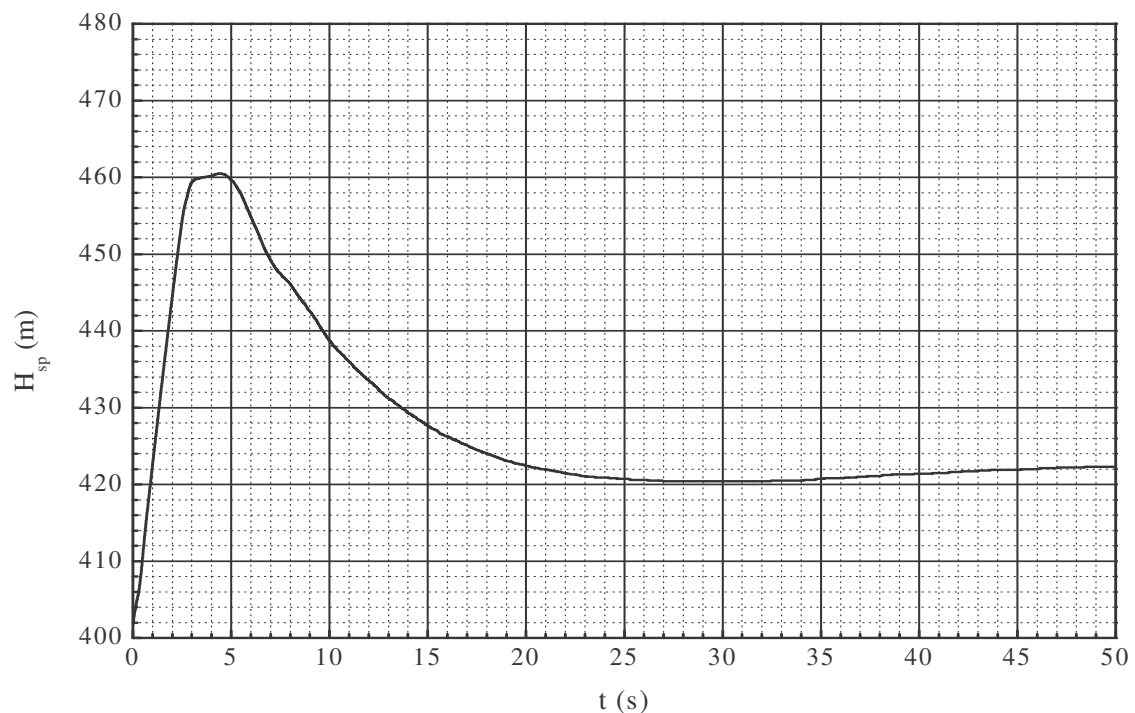
Pri izračunu maksimalnega vodnega tlaka v spirali turbine H_{sp} dobimo večjo vrednost kot pri meritvi. Razlika od maksimalne izmerjene vrednosti je 1,6 %. Izračunana maksimalna vrednost tlačne višine v spirali ustreza garancijski vrednosti.

Pri pretoku skozi turbino Q_T je rezultat podoben kot v primeru $P_g = 2 \times 40,5$ MW, opazimo tudi manjši vpliv območja dušenja servomotorja.

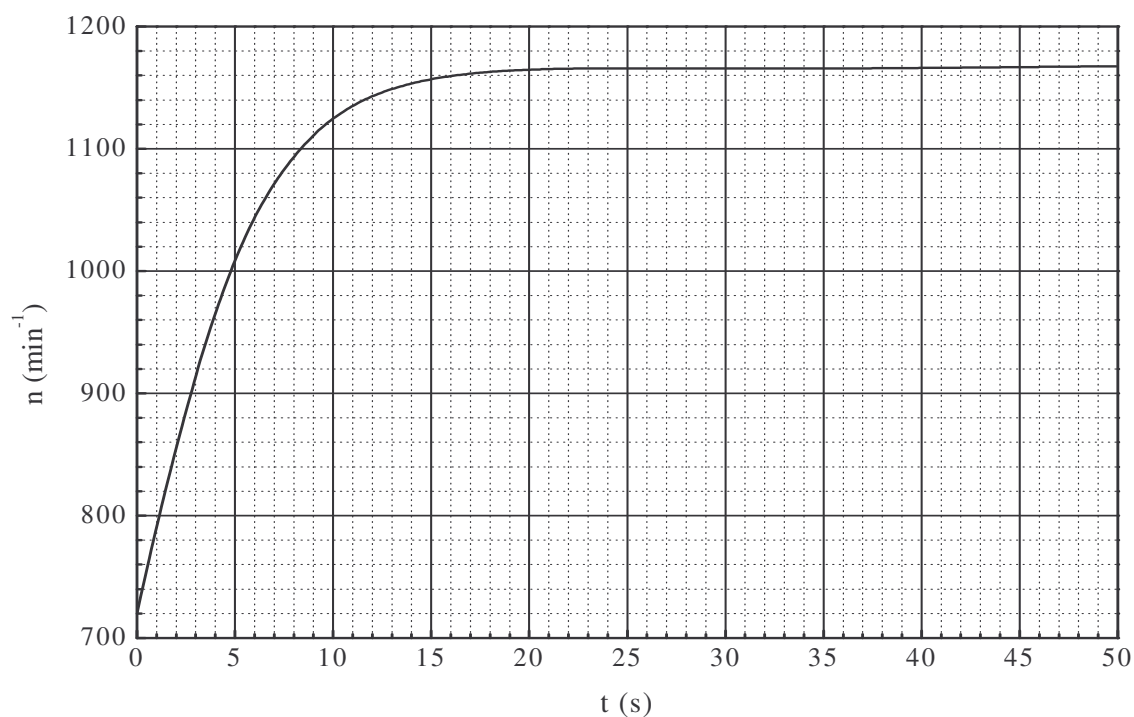
Ovojnica energijskih višin vzdolž dolžine cevovoda od vertikalne osi vodostana do vstopa v spiralo turbine je nad osjo cevovoda, kar pomeni, da ni nevarnosti, da se pojavi pretrganje vodnega stebra.

6.5.5 Pobeg pri obratovanju dveh turbin pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW

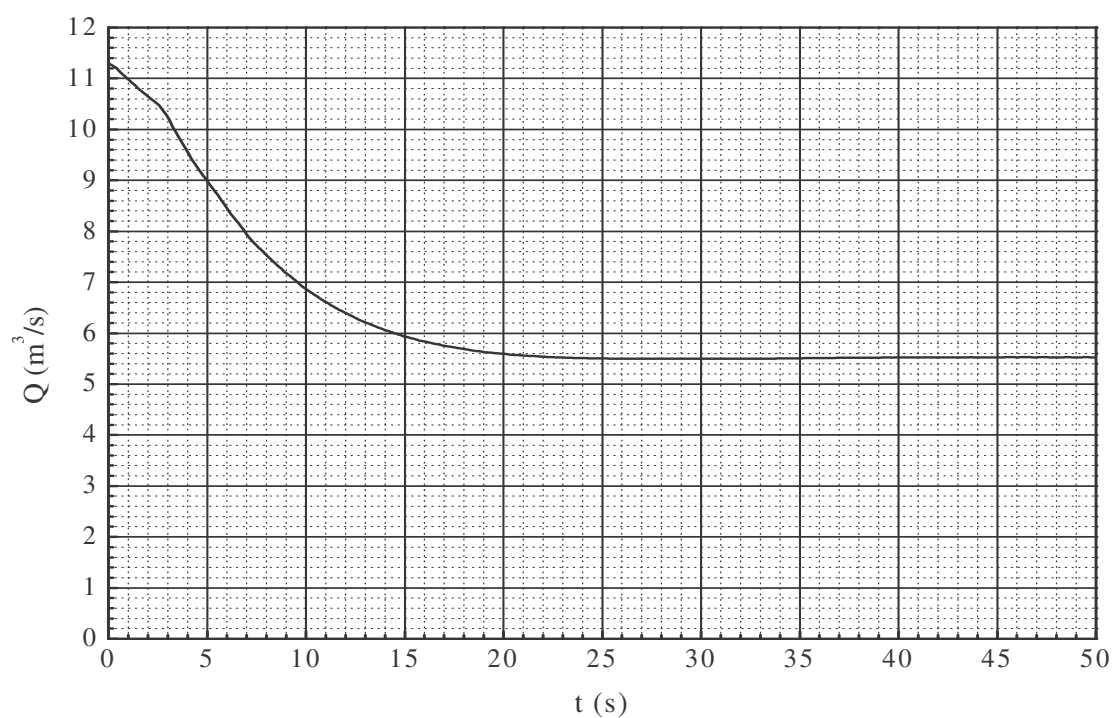
Vhodni podatki za račun hidravličnih prehodnih pojavov v primeru pobega turbine pri obratovanju dveh turbin hkrati pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW so enaki kot pri primeru 6.5.1. Razlika je v tem, da vodilnik ostane v odprtem položaju tudi po razbremenitvi turbine. Rezultati v grafični obliki so prikazani na sliki 44 – 46, v preglednici 12 pa ekstremne vrednosti izračunanih veličin. Meritve v primeru pobega turbine niso bile opravljene.



Slika 44: Vodni tlak v spirali turbine za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW – pobeg turbine



Slika 45: Vrtilna frekvenca za primer $P_g = 2 \times 40,5 \text{ MW}$ – pobeg turbine



Slika 46: Pretok na turbini za primer $P_g = 2 \times 40,5 \text{ MW}$ – pobeg turbine

Preglednica 12: Rezultati za primer $P_g = 2 \times 40,5$ MW – pobeg turbine

Fizikalna veličina	Maksimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,max}$ (m)	Minimalni tlak v spirali turbine $H_{sp,min}$ (m)	Povišanje vrtilne frekvence Δn_{max} (%)	Maksimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,max}$ (m.n.v)	Minimalni nivo vode v vodostanu $Z_{vk,min}$ (m.n.v)
Izračun	460,5	401,7	62,1	/	/
Meritev	/	/	/	/	/

Slike 44 – 46 prikazujejo rezultate izračuna za primer pobega turbine pri $P_g = 2 \times 40,5$ MW. Po izpadu generatorja iz električnega omrežja začne vrtilna frekvenca n naraščati. Maksimalno vrednost doseže po času 20 s. Pretok turbine Q_T se zaradi dušilnosti turbine zmanjša in povzroči narastek vodnega tlaka v spirali turbine H_{sp} . Pri reakcijskih turbinah je zmanjšanje pretoka pri pobegu odvisno od specifične vrtilne frekvence n_q . Pri turbinah z manjšo vrednostjo n_q se pri pobegu pojavi velika centrifugalna sila, ki izriva vodo iz spirale turbine.

Vrtilna frekvenca turbine n pri pobegu je pomembna veličina. Generator mora biti načrtovan tako, da vzdrži napetosti zaradi centrifugalne sile pri pobegu. Če je dejanska vrtilna frekvenca pobega večja, kot je upoštevana pri računu generatorja, potem obstaja nevarnost, da generator med pobegom eksplodira. Koliko časa lahko turbina obratuje v režimu pobega je določeno v tehničnih specifikacijah, podanih s strani naročnika.

7. ZAKLJUČEK

V diplomski nalogi smo obravnavali hidravlične prehodne pojave, ki se pojavljajo v hidroelektrarnah z vgrajenimi Francisovimi turbinami. Prehodni pojavi se pojavijo zaradi obratovalnih manevrov turbine in povzročijo spremembo hidrodinamičnih količin. Osnovni enačbi, ki opisujeta pojav vodnega udara, sta dinamična in kontinuitetna enačba. Enačbi tvorita sistem diferencialnih parcialnih enačb hiperboličnega tipa, ki je rešljiv z numeričnimi metodami. Pregledali smo numerične metode reševanja in navedli njihovo uporabo. Podrobneje smo obravnavali metodo karakteristik, ki je namenjena reševanju enačb elastičnega vodnega udara in se uporablja pri sistemih z dolgimi cevovodi. Pri tej metodi pretvorimo sistem diferencialnih parcialnih enačb v štiri navadne diferencialne enačbe, ki povezujejo odvisne in neodvisne spremenljivke vzdolž karakterističnih krivulj v fizikalni ravnini $x-t$. Za rešitev sistema enačb je potrebno poznavanje robnih pogojev, ki sestavljajo pretočni sistem hidroelektrarne. Turbina, ki predstavlja najkompleksnejši robni pogoj, je oblikovno definirana s specifično vrtilno frekvenco in školjčnim diagramom kot osnovno karakteristiko turbine.

Naša naloga je bil izračun hidravličnih prehodnih pojavov v pretočnem sistemu hidroelektrarne Cariblanco in primerjava rezultatov z meritvami. Meritve fizikalnih veličin so bile izvedene ob prvem zagonu in predaji hidroelektrarne njenemu lastniku. Merjene so bile naslednje veličine: vodni tlak v spirali, vrtilna frekvenca turbine, gib servomotorja vodilnika in vodni tlak na vodostanski loputi. Opisali smo princip vsake meritve in uporabljene inštrumente ter narisali merilno shemo. Analizirali smo pretočni sistem hidroelektrarne, definirali modificirani pretočni sistem in določili izgube zaradi trenja. Pri tem smo zanemarili vpliv lokalnih izgub.

Za izračun smo uporabili programski paket CERTITUDE, ki je namenjen simulaciji prehodnih pojavov v hidravličnih sistemih. Pretočni sistem smo modelirali kot kombinacijo togega in elastičnega vodnega udara. Francisova turbine je opisana s tlačnimi in momentnimi karakteristikami, ki jih iz školjčnega diagrama dobimo s Suterjevo transformacijo. Garancijske vrednosti za posamezne fizikalne veličine so podane v projektu, mi smo definirali zakon zapiranja vodilnika in zvezo med relativnim odprtjem vodilnih lopatic in gibom servomotorja.

Izračunali smo štiri primere razbremenitve in hitre zaustavitve turbin pri različnih močeh generatorja. Izračunali smo tudi primer pobega, ki predstavlja izredni režim obratovanja.

V primeru razbremenitve in hitre zaustavitve turbin smo narisali grafe energijskih višin na vodostanski loputi in nihanja vode v vodostanu, grafe narastka vrtilne frekvence, tlačne višine v spirali turbine in ovojnico maksimalnih in minimalnih tlačnih višin vzdolž tlačnega cevovoda. V vseh štirih primerih se rezultati izračuna dobro ujemajo z meritvami. S primerjavo rezultatov smo potrdili predpostavko o majhnem vplivu lokalnih izgub pri računu karakteristike cevovoda k_{izg} in pravilni uporabi kombinacije togega in elastičnega vodnega udara.

Nihanja vodne gladine v vodostanu so bila izmerjena posredno preko meritve energijske višine na vodostanski loputi. Energijsko višino na vodostanski loputi smo pridobili z meritvijo vodnega tlaka na tem mestu. Pri računi in meritvi energijske višine je opazno začetno nihanje, ki je posledica vodnega udara, pri meritvi pa opazimo tudi nadaljno nihanje zaradi gibanja tlačnega vala. Primerjava krivulje energijske višine na vodostanski loputi in krivulje nihanja vodne gladine v vodostanu pokaže, da je vodostanska loputa ustrezno mesto za meritev nihanja vodne gladine v vodostanu. Pri vrtilni frekvenci je odstopanje izračuna od meritve posledica napake v karakteristikah modelne turbine in razlike med računskim in dejanskim momentom zamaha turbine in generatorja. Pri izračunu tlačne višine v spirali turbine, razen v enem primeru, vedno dobimo večjo vrednost kot pri meritvi. Nihanje po koncu zapiranja vodilnika je posledica modela elastičnega vodnega udara. Pri pretoku skozi turbino je opazen vpliv območja dušenja servomotorja. Nevarnosti za pretrganje vodnega stebra ni, saj je ovojnica minimalnih tlačnih višin nad osjo cevovoda.

V vseh primerih razbremenitve in hitre zaustavitve ni presežena nobena garancijska vrednost. Turbina v vseh obravnavanih primerih varno obratuje.

Izredni obratovalni režim nastopi takrat, ko odpove ena ali več zaščitnih naprav. V našem primeru predstavlja pobeg izredni obratovalni režim. Vrtilna frekvenca preseže garancijsko vrednost. Zaradi lastnega dušenja se zmanjša pretok skozi turbino, kar povzroči narastek tlačne višine v spirali turbine, ki pa ne predstavlja večje nevarnosti.

Pobeg je obratovalni režim, pri katerem turbina ne sme obratovati. Daljše obratovanje v režimu pobega povzroči mehanske poškodbe na turbini in generatorju. Pred ponovnim zagonom je potreben natančen pregled celotnega agregata.

VIRI

Uporabljeni viri

Arhiv Litostroj Power d.o.o.

Bergant, A. 1981. Analiza dosedanjih raziskav hidrodinamičnih prehodnih pojavov v HE s Francis-ovimi turbinami. Diplomaska naloga, Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo: 209 str.

Bergant, A. 2004. Obratovanje hidravličnega stroja med prehodnimi pojavi. Predavanje na Fakulteti za strojništvo, Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo: 38 str.

Bergant, A. 2007. Cariblanco HPP, Water hammer analysis., Report N°: 10159, Ljubljana, Litostroj E.I. d.o.o.: 61 str.

Chaudhry, M. H., 1987. Applied hydraulic transients. New York, Van Nostrand Reinhold Company: 521 str.

Djelić, V. et al. 2004. CARIBLANCO HPP Turbine model acceptance tests. Report No. 2830, Ljubljana, Turboinštitut.

Dolenc, D. 2007. P.H. Cariblanco, Reporte de las preueba de la puesta en marcha. Reporte N°: 1506. Ljubljana, Litostroj E.I. d.o.o.: 104 str.

Fotografija: Jernej Mazij

IEC 60308 2005. Turbines hydrauliques – Essais des systèmes de régulation. Geneva, Switzerland, IEC: 171 str.

Kraut, B. 2007. Krautov strojniški priročnik – 14. slovenska izdaja. Ljubljana, Littera picta: 817 str.

Larock, B.E., Jeppson, R. W., Watters, G. Z. 2000. Hydraulics of Pipeline Systems. Boca Raton, CCR Press: 534 str.

Miklavčič, M. 2005. Obravnavna hidravličnih prehodnih pojavov v hidroelektrarnah s Kaplanovimi turbinami. Diplomaska naloga, Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo: 84 str.

Mosonyi, E. 1987. Low-head power plants. Budapest, Akadémiai Kiadó: 1074 str.

Negre, J. 1983. CERTITUDE Program Version 2. Calculation of waterhammer in pipe networks. Grenoble, Sogreah.

Nicolet, C. 2007. Hydroacoustic modelling and numerical simulation of unsteady operation of hydroelectric systems. Lusanne, École Polytechnique fédérale de Lusanne: 314 str.

Pečar, M. 2007. Prilagoditev programskega paketa CERTITUDE za Microsoft Win32 operacijske sisteme. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za Strojništvo: 22 str.

Rajar, R. 1980. Hidravlika nestalnega toka. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo: 279 str.

Srpčič, S. 2003. Mehanika trdnih teles. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo: 651 str.

Steinman, F. 1991. Hidravlika. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo: 294 str.

Šolc, L. 1986. Hidroenergetski stroji in naprave. Ljubljana, Zveza energetikov Slovenije: 261 str.

The International Journal on Hydropower&Dams, 2008 World Atlas & Industry Guide. Sutton, Surrey, Aqua-Media International: 350 str.

Villalobos, R. E. 2005. Estudio de Análisis: Model de la Conducción del P.H. Cariblanco. FID-LIDKON-0037: 4 str.

Spletni iskalnik zemljevidov GOOGLE: <http://maps.google.com/> (30. 1. 2009)

Ostali viri

HE Cariblanco: Tenderski dokumenti

Horvat M. 2007. Sesalne cevi hidravličnih turbinskih strojev. Prvi seminar podiplomskega magisterskega študija, Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo: 60 str.

ICE 545 1976. Guide pour la réception, l'exploitation et l'entretien des turbines hydrauliques. Geneva, ICE, 55 str.

Jordan, V. 1983. Prehodni režimi v hidravličnih cevni sistemih. Ljubljana, Partizanska knjiga: 292 str.

Jošt, D. 2001. Numerični izračun školjčnega diagrama izkoristka Francisove turbine. Doktorska disertacija, Maribor, Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo: 110 str.

Nechleba, M. 1957. Hydraulic turbines; their design and equipment. Prague, Artia: 646 str.

Rajar, R. 1997. Hidromehanika. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo: 235 str.

Sijamhodžić, E., Bergant, A. 1989. Približen izračun hidravličnih prehodnih pojavov v hidroelektrarnah. Ljubljana, TZ Litostroj Inštitut: 58 str.

Spletna stran podjetja Baluff: <http://balluff.com> (5. 2. 2009)

Spletna stran podjetja Endress+Hauser: <http://www.endress.com/> (5. 2. 2009)

Spletna stran podjetja Hottinger: <http://www.hbm.de/> (5. 2. 2009)

Spletna stran podjetja National Instruments: <http://www.ni.com/> (5. 2. 2009)

Spletna stran podjetja Siemens: <http://www.siemens.com> (5. 2. 2009)

Spletna stran podjetja Turck: <http://www.turck.com/> (5. 2. 2009)