



UNIVERZITET U NIŠU
MAŠINSKI FAKULTET U NIŠU



Milica D. Nikodijević

**NESTACIONARNA STRUJANJA U
SYSTEMIMA ZA TRANSPORT
TEČNOSTI I NJIHOVA ZAŠTITA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Niš, 2021.



UNIVERSITY OF NIŠ
FACULTY OF MECHANICAL
ENGINEERING IN NIŠ



Milica D. Nikodijević

**UNSTEADY FLOW IN HYDRAULIC
TRANSPORT SYSTEMS AND
THEIR PROTECTION**

DOCTORAL DISSERTATION

Niš, 2021.

PODACI O DOKTORSKOJ DISERTACIJI

Mentor: dr Jasmina Bogdanović–Jovanović, vanr. prof., Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet u Nišu

Naziv: Nestacionarna strujanja u sistemima za transport tečnosti i njihova zaštita

Rezime: Predmet istraživanja je opšta analiza nestacionarnih strujanja u cevovodima za transport tečnosti sa posebnim osvrtom na cevovode malih hidroelektrana u cilju određivanja dinamičkih karakteristika regulacionih ventila (zatvarača) i pretkola. Verifikacija utvrđenih dinamičkih karakteristika regulacionih organa i ponašanje sistema vrši se poređenjem sa merenim rezultatima.

Na osnovu analize dostupnih literaturnih podataka definisani su predmet i ciljevi istraživanja. Izvršeno je matematičko modeliranje nestacionarnog strujanja tečnosti u cevima. Određena je brzina poremećaja pritiska pri hidrauličkom udaru i dati neki osnovni slučajevi ovog fenomena. Na osnovu analize dostupnih metoda koje su dale značajan doprinos razvoju ovog fenomena, dedukcijom je izabrana **metoda karakteristike** za rešavanje odgovarajućih diferencijalnih jednačina sa pratećim graničnim i početnim uslovima, a date su i različite reprezentacije za faktor trenja. Na osnovu dostupnih zatvarača na tržištu odabrana su tri za koje se proračunima i analizama došlo do rezultata na osnovu kojih je predložena najbolja vrsta zatvarača za ublažavanje hidrauličkog udara. Zatim su dati osnovni parametri vodnih turbina i klasifikacija ovih turbina, za koje su određene linearne i univerzalne eksploatacione karakteristike prema glavnoj univerzalnoj karakteristici i pokazano korišćenje univerzalnih karakteristika za dobijanje Suterovih krivih. Izvršeno je modeliranje hidrauličkog udara u sistemima sa Pelton–ovim i u sistemima sa Francis–ovim turbinama i rezultati za konkretne MHE verifikovani sa rezultatima merenja. U radu su prikazane i potencijalne statičke i hidrodinamičke metode detekcije curenja u sistemima transporta fluida. Posebna pažnja je posvećena metodi analize gradijenta pritiska koja je zatim proširena nestacionarnim analizama za namenski generisane poremećaje pritiska u sistemu.

Na osnovu razvijenih modela za utvrđivanje dinamičkih karakteristika prelaznih procesa daje se postupak za utvrđivanje curenja i lokacije curenja tečnosti u hidrauličkom sistemu. Dobijeni rezultati koristiće se za utvrđivanje preporuka za povećanje pouzdanosti i zaštitu sistema.

Naučna oblast: Mašinsko inženjerstvo–Teorijska i primenjena mehanika fluida

Naučna disciplina: Nestacionarna strujanja fluida

Ključne reči: Nestacionarno strujanje fluida, hidraulički udar, hidraulički zatvarači, zakoni zatvaranja zatvarača, modeliranje hidrauličkog udara, Pelton–ova turbina, Francis–ova turbina, curenje tečnosti, lokacija curenja

UDK: 621.643(043.3)
CERIF klasifikacija: T 210
Tip odabrane licence: CC BY-NC-ND

DATA ON DOCTORAL DISSERTATION

Doctoral Supervisor: Jasmina Bogdanović–Jovanović, PhD, Associate professor, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering

Title: **Unsteady Flow in Hydraulic Transport Systems and Their Protection**

Abstract: The subject matter of this dissertation is a general analysis of unsteady flows in hydraulic transport pipelines with a special focus on small hydropower pipelines and the determination of dynamic properties of control valves and the stator. The determined dynamic properties of governors and system behavior are verified through comparison with the measured results.

The research subject and aims are defined based on the analysis of previous relevant literature. Mathematical modelling of unsteady fluid flow in pipelines is conducted. The speed of pressure disturbance during water hammer is determined and some basic cases of this phenomenon are presented. Based on the review of available methods that significantly contributed to the study of this phenomenon, the method of characteristics is deductively selected to solve the relevant differential equations with boundary and initial conditions, after which different representations of the friction factor are given. Based on market availability of different valve types, three of them are selected; calculations and analyses of the three valves yielded results that were then used to propose the best valve type water hammer mitigation. Afterward, the basic parameters of water turbines are described and a classification is provided for the turbines, for which linear and universal characteristics are then determined according to the main universal characteristic and the use of universal characteristics to obtain Suter curves is demonstrated. Water hammer is modelled for systems containing a Pelton and a Francis turbine and the results for specific small hydropower plants are then verified against the modelling results. The dissertation also discusses potential static and hydrodynamic methods of leakage detection in hydraulic transport systems, with special focus on the method of pressure gradient analysis, which is then supplemented with unsteady analyses for intentionally created pressure disturbances in the system.

Based on the developed models for establishing the dynamic properties of transients, a procedure is proposed for identifying leakage and leakage locations in a hydraulic system. The obtained results will be used to formulate recommendations for improved reliability and system protection.

Scientific Field: Mechanical Engineering–Theoretical and Applied Fluid Mechanics

Scientific Discipline: Unsteady Fluid Flow

Key Words: unsteady fluid flow, water hammer, hydraulic valves, valve closing laws, water hammer modelling, Pelton turbine, Francis turbine, leakage flow, leakage location

UDC: 621.643(043.3)

CERIF Classification: T 210

Creative Commons License: CC BY-NC-ND

License Type:

Sadržaj

SPISAK OZNAKA	7
SPISAK TABELA	8
SPISAK SLIKA	9
UVOD	13
1. DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA	16
1.1. DETEKCIJA I LOKACIJA CURENJA	26
1.2. ZAŠTITA OD HIDRAULIČKOG UDARA.....	28
1.3. PREDMET ISTRAŽIVANJA U DISERTACIJI	30
2. NESTACIONARNO STRUJANJE U CEVIMA	32
2.1. KRUTI HIDRAULIČKI UDAR.....	33
2.2. BRZO OTVARANJE VENTILA NA DONJEM KRAJU CEVOVODA	35
2.3. SPORO ZATVARANJE VENTILA.....	37
2.4. ELASTIČNI HIDRAULIČKI UDAR	39
2.5. PROMENA PRITISKA I PIJEZOMETARSKJE VISINE	42
2.6. BRZINA PROSTIRANJA TALASA.....	43
2.7. JEDNAČINA KONTINUITETA.....	45
2.8. JEDNAČINA IMPULSA.....	47
3. METODE PRORAČUNA HIDRAULIČKOG UDARA.....	50
3.1. ALLIEVI–JEVA METODA	51
3.2. METODA KARAKTERISTIKA.....	56
3.3. INTEGRACIJA KARAKTERISTIČNIH JEDNAČINA	64
3.4. METODA KARAKTERISTIKA SA REGULARNOM PRAVOUGAONOM MREŽOM.....	66
3.5. PRORAČUN FAKTORA TRENJA	69
3.6. GRANIČNI USLOVI	74
3.6.1. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na početku sistema.....	75
3.6.2. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na kraju sistema	76
3.6.3. Zatvoren cevovod na početku sistema.....	77
3.6.4. Zatvoren cevovod na kraju sistema	77
3.6.5. Ventil na kraju sistema	78
3.6.6. Spoj dve cevi	79
3.6.7. Račvanje cevovoda.....	82
3.6.8. Hidroforska posuda	83
3.6.9. Ventil sa električnim pogonom.....	86
3.6.10. Ventili sa regulisanim pogono.....	91
3.6.11. Centrifugalna pumpa	92
4. IZBOR ZATVARAČA (VENTILA) U HIDROTURBINSKIM POSTROJENJIMA	96
4.1. LEPTIRASTI ZATVARAČI	97
4.2. SFERNI ZATVARAČI	99
4.3. IGLIČASTI ZATVARAČI.....	101
4.4. ODREĐIVANJE OSNOVNIH KARAKTERISTIKA POJEDINIH TIPOVA ZATVARAČA	102
4.5. METODOLOGIJA I REZULTATI.....	105
4.6. MODEL HIDRAULIČKOG SISTEMA ZA ANALIZU HIDRAULIČKOG UDARA.....	111
4.7. REZULTATI PRORAČUNA I ANALIZA HIDRAULIČKOG UDARA U SISTEMU.....	112
5. PRORAČUN NESTACIONARNIH–PRELAZNIH PROCESA U HIDROTURBINSKIM POSTROJENJIMA	120
5.1. HIDROTURBINSKA POSTROJENJA–HIDROELEKTRANE	120
5.2. TIPOVI HIDROELEKTRANA.....	120
5.3. KLASIFIKACIJA VODNIH TURBINA	121

5.3.1. Pelton–ove turbine.....	122
5.3.2. Francis–ove (Radijalno–osne) turbine.....	123
5.4. OSNOVNI PARAMETRI HIDROTURBINA.....	125
5.5. KARAKTERISTIKE VODNIH TURBINA.....	127
5.5.1. Postupak određivanja linearnih i univerzalnih eksploatacionih karakteristika prema glavnoj univerzalnoj karakteristici.....	131
5.5.2. Linearna karakteristika Q–P.....	132
5.5.3. Linearna naporna karakteristika.....	133
5.5.4. Linearna (linearizovana) karakteristika po broju obrtaja.....	134
5.5.5. Univerzalna eksploataciona karakteristika.....	134
5.6. KORIŠĆENJE POZNATIH UNIVERZALNIH KARAKTERISTIKA ZA DOBIJANJE SUTEROVIH KRIVIH.....	136
5.7. HIDRAULIČKI UDAR U SISTEMIMA SA PELTON–OVIM I FRANCIS–OVIM TURBINAMA.....	142
5.7.1. Modeliranje hidrauličkog udara u sistemima sa Pelton–ovom turbinom.....	142
5.7.2. Modeliranje hidrauličkog udara u sistemima sa Francis–ovim turbinama.....	152
6. ODREĐIVANJE CURENJA I MESTA CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA.....	162
6.1. OSNOVNI UZROCI CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA.....	163
6.2. METODE ZA OTKRIVANJE CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA.....	165
6.2.1. Metode praćenja spoljašnjih parametara–eksterne metode.....	165
6.2.2. Metode praćenja unutrašnjih parametara–interne metode.....	166
6.3. UREĐAJI SA DEFEKTOSKOPOM ZA OTKRIVANJE CURENJA.....	167
6.3.1. Ultrazvučni defektoskop.....	167
6.3.2. Magnetni defektoskop.....	168
6.3.3. Vrtložni defektoskop.....	168
6.4. OTKRIVANJE CURENJA PRAĆENJEM PARAMETARA PROCESA TRANSPORTA FLUIDA.....	168
6.5. AKUSTIČNE METODE.....	170
6.6. METODA ZA PRAĆENJE INTEGRITETA MAGISTRALNIH CEVOVODA KORIŠĆENJEM HIDRODINAMIČKE TALASNE TEORIJE.....	170
6.6.1. Matematički model metode praćenja integriteta magistralnih cevovoda korišćenjem hidrodinamičke talasne teorije.....	172
6.7. NUMERIČKA ANALIZA DETEKCIJE CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA.....	177
ZAKLJUČAK.....	187
LITERATURA.....	190
BIOGRAFIJA AUTORA.....	200

SPISAK OZNAKA

m – masa	δ – debljina zida cevi
v – intenzitet brzine; odnos protoka	ε_r – relativno izduženje
V_{sr} – intenzitet srednje brzine	E – moduo elastičnosti materijala
F_i – intenziteti sila	x – uzdužna koordinata
t – vreme	μ – faktor isticanja; srednja vrednost niza
ρ – gustina fluida	Re – Rejnoldsov broj
A – površina poprečnog preseka cevi	ν – koeficijent kinematičke viskoznosti
L – dužina cevi	C^+ – pozitivna karakteristika
G – intenzitet gravitacione sile	C^- – negativna karakteristika
T – intenzitet sile trenja; vreme; obrtni moment	τ^* – stepen otvorenosti ventila
p – pritisak; broj pari polova generatora	n – broj obrtaja
α – ugao; odnos brzina	H – napor pumpe
g – ubrzanje Zemljine teže	K_v, C_v – koeficijent proticanja zatvarača
z_i – visine	t_z – vreme zatvaranja zatvarača
τ – tangencijalni napon, bezdimenzioni otvor mlaznice	H^* – amplituda oscilacija pritiska
O – okvašeni obim poprečnog preseka cevi	Y – jedinični rad
λ – faktor trenja	P – snaga
R_h – hidraulički radijus	ω – ugaona brzina
h – pijezometarska visina, odnos smanjenja neto pada	f – frekvencija mreže
C_τ – faktor tangencijalnog napona	H_s – usisna visina
D, d – prečnik poprečnog preseka cevi	η – stepen korisnosti
Q, q – zapreminski protok	n_{11} – značica broja obrtaja
ζ_{lok}, ζ – faktor lokalnih otpora	Q_{11} – značica protoka
a_e – efektivna površina poprečnog preseka otvora ventila	I – moment inercije
a_0 – površina poprečnog preseka potpuno otvorenog ventila	β – odnos obrtnih momenata
t_f – vreme trajanja faze hidrauličkog udara	F_h – karakteristika neto pada
c – brzina prostiranja talasa pritiska	F_b – karakteristika momenta
ε – moduo stišljivosti tečnosti	E_m – parametar zatvaranja mlaznice
σ – napon; kavitacioni koeficijent; varijansa	

SPISAK TABELA

<i>Tabela 4.1. Aproximativne C_v vrednosti sfernih zatvarača za različite stepene otvorenosti</i>	<i>105</i>
<i>Tabela 4.2. Rezultati dobijeni numeričkim proračunima.....</i>	<i>118</i>
<i>Tabela 5.1. Klasifikacija turbina prema specifičnim brzinama obrtanja n'_{sp}</i>	<i>122</i>
<i>Tabela 5.2. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina.....</i>	<i>133</i>
<i>Tabela 5.3. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina.....</i>	<i>134</i>
<i>Tabela 5.4. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina.....</i>	<i>134</i>
<i>Tabela 5.5. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina.....</i>	<i>135</i>
<i>Tabela 5.6. Podaci za modelske Francis-ove turbine.....</i>	<i>135</i>
<i>Tabela 5.7.</i>	<i>141</i>
<i>Tabela 5.8. Zakoni zatvaranja</i>	<i>143</i>
<i>Tabela 5.9. Osnovni podaci sistema.....</i>	<i>146</i>
<i>Tabela 5.10. Osnovni podaci sistema.....</i>	<i>149</i>
<i>Tabela 5.11. Nominalni radni parametri Francis-ovih turbina u HE Amberd 2</i>	<i>153</i>
<i>Tabela 5.12. Primer proračuna karakteristika neto pada i obrtnog momenta za jedan položaj sprovodnog aparata.....</i>	<i>155</i>
<i>Tabela 5.13. Nominalni radni parametri Francis-ovih turbina u HE Raul Alb</i>	<i>157</i>
<i>Tabela 6.1. Rezultati merenja</i>	<i>178</i>
<i>Tabela 6.2. Gradijent pada pritiska [mVs]/[m] za razmatrane deonice cevovoda.....</i>	<i>180</i>
<i>Tabela 6.3. Rezultati analiza.....</i>	<i>181</i>
<i>Tabela 6.4.</i>	<i>182</i>

SPISAK SLIKA

<i>Slika 2.1. Sile koje deluju na fluid u cevi</i>	33
<i>Slika 2.2. Šema instalacije za snabdevanje turbine vodom</i>	36
<i>Slika 2.3. Faze razvoja hidrauličkog udara</i>	40
<i>Slika 2.4. Promena pritiska kod zatvarača V za vreme hidrauličkog udara</i>	41
<i>Slika 2.5. Pokretna kontrolna zapremina</i>	42
<i>Slika 2.6. Odsečak cevi za izvođenje jednačine kontinuiteta</i>	46
<i>Slika 3.1. Linije karakteristika u ravni (x,t)</i>	62
<i>Slika 3.2. Neporemećene zone</i>	63
<i>Slika 3.3. Prostiranje poremećaja kod naglog zatvaranja ventila</i>	63
<i>Slika 3.4. Deo numeričke mreže za metodu karakteristika</i>	64
<i>Slika 3.5. Numerička mreža za metodu karakteristika</i>	65
<i>Slika 3.6. Regularna pravougaona mreža za metodu karakteristika</i>	67
<i>Slika 3.7. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na početku sistema</i>	75
<i>Slika 3.8. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na kraju sistema</i>	76
<i>Slika 3.9. Zatvoren cevovod na početku sistema</i>	77
<i>Slika 3.10. Zatvoren cevovod na kraju sistema</i>	78
<i>Slika 3.11. Ventil na kraju sistema</i>	78
<i>Slika 3.12. Spoj dve cevi sa suženjem cevovoda</i>	80
<i>Slika 3.13. Spoj dve cevi sa proširenjem cevovoda</i>	81
<i>Slika 3.14. Račvanje cevovoda</i>	82
<i>Slika 3.15. Šematski prikaz hidroforske posude</i>	84
<i>Slika 3.16. Karakteristike hidroforske posude</i>	85
<i>Slika 3.17. Ventil sa električnim pogonom u fabričkim uslovima</i>	86
<i>Slika 3.18. Ventil sa električnim pogonom</i>	88
<i>Slika 3.19. Karakteristike ventila</i>	90
<i>Slika 3.20. Pumpa na početku cevovoda</i>	94
<i>Slika 4.1. Leptirasti zatvarač sa odgovarajućom opremom za komandovanje zatvaračem</i>	97
<i>Slika 4.2. Leptirasti zatvarač</i>	98
<i>Slika 4.3. Centrični leptirasti zatvarač</i>	98
<i>Slika 4.4. Ekscentrični leptirasti zatvarač</i>	98
<i>Slika 4.5. Faktor otpora regulacionog leptirastog zatvarača</i>	99
<i>Slika 4.6. Sferni zatvarač</i>	100
<i>Slika 4.7. Sferni predturbinski zatvarač sa pratećom opremom</i>	101
<i>Slika 4.8. Igličast zatvarač sa pratećim komponentama</i>	101
<i>Slika 4.9. Johnson–ov igličast zatvarač</i>	102
<i>Slika 4.10. Leptirast zatvarač</i>	102
<i>Slika 4.11. Faktor proticanja u zavisnosti od stepena otvorenosti leptirastog zatvarača</i>	103

<i>Slika 4.12. (a) Igličast zatvarač, (b) Faktor lokalnih otpora u zavisnosti od stepena otvorenosti zatvarača</i>	103
<i>Slika 4.13. Sferni zatvarač: (a) Potpuno zatvoren, (b) 50% otvoren, (c) potpuno otvoren</i>	104
<i>Slika 4.14. Hidraulički sistem</i>	105
<i>Slika 4.15. Promena pritiska u funkciji vremena, (leptirast zatvarač, DN 300, 20[s])</i>	106
<i>Slika 4.16. Promena pritiska u funkciji vremena (igličast zatvarač, DN 300, 20[s])</i>	106
<i>Slika 4.17. Promena pritiska u funkciji vremena (sferni zatvarač, DN 300, 20[s])</i>	106
<i>Slika 4.18. Promena pritiska u funkciji vremena (sva tri zatvarača, DN 300, 20[s])</i>	106
<i>Slika 4.19. Promena pritiska u funkciji vremena, (leptirast zatvarač, DN 600, 20[s])</i>	107
<i>Slika 4.20. Promena pritiska u funkciji vremena, (igličast zatvarač, DN 600, 20[s])</i>	107
<i>Slika 4.21. Promena pritiska u funkciji vremena, (sferni zatvarač, DN 600, 20[s])</i>	107
<i>Slika 4.22. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN600, 20[s])</i>	107
<i>Slika 4.23. Promena pritiska u funkciji vremena, (leptirast zatvarač, DN 900, 20[s])</i>	108
<i>Slika 4.24. Promena pritiska u funkciji vremena, (igličast zatvarač, DN 900, 20[s])</i>	108
<i>Slika 4.25. Promena pritiska u funkciji vremena, (sferni zatvarač, DN 900, 20[s])</i>	108
<i>Slika 4.26. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN900, 20[s])</i>	108
<i>Slika 4.27. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritisaka (za sva tri razmatrana zatvarača, DN300, 20[s])</i>	108
<i>Slika 4.28. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritisaka (za sva tri razmatrana zatvarača, DN600, 20[s])</i>	108
<i>Slika 4.29. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritisaka (za sva tri razmatrana zatvarača, DN900, 20[s])</i>	109
<i>Slika 4.30. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN=300[mm], t= 40[s])</i>	109
<i>Slika 4.31. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN=600[mm], t=40[s])</i>	109
<i>Slika 4.32. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN=900[mm], t=40[s])</i> 110	
<i>Slika 4.33. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritisaka (za sva tri razmatrana zatvarača, DN300, 40[s])</i>	110
<i>Slika 4.34. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritisaka (za sva tri razmatrana zatvarača, DN600, 40[s])</i>	110
<i>Slika 4.35. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritisaka (za sva tri razmatrana zatvarača, DN900, 40[s])</i>	110
<i>Slika 4.36. Šema hidrauličkog sistema</i>	111
<i>Slika 4.37. Karakteristike leptirastog zatvarača</i>	112
<i>Slika 4.38. Karakteristike sfernog zatvarača</i>	112
<i>Slika 4.39. Karakteristike klipnog zatvarača</i>	112
<i>Slika 4.40. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=30[s]$, cev DN300</i>	113
<i>Slika 4.41. Anvelope pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=30[s]$, cev DN300</i>	113
<i>Slika 4.42. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=45[s]$, cev DN300</i>	113
<i>Slika 4.43. Anvelope pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=45[s]$, cev DN300</i>	113
<i>Slika 4.44. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=60[s]$, cev DN300</i>	114
<i>Slika 4.45. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=30[s]$, cev DN600</i>	114
<i>Slika 4.46. Anvelope pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=30[s]$, cev DN600</i>	114
<i>Slika 4.47. Raspored pritiska za različitezatvarače: vreme zatvaranja $T_z=60[s]$, cev DN600</i>	115
<i>Slika 4.48. Novi zakoni zatvaranja zatvarača sa promenljivom brzinom aktuatora</i>	116
<i>Slika 4.49. Nove krive zatvaranja–leptirastog zatvarača</i>	116
<i>Slika 4.50. Promena pritiska ispred zatvarača, linearni i nelinearni zakon zatvaranja</i>	116
<i>Slika 4.51. Nove krive zatvaranja–sfernog zatvarača</i>	117
<i>Slika 4.52. Promena pritiska ispred zatvarača, linearni i nelinearni zakon zatvaranja</i>	117
<i>Slika 4.53. Nove krive zatvaranja–klipno–prstenastog zatvarača</i>	117
<i>Slika 4.54. Promena pritiska ispred zatvarača, linearni i nelinearni zakon zatvaranja</i>	117
<i>Slika 5.1. Osnovni delovi hidroelektrane</i>	121

<i>Slika 5.2. Oblici kola i oblast primene savremenih turbina u zavisnosti od pada H i specifične brzine obrtanja n_{sp}</i>	122
<i>Slika 5.3. Pelton–ova turbina</i>	123
<i>Slika 5.4. a) Regulisanje protoka kopljem, b) Dejstvo mlaza na lopaticu</i>	123
<i>Slika 5.5. Agregat sa Francis–ovom turbinom</i>	124
<i>Slika 5.6. Radno kolo Francis–ove turbine</i>	125
<i>Slika 5.7. Šema zakretanja lopatica sprovodnog kola delovanjem servomotora na prsten</i>	125
<i>Slika 5.8. a) – karakteristika brzine obrtanja, b) – karakteristika protoka, c) – karakteristika pada, d) – karakteristika snage</i>	128
<i>Slika 5.9. Univerzalna karakteristika $\eta = f(H, P)$</i>	129
<i>Slika 5.10. Univerzalna karakteristika turbine $P = f(H, Q)$</i>	129
<i>Slika 5.11. Univerzalna karakteristika jedne Francis–ove turbine</i>	130
<i>Slika 5.12. Univerzalna karakteristika jedne Penton–ove turbine</i>	131
<i>Slika 5.13. Linearne karakteristike turbina</i>	132
<i>Slika 5.14. Ogređivanje linearne karakteristike turbine</i>	133
<i>Slika 5.15. Tipična četvorokvadratna karakteristika neto pada u zavisnosti od stepena otvorenosti pretkola turbine</i>	136
<i>Slika 5.16. Tipična četvorokvadratna karakteristika momenta (F_b) u zavisnosti od stepena otvorenosti pretkola turbine</i>	136
<i>Slika 5.17. Deo školjkastog dijagrama</i>	141
<i>Slika 5.18. Bezdimezione karakteristične krive</i>	142
<i>Slika 5.19. Koeficijent proticanja mlaznice u odnosu na stepen njene otvorenosti</i>	144
<i>Slika 5.20. Promena pritiska ispred mlaznice tokom i nakon njenog zatvaranja</i>	144
<i>Slika 5.21. Razlika u promeni pritiska pri korišćenju modela promenljivog trenja</i>	145
<i>Slika 5.22. Objekat MHE Tegirmenti 2</i>	145
<i>Slika 5.23. Predturbinski leptirasti zatvarač sa obilaznim vodom</i>	145
<i>Slika 5.24. Vodozahvat</i>	146
<i>Slika 5.25. Ulaz u taložnicu</i>	146
<i>Slika 5.26. Vertikalna Pelton–ova turbina</i>	146
<i>Slika 5.27. Mlaznice Pelton–ove turbine</i>	146
<i>Slika 5.28. Promena pritiska i broja obrtaja u sistemu Tegirmenti 2</i>	147
<i>Slika 5.29. Sva 5 zakona zatvaranja, HE Tegirmenti 2</i>	148
<i>Slika 5.30. Zakon 5 i zakon 5 sa korigovanim modelom turbine Tegirmenti 2</i>	148
<i>Slika 5.31. Promena faktora proticanja</i>	148
<i>Slika 5.32. Poklapanje dijagrama merenja i simulacije, HE Tegirmenti 2</i>	148
<i>Slika 5.33. Horizontalne Pelton–ove turbine u sistemu Jermajur 2*</i>	149
<i>Slika 5.34. Radno kolo horizontalne Pelton–ove turbine**</i>	149
<i>Slika 5.35. Vodozahvat*</i>	149
<i>Slika 5.36. Promena pritiska i broja obrtaja prilikom ispada turbine u sistemu Jermajur 2</i>	150
<i>Slika 5.37. Sva 5 zakona zatvaranja, HE Jermajur 2</i>	150
<i>Slika 5.38. Zakon 5 i korigovan zakon 5 Jermajur 2</i>	150
<i>Slika 5.39. Promena faktora proticanja</i>	151
<i>Slika 5.40. Poklapanje dijagrama merenja i simulacije, HE Jermajur 2</i>	151
<i>Slika 5.41. Mašinska zgrada*</i>	152
<i>Slika 5.42. Vodozahvat*</i>	152
<i>Slika 5.43. Vertikalna Francis–ova turbina**</i>	152
<i>Slika 5.44. Ispad turbine na hidroelektrani Amberd 2</i>	153

<i>Slika 5.45. Univerzalna karakteristika hidroturbine PO 500–B № 2515.....</i>	<i>154</i>
<i>Slika 5.46. Poprečni presek modelske hidroturbine PO 500–B.....</i>	<i>154</i>
<i>Slika 5.47. Karakteristika neto pada (Fh).....</i>	<i>155</i>
<i>Slika 5.48. Karakteristika momenta (Fb).....</i>	<i>156</i>
<i>Slika 5.49. Ispad turbine na HE Amberd 2.....</i>	<i>156</i>
<i>Slika 5.50. Promena pritiska u sistemu.....</i>	<i>156</i>
<i>Slika 5.51. Promena protoka nakon ispada turbine sa mreže.....</i>	<i>156</i>
<i>Slika 5.52. Brzina obrtanja radnog kola turbine.....</i>	<i>156</i>
<i>Slika 5.53. MHE Raul Alb.....</i>	<i>157</i>
<i>Slika 5.54. Horizontalna Francis-ova turbina.....</i>	<i>158</i>
<i>Slika 5.55. Dovodni cevovod.....</i>	<i>158</i>
<i>Slika 5.56. Ispad turbine na elektrani Raul Alb.....</i>	<i>158</i>
<i>Slika 5.57. Univerzalna karakteristika hidroturbine PO 310–B.....</i>	<i>159</i>
<i>Slika 5.58. Karakteristika neto pada (Fh).....</i>	<i>160</i>
<i>Slika 5.59. Karakteristika momenta (Fb).....</i>	<i>160</i>
<i>Slika 5.60. Ispad turbine na elektrani Raul Alb.....</i>	<i>161</i>
<i>Slika 5.61. Promena pritiska.....</i>	<i>161</i>
<i>Slika 5.62. Promena protoka nakon ispada turbine sa mreže.....</i>	<i>161</i>
<i>Slika 5.63. Brzina obrtanja radnog kola turbine.....</i>	<i>161</i>
<i>Slika 6.1. Magistralni naftovod.....</i>	<i>162</i>
<i>Slika 6.2. Korozija metala na cevovodu a) korozija spolja i b)korozija unutar cevovoda.....</i>	<i>164</i>
<i>Slika 6.3. Optički kabl postavljen duž cevovoda.....</i>	<i>165</i>
<i>Slika 6.4. Ultrazvučni defektoskop.....</i>	<i>167</i>
<i>Slika 6.5. Magnetni defektoskop.....</i>	<i>168</i>
<i>Slika 6.6. Deo integralne mreže.....</i>	<i>174</i>
<i>Slika 6.7. Granični uslov na početku dela cevovoda.....</i>	<i>174</i>
<i>Slika 6.8. Granični uslov na kraju dela cevovoda.....</i>	<i>174</i>
<i>Slika 6.9. Uslovi spajanja u preseku curenja.....</i>	<i>175</i>
<i>Slika 6.10. Vodovodni sistem „Ljuberađa–Niš” - Izvorište „Ljuberađa”–rezervoar „Vinik”.....</i>	<i>177</i>
<i>Slika 6.11. Deonica: Prekidna komora “Divljana” – Rezervoar “Vinik”.....</i>	<i>178</i>
<i>Slika 6.12. Radne krive sistema i rezultati merenja.....</i>	<i>179</i>
<i>Slika 6.13.....</i>	<i>180</i>
<i>Slika 6.14. Promena pritiska na lokaciji 1 - početak cevovoda.....</i>	<i>185</i>
<i>Slika 6.15. Promena T distribucije na lokaciji 1–početak cevovoda.....</i>	<i>185</i>
<i>Slika 6.16. Promena pritiska na lokaciji 2 cevovoda.....</i>	<i>185</i>
<i>Slika 6.17. Promena T distribucije na lokaciji 2.....</i>	<i>185</i>
<i>Slika 6.18. Promena pritiska na lokaciji 3 cevovoda.....</i>	<i>186</i>
<i>Slika 6.19. Promena T distribucije na lokaciji 3.....</i>	<i>186</i>
<i>Slika 6.20. Promena pritiska na lokaciji 4 cevovoda.....</i>	<i>186</i>
<i>Slika 6.21. Promena T distribucije na lokaciji 4.....</i>	<i>186</i>
<i>Slika 6.22. Promena pritiska na lokaciji 5 cevovoda.....</i>	<i>186</i>
<i>Slika 6.23. Promena T distribucije na lokaciji 5.....</i>	<i>186</i>

UVOD

Svi sistemi hidrauličkog transporta izloženi su prelaznim radnim režimima pri čemu dolazi do značajnih promena fizičkih parametara koji karakterišu sistem. Nestacionarni radni režim se definiše kao proces koji se dešava u hidrauličkom sistemu u toku njegovog prelaska iz jednog ustaljenog (stacionarnog) stanja u drugo stacionarno stanje. Ukoliko dolazi do značajnijih promena hidrauličkih veličina u sistemu one su izrazito nestacionarne i sve do 1963. godine one su bile poznate pod nazivom “hydraulic transient”. Upravo te godine je Parmakian [1], ovu pojavu nazvao hidraulički udar jer ga je, zvuk koji se često čuje pri prelaznom strujanju podsećao na udar čekića. Sa sadašnje pozicije taj naziv, možda, i nije toliko prikladan za ovu pojavu, ali je on opšte prihvaćen i u naučnim krugovima, a i u praksi, i do danas se nije menjao. Dakle, sada se može reći da je fenomen hidraulički udar sinonim za nestacionarno strujanje tečnosti u cevi. Za hidraulički sistem je najbolje i najpouzdanije da radi u stacionarnom stanju, ali to, iz objektivnih razloga, nije uvek moguće.

Hidraulički udar se može okarakterisati kao brza promena pritiska koja se javlja zbog nagle promene brzine strujanja u ograničenom prostoru. To je prelazni fenomen koji može biti izazvan naglim otvaranjem ili zatvaranjem ventila, pokretanjem ili zaustavljanjem pumpi, otkazivanjem mehaničkih uređaja u protočnom vodu, nestacionarnim upravljanjem, zatvaranjem predturbinskog ventila (zatvarača), zatvaranjem sprovodnog aparata, startom turbine, ispadom turbinskog agregata sa mreže, naglom promenom regulacije protoka (namerno ili slučajno), zemljotresa, a ne treba isključiti ni mogućnost ljudske greške.

Varijacije pritiska usled hidrauličkog udara mogu biti velike i prostiru se u sistemu u obliku talasa, brzinom koja je približno jednaka brzini zvuka, i mogu prouzrokovati ozbiljna oštećenja sistema. Obično se, pri analizi hidrauličkog udara, određuje maksimalni pritisak, ali ne sme se izostaviti i određivanje minimalnog pritiska koji se tom prilikom javlja u hidrauličkom sistemu. Vrednost ovog minimalnog pritiska može da padne na vrednost pritiska isparavanja vode na određenim mestima u sistemu kao što su zatvoreni krajevi, prevojne tačke ili kolena i da dovede do pojave mehurova, kavitacije i razdvajanja struje.

Na osnovu, do sada rečenog, lako je zaključiti da je hidraulički udar štetna pojava koja se nikako ne može u potpunosti izbeći, ali se ipak, u većini slučajeva, može kontrolisati ili samim projektovanjem ili pak ugradnjom zaštitnih uređaja što iskusni projektanti mogu da procene u fazi projektovanja hidrauličkog sistema. Hidraulički udar može izazvati mnoge nepoželjne pojave kao što su nefunkcionisanje hidrauličke opreme u sistemu, deformisanje ili čak razaranje cevovoda, zamor materijala cevi i nosača cevovoda, zagađenje životne sredine, a nekada i ljudske žrtve kao što je slučaj Sayano–Shushenskaya hidroelektrane gde je 2009. godine stradalo čak 75 ljudi [2]. Nekada oštećenja mogu biti blaža i ne mogu se uočiti neposredno po nastanku, ali dovode do pojačane korozije koja u kombinaciji sa ponovljenim hidrauličkim udarom dovodi do havarije cevovoda.

Prelazni procesi se javljaju u mnogim industrijskim sistemima, u hidroenergetici i termoenergetici, vodosnabdevanju i kanalizaciji, transportu nafte i gasa, nuklearnim elektranama, svakodnevnom životu itd.

Danas su širom sveta prisutni dugački cevovodi koji transportuju fluid na velikim rastojanjima. Dimenzionisanje cevovoda za rad sa velikim brzinama zajedno sa prefinjenim upravljačkim uređajima, više vrsta pumpi i zatvarača (ventila), zajedno sa elektronskim senzorima u nekim slučajevima povećavaju mogućnost pojave hidrauličkog udara.

Nuklearne elektrane imaju sisteme sa velikom cevovodnom mrežom za transport vode da bi se obezbedilo hlađenje u svakom trenutku, na pouzdan način. Voda u nuklearnim elektranama je, skoro uvek, pod visokim pritiskom dok je protok značajan. U sistemu su prisutne pumpe i upravljački elementi, a naravno, uvek se mora računati na nepredviđene (slučajne) događaje. Svi ovi elementi pogoduju fenomenu hidrauličkog udara. Zbog činjenice, da havarije na ovim objektima mogu izazvati, pored ekonomskih gubitaka i velike ljudske žrtve i dugotrajno zagađivanje životne sredine postoji obaveza prijavljivanja svih incidentnih situacija koje se na njima dese. Tako je do 2016. godine nadležnim organima za prijavljivanje incidenata prijavljeno 99 incidenata [3].

Fenomen hidrauličkog udara prisutan je i u svakodnevnom životu, u stambenim objektima. Na primer, kada naglo zatvorimo slavinu za vodu, isto tako kod mašina za pranje veša ili pranje posuđa, posle punjenja vodom može se čuti blagi udar ili potres kao posledica talasa pritiska tj. kao posledica hidrauličkog udara koji je nastao zbog naglog zatvaranja zatvarača na izlazu cevi. Ovi talasi pritiska mogu izazvati više štetnih efekata, od buke i vibracija do sila koje deluju na sistem cevovoda.

Savremeni razvoj i porast broja stanovnika povećao je potrebu za energijom pa je izgrađeno, a i danas se grade i velike i male hidroelektrane. U pojedinim slučajevima dovodni cevovodi hidroelektrana su veoma dugi što pogoduje pojavi fenomena hidrauličkog udara. Svaka pumpna stanica, svaka hidroelektrana se pušta u rad, isključuje, može joj otkazati oprema ili može da ispadne sa mreže itd. Dakle, zbog svega navedenog može se zaključiti da se pojava hidrauličkog udara ne može izbeći.

Zbog različitih štetnih efekata koje može izazvati hidraulički udar, njegova analiza je veoma važna kako bi se odredile vrednosti tranzijentnih pritisaka (maksimalna i minimalna). Upravo iz ovih razloga potrebno je poznavati fenomen hidrauličkog udara, moraju se poznavati postupak matematičkog modeliranja koje dovodi do sistema nelinearnih parcijalnih diferencijalnih jednačina hiperboličkog tipa, od kojih je jedna impulsna jednačina, a druga jednačina kontinuiteta. U najprostijem slučaju neophodno je zadovoljiti jedan početni uslov i dva granična uslova, dok je za složenije sisteme neophodno zadovoljiti i više graničnih uslova. Neophodno je i poznavanje numeričkih metoda, jer se ovaj sistem jednačina, za sada, ne može rešiti analitički. Složenost ovog problema zahteva upotrebu softvera za numeričko rešavanje formiranih jednačina matematičkim modeliranjem. Zbog važnosti ovog problema razvijen je veliki broj softvera za analizu hidrauličkih prelaznih procesa u hidroenergetskim postrojenjima. Jedan od njih je WHMO (Water Hammer and Mass Oscillation) koji je nekomercijalnog karaktera. Ovaj program koristi tehniku implementiranih konačnih razlika. U ovom trenutku postoji više komercijalno dostupnih softverskih paketa hidrauličkog udara koji se nalaze na svetskoj mreži i gotovo svi su zasnovani na metodi karakteristika. Sve ove činjenice govore o tome koliko je ovaj problem i danas aktuelan i koliko je velika zainteresovanost istraživača za njegovo dalje izučavanje kako bi se poboljšali, do sada dobijeni, rezultati.

Gledano istorijski, može se reći da su se u razvoju istraživanja hidrauličkog udara, do danas, desile dve "revolucije". Prva se desila dolaskom naučnog doba matematičkim razvojem ostvarenim u publikaciji "Philosophie Naturalies Mathematica" Isaac Newton–a objavljenoj 1687. godine, kada je razumevanje strujanja fluida dobilo kvalitativni skok u smislu teorijskih razmatranja. Taj skok je pokrenuo celokupni razvoj hidrauličkog inženjerstva sve do sredine 20. veka. Druga "revolucija" desila se pojavom digitalnih računara velike brzine, sredinom 20. veka, i oni predstavljaju još jednu kontinuiranu transformaciju u istraživanju i primeni principa fluidnog inženjerstva.

1. DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA

Jedno kompletno istraživanje istorije hidrauličkog udara uradio je Wood [4] i objavio ga u obliku izveštaja 1970. godine. Istraživanje je rađeno na “Department of Civil Engineering, Queen’s university at Kingston Ontario, Canada”. On je ovaj izveštaj podelio u šest poglavlja i to: prvo poglavlje koje obuhvata period od početka interesovanja istraživača za ovaj fenomen pa do 1700. godine, drugo poglavlje obuhvata razvoj u 18. veku, u trećem poglavlju je obuhvatio razvoj u 19. veku, u četvrtom poglavlju je obuhvatio razvoj u 20. veku, do 1925. godine, u petom poglavlju razvoj u periodu od 1925. do 1955. godine i u šestom poglavlju razvoj od 1955. do 1970. godine. Ovde se neće posebno analizirati ovaj rad već se jednostavno skreće pažnja na njega, kao na jedno značajno istraživanje istorije hidrauličkog udara. Ipak, treba konstatovati da se u ovom izveštaju kao prvo istraživanje u oblasti hidrauličkog udara smatra rad Euler-a [5] koji je publikovan 1775. godine, a u kome je on pristupio rešavanju fenomena strujanja krvi kroz arterije. Na ovaj podatak se ne nailazi često u dostupnoj literaturi. Treba skrenuti pažnju na rad Frizell-a [6] u kome je on dao prvi poznati tretman skokova pritiska i brzine usled hidrauličkog udara. Zatim, 1898. godine Joukowski [7] daje osnove teorije hidrauličkog udara koje se i danas koriste. Streeter i Lai su u svojoj studiji [8] prvi put koristili računar za numeričke proračune i pokazali da se tačnost povećava, ako se mreža usitnjava. Svakako i ostale reference, navedene u ovom izveštaju, zaslužuju pažnju istraživača fenomena hidrauličkog udara, a posebno sa istorijske tačke gledišta.

Ghidaoni i saradnici [9] su u preglednom radu predstavili istoriju istraživanja nestacionarnih procesa, navodeći 143 reference, od kojih su mnoge navedene i u radu Wood-a [4]. Wood [4] je u radu koristio pristup istraživanja u pojedinim vremenskim potperiodima, a u radu Ghidaoni i saradnika [9] korišćen je pristup analize različitih problema fenomena hidrauličkog udara. I jedan i drugi pristup imaju i svoje prednosti, a i mane. U radu Ghidaoni i saradnika [9] se posebno analiziraju jednačine konzervacije mase i impulsa za 1D i 2D strujanja, brzine prostiranja talasa, numerička rešenja, modeli napona zida, modeli turbulencije, granični uslovi, softveri za analizu nestacionarnosti. Posebno se skreće pažnja na

pretpostavke i ograničenja kod izvođenja jednačina i modeliranja jer su od suštinske važnosti za interpretaciju njihovih rezultata, procenjivanje pouzdanosti dobijenih rezultata, razgraničavanje doprinosa fizičkih procesa od doprinosa korišćenja numeričkih podataka na rezultate modela hidrauličkog udara.

U ovom delu rada, posvetiće se pažnja istraživanjima koja su realizovana u ovom veku uz par izuzetaka. Gajić [10] je, u doktorskoj disertaciji dao proračun vibracija hidrauličkih veličina hidroelektrane Uvac koristeći metodu karakteristika. Karney i Ruus [11] su, u svom radu, dali grafičku zavisnost promene pritiska pri hidrauličkom udaru u cevovodima koji je izazvan zatvaranjem ventila od potpuno otvorenog položaja. Analizirani su različiti zakoni zatvaranja. Azoury i saradnici [12] su istraživali efekat različitih zakona zatvaranja ventila na hidraulički udar. Za analizu je korišćena metoda karakteristika, a numerički podaci su dobijeni korišćenjem računara. Prikazan je i grafički zakon zatvaranja ventila koji treba koristiti da bi se dobio minimalni pritisak pri pojavi hidrauličkog udara. Ispitivani sistem su činili rezervoar, horizontalna cev i ventil na njenom kraju. Wichowski [13] je u ovom radu izvršio uporednu analizu izračunavanja hidrauličkog udara korišćenjem aproksimativne i potpune metode karakteristika. U radu su analizirani efekti brzine strujanja u stacionarnom stanju, hrapavosti cevi i broja segmenata cevovoda na dobijene rezultate. Posebna pažnja posvećena je neophodnosti zadovoljavanja Courant's stabilnosti pri izboru veličina odgovarajuće proračunske mreže. Bergant i saradnici [14] su u ovom radu razmatrali i analizirali hidraulički udar u hidrauličkom sistemu za kontrolu vode u podzemnom rudniku u Velenju. Hidraulički sistem je sa pumpom, a hidraulički udar je izazvan isključivanjem pumpe iz rada. Opisane su metode za kontrolu hidrauličkog udara, a onda metodom karakteristika određeni numerički rezultati. Ovako dobijeni rezultati upoređeni su sa rezultatima merenja na terenu i pokazalo se njihovo dobro slaganje. Autori preporučuju metodu karakteristika kao prihvatljivu metodu za analizu hidrauličkog udara rudničkih hidrosistema. Stephenson [15] je analizirao uticaj čvrstoće zidova, obloga i okoline na hidraulički udar u cevima. Pokazao je da nasipanje cevovoda malo povećava krutost i čvrstoću, ali da materijal cevi ima mnogo veći uticaj na promenu pritiska pri hidrauličkom udaru. Razmatrao je uticaj prisustva vazduha u cevi, kao i ispravan izbor i zatvaranje vazdušnih ventila u "by pass" cevi u cilju minimiziranja pritiska hidrauličkog udara. Vercammen [16] je u ovom radu istraživao hidraulički udar u vodovodnim instalacijama stambenih prostora, zbog buke koju on stvara, a koja je često uznemiravajuća. Utvrdio je da postoje različite mogućnosti za smajnenje hidrauličkog udara, a samim tim i buke. On je

predložio neke od mogućnosti i to: pravilno projektovanje instalacije, smanjenje statičkog pritiska u cevovodu, izbor materijala cevi, vreme zatvaranja ventila, upotrebu prigušivača.

Bergant i saradnici [17], su istraživali nestacionarno strujanje u cevi sa više modela trenja koje zavisi od vremena. Detaljno su istražili modele trenja Zielke-a i Brunone-a. Ova dva modela promenljivog trenja su istraživali korišćenjem metode karakteristika hidrauličkog udara. Numerički rezultati kvazi stacionarnog modela trenja i Zielke-a i Brunone-a promenljivog trenja upoređeni su sa rezultatima merenja u laboratoriji za slučajeve hidrauličkog udara pri laminarnom i turbulentnom strujanju malog Reynolds-ovog broja. Dali su zaključke o rasponu valjanosti za tri modela trenja. Ispitali su konvergenciju i stabilnost ovih modela. Ghidaoni i Kolyshkin [18] su u ovom radu izučavali linearnu analizu stabilnosti profila brzine osnovnog strujanja za hidraulički udar pri laminarnom i turbulentnom strujanju. Profili brzine osnovnog strujanja određeni su analitički. Pokazali su da su glavni parametri od kojih zavisi stabilnost nestacionarnog strujanja, Reynolds-ov broj i bezdimenziono vreme.

Pires i saradnici [19] su analizirali promenu pritiska pri nestacionarnom strujanju u kratkim cevovodima za utovar tankera pomorskih terminala. Cilj ove analize je povećati protok kroz linije i što više smanjiti vreme zadržavanja tankera, bez prekoračenja dozvoljenog maksimalnog pritiska. Za ovu analizu je korišćen jedan komercijalni softver. Karadžić [20] je u ovom radu analizirao prelazne procese u hidrauličkim sistemima, izvodeći osnovne jednačine i rešavajući ih metodom karakteristika. Dati su neki granični uslovi, posmatrani su pojava kavitacije i nestacionarno trenje. Kavitacija je modelirana modelom zasnovanim na metodi karakteristika, a nestacionarno trenje Brunone-a i Zeilke-a modelima. Dobijeni numerički rezultati su verifikovani upoređivanjem sa eksperimentalnim rezultatima. Kondura i Weinerowska [21] su prikazali rezultate odabranih eksperimenata hidrauličkog udara u potisnom cevovodu sa lokalnim curenjem. Uradili su i numeričku analizu i simulaciju fenomena hidrauličkog udara i verifikovali rezultate upoređivanjem sa rezultatima eksperimenta.

Batterton [22] je analizirao fenomen hidrauličkog udara sa posebnom pažnjom na domaći vodovodni sistem. Pokazao je i da se jednačine kontinuiteta i impulsa za nestacionarno strujanje mogu koristiti za rešavanje problema distribucije vode umesto jednačina kontinuiteta i energije za stacionarno kretanje i da je takav pristup pogodniji. Istraživani su i stambeno vodovodni sistemi i urađeno više simulacija hidrauličkog udara, a korišćen je program WHAMO. Bergant i saradnici [23] razmatrali su razdvajanje stuba tečnosti izazvanog hidrauličkim udarom i to od otkrivanja ovog fenomena krajem 19. veka i

prepoznavanja njegove opasnosti u 1930. godini. Praćen je i razvoj numeričkih metoda u šezdesetim i sedamdesetim godinama prošlog veka, standardnim modelima koji se koriste u komercijalnim softverskim paketima krajem 20. veka. Sikia i Sarma [24] su prikazali numerički model “UNSTD–FRIC–WH” koji koristi metodu karakteristika i Borr–ov eksplisiti faktor trenja za rešavanje nestacionarnog strujanja pri hidrauličkom udaru. Ovde postoji, i korišćena je, mogućnost izračunavanja nestacionarnog trenja zajedno sa pritiskom i protokom na određenom delu cevi. Pokazano je da je ovaj model dobar za korišćenje za sve uslove strujanja od laminarnog do turbulentnog. Amoah [25] je u ovom radu za analizu hidrauličkog udara u cevovodu koristio grafičku metodu i metodu karakteristika, a kao programski jezik FORTRAN. Hidraulički udar je izazvan zatvaranjem ventila na različite načine, a analizirani sistemi su sa pumpom i bez nje. Utvrđeno je da pumpa velikog momenta inercije znatno snižava pritisak pri hidrauličkom udaru, a da stepenasto zatvaranje ventila daje niže pritiske od linearnog zatvaranja ventila. Ispitivani su i uticaji brzine vode i faktora trenja. Tijsseling i Anderson [26] su u ovom radu analizirali istoriju Joukowsky–jeve jednačine i, do tada nedovoljno analizirane priloge Kries–a. Oni ukratko opisuju život i rad Kries–a i daju pregled njegovog istraživanja. Posebno ističu njegovo istraživanje strujanja krvi, njegov rad iz 1883. godine i knjigu iz 1892. godine.

Bords [27] ukazuje na najvažnije probleme koji se javljaju prilikom istraživanja hidrauličkog udara, a to su korektan matematički opis fenomena, izbor metode rešavanja, procena parametara modela i numeričkih aspekata rešavanja jednačina koje opisuju fenomen. Ovi problemi su predstavljeni i analizirani su tipični pristupi njihovom rešavanju. Dobijena numerička rešenja su upoređena sa rezultatima eksperimenata. Nejad i Shekari [28] prikazuju pristup redukovano modeliranju nestacionarnog strujanja prirodnog gasa u cevovodima. Problem je opisan Euler–ovim jednačinama, a iste su rešene numerički korišćenjem implicitne Steger–Warming metode. Lohrasbi i Attarnejad [29] su u ovom radu modelirali hidraulički udar metodom karakteristika, a efekte otvaranja i zatvaranja ventila su ispitivali koristeći program za tu svrhu. Dali su i jedan konkretan brojni primer. Afshar i Rohani [30] su u ovom radu predložili implicitnu metodu karakteristika za analizu hidrauličkog udara u cilju smanjenja nedostatka i ograničenja najčešće korišćene konvencionalne metode karakteristika. Predložena metoda omogućava bilo koju kombinaciju uređaja u cevovodnom sistemu. Data su dva problema hidrauličkog udara jedan izazvan zatvaranjem ventila, a jedan ispadanjem pumpe iz rada. Ovi problemi su analizirani korišćenjem ove metode i eksplisite metode karakteristika i rezultati međusobno upoređeni. Kaliatka i saradnici [31] u ovom radu skreću

pažnju da je pre analize hidrauličkog udara važno da se uskladi model i izvrši analiza njegove osetljivosti. Autori ovde predstavljaju analizu eksperimentalnog testa hidrauličkog udara pomoću RELAP5/Mod 3.3 termohidrauličkog koda. Ispitivanje osetljivosti modela izvršeno je korišćenjem Fourier–ovog testa osetljivosti amplitude.

Vakil i Firoozabadi [32] su razvili numerički model za izračunavanje veličina pri hidrauličkom udaru i to: porast pritiska, porast brzine, varijacije protoka i oscilacije pritiska. Izučavali su i efekat različitih zakona zatvaranja ventila na maksimalni porast pritiska i druge veličine. Ovaj numerički model je primenjen na cevovodni sistem jedne Francis–ove hidroelektrane u Iranu. Karadžić i saradnici [33] u ovom radu su predstavili novi model Pelton–ove turbine za analizu hidrauličkog udara. Fenomen hidrauličkog udara ispitan je na hidroelektrani Perućica u Crnoj Gori. Modeliraju se dva različita zakona zatvaranja mlaznica za slučaj nužnog zaustavljanja Pelton–ove turbine. Dobijeni numerički rezultati su upoređeni sa rezultatima merenja.

Rufelt [34] je analizirao promenljivo trenje pri nestacionarnom strujanju u cevi. Razmatrani su kvazi–stacionarni model trenja i dva jednodimenzionalna modela koje su razvili Zarzycki, Vardy i Brown. Urađen je kvazi–dvodimenzionalni pristup problemu hidrauličkog udara, gde je trenje cevi povezano sa ponašanjem profila brzine pored zida. Modeli su implementirani koristeći metodu karakteristika i Mac Carmack–ovu metodu za modeliranje profila brzine. Nejad i Shekari [35] su u ovom radu ispitivali tačnost predloženog redukovanog modela nestacionarnog strujanja prirodnog gasa u gasovodima. Oni su pokazali da je redukovani model efikasniji od klasičnih numeričkih modela za analizu nestacionarnog strujanja prirodnog gasa u gasovodima.

Provenzano i saradnici [36] su formulisali opštu funkciju koja omogućuje modeliranje širokog spektra zakona zatvaranja ventila pomoću poligonalne segmentne strukture. Formiran je i algoritam za analizu hidrauličkog udara u koji je unešen ovaj zakon zatvaranja kao granični uslov. Bergant i saradnici [37] su istraživali uticaj promenljivog trenja zida viskoelastičnih cevi na pritisak pri hidrauličkom udaru. Ispitivanja su sprovedena u sistemu rezervoar, cev, ventil. Hidraulički udar se izaziva brzim zatvaranjem ručnog loptastog ventila. Analitički rezultati su upoređeni sa eksperimentalnim rezultatima. Emadi i Solemani [38] se u ovom istraživanju fokusiraju na određivanje značaja svakog ulaznog parametra Hammer softvera na maksimum pritiska hidrauličkog udara koji se dobija simulacijama. Oni su kao ulazne parametre uzeli temperaturu vode, tip cevi, debljinu i prečik, broj obrtaja i snagu

elektromotora, moment inercije elektromotora i pumpe. Pumpna stanica je modelirana pomoću softvera Water GEMS.

Asli i saradnici [39] su se fokusirali na efekte prisutnog vazduha na brzinu prostiranja poremećaja u cevovodu. U cilju potenciranja uticaja prisutnog vazduha na hidraulički udar upoređivani su rezultati laboratorijskog modela, numeričkog i eksperimenata na terenu. Hachem i Schheiss [40] su eksperimentalno istraživali uticaj lokalnog pada čvrstoće zida cevi u cevovodima pod pritiskom na brzinu prostiranja poremećaja i njegovog prigušenja tokom hidrauličkog udara. Zidovi manje čvrstoće su simulirani zamenom čeličnih delova cevi aluminijumskim ili PVC materijalom, a hidraulički udar je izazvan zatvaranjem ventila. Uvedena je nova procedura obrade signala, da bi se identifikovalo prisustvo slabog mesta. Lari i saradnici [41] su razvili optimalnu krivu zatvaranja ventila u cilju upravljanja ekstremnim pritiscima u cevovodu pri naglom zatvaranju ventila. Ova kriva je razvijena korišćenjem višeobjektivnog modela optimizacije i Bayesian-ovih mreža za kontrolu pritiska vode pri zatvaranju ventila tradicionalnim stepenastim funkcijama ili pojedinačnim linearnim funkcijama.

Gjetvaj i Tadić [42] istražuju uticaj sila elastičnosti na priraštaj pritiska u cevovodima prilikom hidrauličkog udara štice u vodostanom. Kao primer je prikazan pritisni cevovod od crpišta Ravnik do vodostana Veliko Brdo na kojem su izvršena merenja oscilacija pritiska prilikom ispadanja pumpi iz pogona i upoređene sa izračunatim vrednostima. Gad i Mohammed [43] su na uprošćenoj mreži cevovoda ispitivali fenomen hidrauličkog udara. Oni su koristili dve petlje mreže sa različitim prečnicima, debljinama zida i faktorima trenja cevi. Za simulaciju je korišćen WHAMO softver. Skreću pažnju da uprošćenje mreže treba pažljivo uraditi da bi dobijeni rezultati bili valjani. Karadžić i saradnici [44] su razvili fleksibilni aparat za eksperimentalno istraživanje hidrauličkog udara i razdvajanja sa nestacionarnim trenjem cevovoda. Model je testiran za stacionarno i nestacionarno trenje. U radu Chandhry [45] su izvedene jednačine kontinuiteta i impulsa hidrauličkog udara uz više pretpostavki. Analizirane su različite numeričke metode za njihovo rešavanje i dostupni modeli za simuliranje promenljivog trenja i izraza za brzinu prostiranja poremećaja u zatvorenim kanalima. Mansuri i saradnici [46] su u ovom radu rešili jednačine hidrauličkog udara i analizirali osetljivost nekih hidrauličkih parametara. U tu svrhu pripremljen je program u MATLAB okruženju. Istraživane su promene pritiska izazvane promenom prečnika cevi, dužine cevi i brzine prostiranja talasa. U radu Mansuri i saradnici [47] daju rešenja jednačina hidrauličkog udara, numerički, metodom karakteristika, a koristeći MATLAB programski jezik. Zatim analiziraju

osetljivost promena pritiska izazvane promenom hrapavosti cevi i geodezijskom visinom rezervoara. Yao i saradnici [48] su razvili višestruku asimptotsku analizu za opisivanje prigušenja talasa pritiska hidrauličkog udara izazvanog promenom vremena zatvaranja ventila. Pronađena je i gornja granica vremena zatvaranja ventila na koju se mogu primeniti analitički rezultati. Rezultati su numerički potvrđeni metodom karakteristika. Yao i saradnici [49] opisuju prigušenje talasa pritiska hidrauličkog udara Brunone–ovog modela nestacionarnog trenja koristeći višestruku asimptotsku analizu. Hidraulički udar je izazvan naglim zatvaranjem ventila u cevovodima za vodu. Analitički rezultati daju zavisnost Brunone–ovog trenja i prigušenja talasa pritiska.

Subani i Amin [50] analizirali su hidraulički udar pri strujanju mešavine vodonik–prirodni gas u horizontalnom gasovodu. Određena je veza između promene pritiska i zakona zatvaranja/otvaranja ventila. Korišćeni su sledeći zakoni zatvaranja ventila: trenutni, linearni, konkavni i konveksni. Numeričko rešenje je dobijeno korišćenjem uprošćenog numeričkog modela. Lahane i saradnici [51] su u ovom istraživanju koristili GAMBIT softver za modeliranje cevne mreže, a ANSYS FLUENT za analizu hidrauličkog udara. Ova istraživanja su urađena u cilju da se pronade kritična lokacija u cevovodu gde je uticaj hidrauličkog udara maksimalan. Provenzano [52] je analizirao uticaj unutrašnjeg prečnika cevi na fenomen hidrauličkog udara. Razmatrao je 1D model koji je rešen pomoću Laplace–ove transformacije. Utvrdio je da poremećaj pritiska zavisi od prečnika cevi. Ganpat i Morankar [53] su istraživali osetljivost pritiska hidrauličkog udara pri varijaciji ulaznih parametara kao što su: tip cevi, prečnik, debljina, temperatura vode i inercija pumpe. Pojava hidrauličkog udara u cevovodu je modelirana pomoću softvera SAP2. Wu i saradnici [54] predlažu kombinovani pristup simulacije razmatranog problema, pri čemu primenom metoda proračunske dinamike fluida (CFD) grade 3D model pumpe koji zatim povezuju sa 1D modelom cevovoda i metodom karakteristika (MOC). Numeričko rešenje i integracija oba modela su realizovani spojenim kodom napisanim pomoću Visual Basic–a.

Carlsson [55] u disertaciji istražuje fizičke i matematičke modele, kako bi simulirao i objasnio hidraulički udar na stvarnoj nuklearnoj elektrani. Metod karakteristika (MOC) je dopunjen kodom RELAP5/MOD3, pri čemu MOC kod uključuje i stišljivost vode i deformaciju cevi. Adamkowski i saradnici [56] su na osnovu eksperimentalnih rezultata dobijenih merenjima na projektovanom sistemu istraživali efekte hidrauličkog udara. Cevovod je postavljen na nosače različitih krutosti i vršena su merenja oscilacija nosača. Twyman [57] je istraživao parametere koji utiču na Courant–ov uslov koji mora biti

zadovoljen da bi se dobila tačna rešenja problema hidrauličkog udara metodom karakteristika. Pokazao je da, u nekim slučajevima, brzina prostiranja poremećaja može značajno promeniti vrednosti parametara koji je definišu i dovesti do vrednosti koje su fizički nerealne i bez praktične primene. Patel [58] je, u ovom radu, eksperimentalno i analitički analizirao pritisak hidrauličkog udara u cevi. Koristio je više analitičkih metoda i zaključio da je od svih korišćenih, metoda karakteristika najprihvatljivija za primenu. Yao i saradnici [59] razvili su analitičku aproksimaciju viskoelastičnog modela Kelvin–Voight–a sa višestrukim skaliranjem za opisivanje slabljenja poremećaja pri hidrauličkom udaru u polimernoj cevi. Zeng i saradnici [60] u ovom istraživanju su razvili uprošćen matematički model hidrauličkog udara i pomoću njega dobili analitički izraz za promenu brzine prostiranja poremećaja pri hidrauličkom udaru.

Yao [61] definiše formiranje asimptotskog talasa za tri modela hidrauličkog udara i to za klasični model, model sa promenljivim trenjem i generalizovani Kelvin–Voight–ov model. Analizirao je i hidraulički udar za promenljivo vreme zatvaranja ventila, i u polimernim cevima sa povratnim opterećenjem. Bhattacharyya i Saikia [62] su diskretizovali osnovne jednačine hidrauličkog udara i dobili diferencne jednačine koje su rešili metodom karakteristika pri čemu je MATLAB korišćen za izradu numeričkog modela. Numerički model su primenili za sistem sa leptirastim ventilom, za kontrolisanje protoka na različitim lokacijama cevi, za različita vremena zatvaranja ventila. Bhattacharyya i Saikia [63] su uporedili MOC i Lax FDE šeme diskretizacije jednačina hidrauličkog udara koristeći MATLAB kao programski alat. Oni, na osnovu ove analize, smatraju da je Lax FDE šema kvalitetnija. U radu Geng–a i saradnika [64] izvršena je simulacija fluktuacija pritiska koje nastaju usled hidrauličkog udara. Korišćene su, istovremeno, 1D metoda karakteristika i 3D metoda konačnih zapremina. Primmenjena je 3D vizualizacija kavitacije izazvane hidrauličkim udarom i urađene su vremenske i prostorne analize ekstremnih regiona. Hur i saradnici [65] analiziraju uticaj centrifugalne pumpe na sistem cevovoda koristeći metodu impulsnog odziva. Odnosi između brzine rotacije pumpe i njenog napora i protoka proučavani su frekventnom analizom. Analizirani sistem je rezervoar–cevovod–pumpa–cevovod–ventil. Izračunati raspored pritiska pri hidrauličkom udaru izazvanom zatvaranjem ventila saglasan je sa rasporedom određenim metodom karakteristika.

Zhang i saradnici [66] su, za određivanje pritiska pri hidrauličkom udaru izazvanog zatvaranjem ventila u gravitacionoj cevi sa konstantnom količinom vazduha, uveli novi model koji uzima u obzir uticaj brzine strujanja u cevi na prostiranje poremećaja. Korišćenjem

optimizovanog numeričkog modela izvršena je procena uticaja sadržaja vazduha na slabljenje poremećaja.

Jalut i Rasheed [67] su numerički simulirali jednačine hidrauličkog udara koristeći MATLAB softver. Istraživali su osetljivost korišćenjem više promenljivih kao što su prečnik cevi, brzina prostiranja poremećaja i faktor trenja. Korišćena je metoda karakteristika. Mighouar i saradnici [68] razmatraju parametarsko ispitivanje cevi sa spoljašnjom i unutrašnjom pukotinom različitih geometrijskih oblika koja je izložena hidrauličkom udaru. Napravili su program koji omogućava predviđanje veka naprsle cevi izložene statičkim i dinamičkim opterećenjima. Moghaddas [69] je predstavio optimizacioni model za izbor najboljeg prečnika, debljine i materijala cevi i izbor pozicija kao i odgovarajućeg tipa uređaja za upravljanje hidrauličkim udarom. Kombinovani dijagram promene strujnih parametara (protoka i pritiska) uključuje algoritam optimizacije i analizu stacionarnog i nestacionarnog strujanja. Praštalo [70] je razmatrao hidraulički udar, izazvan zatvaranjem zatvarača, u dovodnom cevovodu MHE "Mlečva". Radi se o sistemu jedne cevne turbine, gde je ukazano na sve opasnosti koje može izazvati hidraulički udar. Triki [71] kao osnovnu ideju istraživanja u ovoj studiji koristi dvostruke polimerne kratke segmente umesto pojedinačnih koji su korišćeni u tzv. "konvencionalnoj tehnici". Prvo je 1D model predstavio kao nekonvencionalni model hidrauličkog udara Vitkovsky i Kelvin–Voight–a, zatim je detaljno prikazao metodu karakteristika koju je koristio za proračune hidrauličkog udara kod ovog modela. Pokazalo se da ova predložena "dvostruka tehnika" povećava pouzdanost i poboljšava ekonomičnost projektovanja hidrauličkih sistema i omogućava pogodnije održavanje i ispitivanje. Nikodijević i saradnici [72] razmatraju hidraulički udar u jednom jednostavnom gravitacionom sistemu. Istraživanjima je definisan porast pritiska pri hidrauličkom udaru, izazvanog zatvaranjem leptirastog, igličastog i loptastog ventila, pri čemu su razmatrani cevovodi različitih prečnika i različita vremena zatvaranja ventila.

Ilić i saradnici [73] razmatrali su hidraulički udar pri specifičnim ekstremnim radnim režimima za derivacionu hidroelektranu u kojoj su ugrađeni vodostan i sinhroni regulator pritiska na spiralnom kućištu turbine. Razmatrani su razni eksploatacioni režimi i različiti zakoni rada sinhronog regulatora pritiska. Rezultati su dobijeni pomoću softvera razvijenog za ovu analizu. Wan i saradnici [74] su istraživali uticaj momenta inercije pumpe na kontrolu hidrauličkog udara u cevovodima. Numerički model je napravljen korišćenjem metode karakteristika i izvršeno je više simulacija. Kao cilj ovog istraživanja očekivala se korist projektantima vodovodnih sistema. Zahaby i saradnici [75] su eksperimentalno, teorijski i

numerički istraživali hidraulički udar u cilju nalaženja rešenja za njegovo ublažavanje. Cilj je postignut primenom vodostana, vazdušne komore, rasteretnih ventila. Data je i tabela za izbor uređaja koji je u konkretnom slučaju najpogodniji. Jing i saradnici [76] analiziraju promene pritiska pri hidrauličkom udaru izazvanom zatvaranjem ventila u sistemu rezervoar–cev–ventil, pri čemu Laplace–ovu metodu koriste za dobijanje analitičkih rešenja za različite karakteristike zatvaranja ventila. Karami i saradnici [77] su modelirali dvodimenzijisku betonsku oblogu tunela pod pritiskom korišćenjem Abaqus FEA softvera, a analizu hidrauličkog udara su vršili pomoću softvera HAMMER. Najpre definišu analitičku formulu za brzinu prostiranja poremećaja u tunelu, a zatim uticaj porasta pritiska na formiranje pukotina na oblozi i procenu nosivosti obloge. Yuce i Omer [78] su istraživali hidraulički udar u cevovodu koji dovodi vodu iz gornjeg rezervoara do vodovoda na čijem je donjem kraju ventil. Analiziran je uticaj različitih zakona zatvaranja ventila na pritisak pri hidrauličkom udaru. Za istraživanje je korišćena metoda karakteristika, a simulacije su izvedene prema namenski razvijenom MATLAB kodu.

Cao i saradnici [79] razvili su metodu osnosimetričnih konačnih elemenata za dinamičku analizu cevi izloženih hidrauličkom udaru. Odredili su odziv cevi rešavanjem diskretizovanih jednačina kretanja konačnih elemenata. Formulacija odziva cevi zasnovana je na Hamilton–ovom principu u kombinaciji sa formulacijom teorije tanke ljuske. Cao i saradnici [80] uzimajući u obzir pojavu vodenog mlaza kada talas pritiska dođe do uzvodne cevi, uvode novi granični uslov da bi poboljšali uprošćeni klasični granični uslov. Uvedeni granični uslov koriste u kvazistacionarnom i Brunone–ovom modelu, kao i Zielke–ovom modelu, koje rešavaju metodom karakteristika. Uveli su i metodu minimiziranja razlike, kao i faktor nestacionarnog trenja u kontekstu Brunone–ovog modela.

U oblasti prelaznih procesa i hidrauličkog udara ima i istraživanja koja su realizovali istraživači sa ovog našeg prostora, a ovde ćemo skrenuti pažnju na neka od njih. Pejović i Grozdanović [81] su istraživali hidraulički udar u pumpnom sistemu sa nekoliko pumpi. Vušković i Pejović [82] su istraživali prelazne režime i hidraulički udar kod hidroelektrana sa reverzibilnim agregatima. Pejović i Krsmanović [83] su istraživali prelazne procese i hidraulički udar u cevovodima. Pejović i saradnici [84] su istraživali havarije u hidroelektranama sa Kaplanovim turbinama usled dejstva hidrauličkog udara.

1.1. DETEKCIJA I LOKACIJA CURENJA

Nagle promene brzine tečnosti u cevovodima mogu prouzrokovati visoke pritiske, koji se prenose kroz cevovode brzinom prostiranja talasa. Ove promene se javljaju tokom normalnog funkcionisanja sistema, kao što je otvaranje/zatvaranje ventila, startovanje/zaustavljanje pumpe, a mogu biti izazvane i neočekivanim stanjima kao što je na primer nestanak struje i dr. Ovi pritisci mogu biti toliko visoki da dovedu do manjih ili većih havarija sistema, posebno ako sistem ne poseduje zaštitnu opremu ili ona, iz nekih razloga, otkáže. U manje havarije se mogu svrstati manje naprsline cevovoda kroz koje tečnost ističe (curi). Neophodno je prvo otkriti (detektovati) da tečnost curi iz cevovoda, a onda odrediti i mesto (lokaciju) gde se to dešava. Veliki broj istraživača se bavi istraživanjem ovih problema, od kojih će neki biti pomenuti u ovom pregledu.

Koppel i saradnici [85] su predložili matematički model za određivanje neregistrovane potrošnje i curenja vode koristeći pritisak i protok na ulazu i na izlazu glavne mreže ili na nekim čvorovima. Posebno su analizirani slučajevi diskretne i kontinuirane potrošnje vode u mreži.

Tores i saradnici [86] su predložili novu metodu kolokacije, koja pripada varijacionim metodama čije se konstante određuju tako da funkcija greške u izabranim tačkama bude jednaka nuli i primenili je na jednačine hidrauličkog udara. Pokazali su da metoda korektno predstavlja moguće efekte curenja i da se može koristiti za otkrivanje curenja. Pal i saradnici [87] istražuju problem otkrivanja i lociranje položaja curenja vode u distribuciji vode cevima od polietilena korišćenjem pasivne metode akustične detekcije. Da bi u polietilenskim cevima otkrili curenje, proces korelacije se oslanja na procenu brzine zvuka u vodi/cevi i vremenskom kašnjenju između signala curenja izmerenih na dve lokacije preko cevi.

Silva i saradnici [88] analiziraju načine otkrivanja curenja, njegov intenzitet i lokaciju. Pažnja je posvećena analizi pomoću neuronskih mreža. Lizeth [89] je u svojoj doktorskoj disertaciji uglavnom istraživao nelinearne analizatore za detekciju curenja u cevima pod pritiskom. Predloženi analizatori su osmišljene i prostorno diskretizovane verzije jednačina hidrauličkog udara.

Guillen i saradnici [90] su predstavili model za otkrivanje i lociranje curenja i prepreka u cevima. Ovaj model koristi, kao osnovu, granične uslove na početku i na kraju cevi i to za pritiske i protoke. Model je zasnovan na jednačinama hidrauličkog udara, diskretizovanim korišćenjem eksplicitne metode konačnih razlika. Tores i saradnici [91] su predložili metodu za diskretizaciju pojedinih i višestrukih curenja. Ova metoda se jednostavno primenjuje i

dostupno je više softvera za njenu realizaciju. Besancon i saradnici [92] su izvršili modeliranje dinamike cevovoda koristeći konačne razlike, a u cilju detekcije grešaka na cevovodu u koje spada curenje.

Adrian i saradnici [93] su predložili algoritam za detekciju curenja i lociranje istog zasnovan na merenju protoka i pritiska koji dolaze od senzora postavljenih na krajevima cevovoda. Istražena je i upotreba algebarskog analizatora da bi se procenila pozicija curenja i njegova veličina. Santos i saradnici [94] su razmatrali i imali cilj da otkriju karakteristične frekvencije u slučajevima kada nema i kada ima curenja. Instalirali su mikrofoni unutar cevi koji je povezan sa asemblerom podataka i serverom na kome se instalira softver. Za analizu signala se zatim koristi Fast Fourier–ova transformacija.

Guillen i saradnici [95] su predstavili modeliranje strujanja u cevima radi otkrivanja i lociranja curenja, koristeći pristup zasnovan na analizatoru stanja. Model cevovoda se zasniva na jednačinama hidrauličkog udara diskretizovanim konačnim razlikama. Ova diskretizacija zahteva dva granična uslova pritisak/protok na ulazu/izlazu. Flaritović [96] predlaže metod automatskog otkrivanja curenja pri nestacionarnim procesima, zasnovan na matematičkim proračunima pritiska u sredini deonice kada su vrednosti pritiska na krajevima cevovoda poznate, uzimajući u obzir brzinu prostiranja poremećaja u cevovodu. Matematička zavisnost nalazi se korišćenjem neuronskih mreža formiranih pomoću genetičkih algoritama. Choi i saradnici [97] su predložili novu metodu za detekciju curenja i određivanje lokacije na osnovu senzora vibracije i generalisane tehnike unakrsne povezanosti. Predloženi metod koristi modifikovani filter maksimalne verovatnoće sa faktorima regulacije.

Alawadhi i Tartakovshy [98] su predložili pristup koji je kombinacija Bayesian–ove asimilacije podataka i metode distribucije, za otkrivanje curenja u vodovodnim cevima snabdevenim sensorima pritiska.

Liu i saradnici [99] su predložili poboljšan adaptivan algoritam filtra čestica, u kome se varijacija veštačkog šuma može prilagoditi. Ovaj algoritam su primenili za otkrivanje i lokaciju isticanja gasa kod gasovoda. Rezultati simulacije su pokazali da se korišćenjem ovog algoritma mogu brzo i precizno otkriti curenje i njegova lokacija.

Lopes i saradnici [100] predložili su nov pristup otkrivanja curenja gasa u mrežama za distribuciju, gde su dva detektora curenja modelirana kao linearni sistemi promene parametra, čiji su rasporedi signala, ulazni i izlazni pritisci. Istovremeno kretanje oba detektora omogućuje lokaciju curenja. Svaki detektor koristi dva Kalman–ova filtra.

Santos i saradnici [101] predstavili su poboljšanu tehniku za detekciju curenja gasa u gasovodima. Na osnovu akustičke metode i on–lajn predviđanja amplitude buke pomoću veštačkih neuronskih mreža. On–lajn zvučni šumovi, nastali usled curenja, dobijeni su sa mikrofona instaliranog u cevovodu.

1.2. ZAŠTITA OD HIDRAULIČKOG UDARA

Velike amplitude oscilacija pritiska pri hidrauličkom udaru dovode do problema u funkcionisanju cevovoda, do njegovog oštećenja pa i do havarija. Kako se hidraulički udar ne može sprečiti, istraživanja su usmerena na sprečavanje posledica koje bi on izazvao ili bar na njihovo ublažavanje. Treba reći da ne postoji standardna metoda za zaštitu od hidrauličkog udara i da nije preporučljivo tražiti slične slučajeve ili slična rešenja. Dakle, svaki hidraulički sistem, u ovom smislu, treba posmatrati kao poseban slučaj. Zato su istraživanja ovog problema i danas aktuelna i veliki broj istraživača se njima bavi. Neka od ovih istraživanja predstavljena su u ovom kratkom pregledu.

Ord [102] je najpre naveo najvažnije uzroke koji dovode do hidrauličkog udara, a zatim i načine kako se on može ublažiti tj. oslabiti. Zhang i saradnici [103] su analitički istraživali hidraulički udar u hidrauličkom sistemu cevi pod pritiskom sa vodostanom smeštenim između tunela i brane. Leptirasti zatvarač je smešten na kraju cevi, a njegovo zatvaranje je linearno i sporo. Na osnovu istraživanja date su analitičke formule za maksimalni pritisak pri hidrauličkom udaru.

Choon i saradnici [104] eksperimentalno su istraživali efekte hidrauličkog udara kako bi se ublažio njegov uticaj. Predložena je metoda zaštite od hidrauličkog udara ugradnjom “by–paas” cevi sa nepovratnim ventilom. Vibracioni signali su snimani pomoću uređaja za prikupljanje podataka i akceleratora, a signal pritiska se “hvata” nakon pojave iznenadnog zatvaranja ventila. Bergant i saradnici [105] su opisali eksperimentalni program o dinamičkom ponašanju vazdušnih ventila izveden u gasovodu velikog protoka. Meren je odgovor vazdušnih ventila na ubrzanje/usporenje strujanja. Ponašanje vazdušnih ventila prati događaje kao što su puštanje sistema u rad, uključivanje/isključivanje pumpe, simulacija naprsline cevi i dr. Ključni rezultat je ispitivanje razdvajanja stuba tečnosti.

Abuiziah i saradnici [106] su izučavali uticaj korišćenja zaštitnih uređaja za kontrolu štetnih efekata usled previše visokih/niskih pritisaka koji se javljaju pri hidrauličkom udaru. Ovo su značajne informacije projektantima hidrauličkih sistema. Ali i saradnici [107] prikazali su efekte korišćenja različitih zaštitnih uređaja od hidrauličkog udara da bi se

obezbedio odgovarajući nivo zaštite od havarije cevovoda. Za analizu se koristi implicitna šema konačnih razlika i softver WHAMO.

Rogalev i saradnici [108] su istraživali uticaj nerastvorenog vazduha koji je sadržan u tečnosti na smanjenje efekta hidrauličkog udara. Ovakav način zaštite od hidrauličkog udara nije univerzalan, a autori ga predlažu za korišćenje u sistemima za odvod otpadnih voda. Triki [109] je predložio metodu za ublažavanje efekta hidrauličkog udara u cevi koja se zasniva na zameni kratkog segmenta čelične cevi, segmentom od polimernog materijala. Na osnovu proučenih slučajeva zaključio je da ova metoda može ublažiti hidraulički udar, a samim tim povećati pouzdanost industrijskih hidrauličkih sistema i gradskih vodovodnih mreža.

Kou i saradnici [110] su za rešenje problema zaštite od hidrauličkog udara pri zatvaranju ventila sistema za odvodnjavanje rudnika predložili modifikaciju postrojenja ugradnjom ventila koji ima mogućnost regulacije brzine strujanja. Matematički model hidrauličkog udara urađen je korišćenjem metode karakteristika.

Ananić i Gjetvaj [111] su za samohodni uređaj za linijsko ili kružno navodnjavanje, kod koga zbog naglog zatvaranja zasuna dolazi do hidrauličkog udara, radi zaštite uređaja zasun projektovali tako da se on zatvara postupno. Triki [112] je istraživao preprojektovanje postojećih hidrauličkih sistema cevovoda da bi se kontrolisali visoki/niski pritisci pri hidrauličkom udaru. Predložio je dodavanje razgranatog polimernog kratkog segmenta u osetljivom regionu postojećeg sistema. Pokazano je, na osnovu rezultata, da ovakva strategija može značajno da smanji porast pritiska izazvan hidrauličkim udarom.

Wan i Zhang [113] su analizirali vodostan koji je uobičajen uređaj za kontrolu pritiska u dugim cevovodima pod pritiskom. Zapanili su da na njegove karakteristike utiču položaj, poprečni presek i karakteristike priključenja na sam cevovod. Oni su, u cilju poboljšanja karakteristika vodostana, analizirali efekat modifikacije priključne cevi koristeći metodu karakteristika. Za regulaciju kapaciteta povratnog strujanja ka cevovodu predložili su inteligentni samokontrolni prednaponski rezervoar.

Wan i saradnici [114] su za vodostan, u cilju poboljšanja njegovih karakteristika, predložili samoadaptivni pomoćni sistem kontrole. Sistem može da optimizira odziv vodostana prema prelaznom pritisku. Numerički model i odgovarajući granični uslovi simuliraju poboljšani vodostan i optimiziraju sistem.

1.3. PREDMET ISTRAŽIVANJA U DISERTACIJI

Fenomen hidrauličkog udara ima svoju dugu istoriju, i po mišljenju autora ove disertacije, mogao bi se njegov početak povezati sa vodovodnim instalacijama za toplu i hladnu vodu koje su rađene još u antičkoj Grčkoj i Rimu. Naravno, u to vreme nije bilo ni najave o bilo kakvom proučavanju ovog fenomena, a pitanje je da li je uopšte i registrovano njegovo postojanje. Početak istraživanja ovog fenomena se, u zapadnoj literaturi, pripisuje Alievi–ju, dok se u ruskoj literaturi pripisuje Žukovskom i smatra se da ga je on prvi realizovao i saopštio 1899. godine.

Na osnovu ispred rečenog moglo bi se pomisliti da je ovaj fenomen dovoljno istražen i da su ta istraživanja praktično završena. Međutim, na osnovu literature citirane u ovoj disertaciji i na osnovu literature koju je autor pregledao, a nije citirana u disertaciji može se zaključiti da ova istraživanja niti su završena, niti jenjavaju, već ih je naprotiv, poslednjih godina, sve više. Dakle, istraživanja ovog fenomena su i danas vrlo aktuelna.

Istraživanja ovog fenomena u ovom radu su predstavljena kroz poglavlja, od kojih je prvo uvodnog karaktera sa pregledom važnijih dostupnih istraživanja do sada.

Nakon uvodnog dela i pregleda dosadašnjih istraživanja u drugom poglavlju ove disertacije opisan je i analiziran fizički fenomen hidrauličkog udara, a zatim je formiran i njegov matematički model tj. izvedene su odgovarajuće jednačine kontinuiteta i impulsa. Određena je i brzina prostiranja poremećaja pritiska u toku hidrauličkog udara. Dati su i neki osnovni slučajevi ovog fenomena. Autor je želeo da sve ovo realizuje na jednostavan i matematički najmanje zahtevan način, jer smatra da fizičke fenomene, kad god je to moguće, treba opisati pomoću najjednostavnijeg matematičkog modela.

Naravno, ova izvođenja su poznata i u literaturi dostupna, ali nezavisno od toga, autor smatra da je, zbog kompletnosti rada, a i jednostavnijeg praćenja daljih istraživanja poželjno da se ona nađu u ovom radu.

Treće poglavlje posvećeno je rešavanju odgovarajućih jednačina sa pratećim graničnim uslovima i početnim uslovom koji predstavljaju matematički model fenomena hidrauličkog udara. Dat je kratak pregled metoda koje su u vremenu pojavljivanja dale značajan doprinos razvoju teorije fenomena hidrauličkog udara, ali su pojavom moćnih računara izgubile na aktuelnosti. Posebna pažnja posvećena je metodi karakteristika, koja je značajno dobila na aktuelnosti pojavom, prethodno pomenutih računara, i ona je u osnovi skoro svih softvera koji se danas koriste za proračune hidrauličkog udara. Ova metoda je vrlo detaljno predstavljena i pokazana integracija karakterističnih jednačina na regularnoj pravougaonoj mreži. Značajna

pažnja je posvećena različitim graničnim uslovima koji ili izazivaju nestacionarnost ili pak održavaju već postojeću nestacionarnost. U ovom poglavlju su dati i različiti izrazi za sračunavanje faktora trenja cevovoda.

U četvrtom poglavlju date su različite vrste zatvarača koji se koriste u hidrauličkim sistemima. Zatvaranje ovih zatvarača dovodi do hidrauličkog udara. Zatvaranje/otvaranje zatvarača (ventila) nikada nije trenutno, već se realizuje u konačnom intervalu vremena po nekom unapred propisanom zakonu. U ovom poglavlju je izvršena simulacija zatvaranja zatvarača, u hidrauličkom sistemu, za različite intervale vremena zatvaranja, različite prečnike cevovoda i različite zakone zatvaranja. Na osnovu dobijenih rezultata simulacije izvršen je izbor najpogodnije vrste zatvarača, kao i najbolji zakon zatvaranja zatvarača koji se pokazao boljim od zakona poznatih u dostupnoj literaturi.

U petom poglavlju ukratko se daju tipovi hidroelektrana i osnovni parametri vodnih turbina i klasifikacija ovih turbina. Zatim se opisuje postupak određivanja linearnih i univerzalnih eksploatacionih karakteristika prema glavnoj univerzalnoj karakteristici. Prikazano je i korišćenje univerzalnih karakteristika za dobijanje Suterovih krivih. Izvršeno je modeliranje hidrauličkog udara u sistemima sa Pelton–ovim turbinama, a za MHE Tegirmenti 2 i MHE Jermajur 2 su rezultati verifikovani sa rezultatima merenja. Na kraju ovog poglavlja je izvršeno modeliranje hidrauličkog udara sa Francis–ovim turbinama. Modeliranje je realizovano za MHE Amberd 2 i MHE Raul Alb, a dobijeni rezultati su verifikovani sa rezultatima merenja.

Šesto poglavlje posvećeno je otkrivanju curenja i određivanju mesta na magistralnom cevovodu gde se ono nalazi. Prvo su navedeni i analizirani osnovni uzroci curenja. Zatim je dat kratak pregled metoda za otkrivanje curenja koje su podeljene na spoljašnje i unutrašnje. Potom se daju neki od uređaja koji se koriste za otkrivanje curenja. Posebna pažnja je posvećena metodi praćenja integriteta magistralnih cevovoda koja je zasnovana na korišćenju hidrodinamičke talasne teorije. Za ovu metodu je formiran i matematički model i detaljno analiziran. Prikazane su potencijalne statičke i hidrodinamičke metode detekcije curenja u sistemima transporta fluida. Posebna pažnja je posvećena metodi analize gradijenta pritiska koja je zatim proširena nestacionarnim analizama za namenski generisane poremećaje pritiska u sistemu.

2. NESTACIONARNO STRUJANJE U CEVIMA

U mnogim uređajima se kao radni fluid, koristi tečnost. Tečnost je najčešće neophodno dovesti i distribuirati korisnicima i uređajima. Ovo retko može da ispuni jedan provodnik (kanal, cev), pa se međusobnim povezivanjem formira sistem tj. distribuciona mreža. Zahtevi koje distribuciona mreža treba da ispuni su: dovođenje potrebne količine tečnosti korisniku kada mu je potrebna i obezbeđenje dovoljnog pritiska na svakom mestu korišćenja.

U daljem tekstu će se umesto termina provodnik koristiti termin cev jer se u ovom radu izučavaju samo cevne mreže. Strujanje (tečenje) tečnosti u složenim cevovodima (cevnim mrežama) izučavano je u početku ovih istraživanja kao stacionarno. Razlog za ovakav pristup je složenost problema strujanja u cevima pri nestacionarnom strujanju i, u to vreme, nemogućnost njegovog rešenja bez uprošćenja. Iako stacionarno strujanje predstavlja samo inženjersku aproksimaciju stvarnog strujanja u cevima, ovo izučavanje obezbeđuje značajne informacije o strujanju. Model stacionarnog strujanja je najprostiji model strujanja, tj. najgrublja aproksimacija strujanja. I ako je ovo najprostiji model, njegova primena u inženjerskoj praksi je značajna. Sada pri postojanju moćnih računara nije više neophodno ograničavati matematičko modeliranje na mrežu cevovoda stacionarnim strujanjem. Posebno što se ponašanje sistema za vreme puštanja u rad, dolaska na stacionarni režim i prelaznog perioda posle zatvaranja zatvarača (ventila) može modelirati sa zadovoljavajućom tačnošću, što predstavlja mnogo veći interes od dešavanja u stacionarnom režimu.

Modeli nestacionarnog strujanja mogu se svrstati u sledeće grupe:

- model kvazi–stacionarnog strujanja,
- model krutog udara,
- model elastičnog hidrauličkog udara i
- modeli oscilatornog kretanja i oscilacija.

U realnosti se stacionarno strujanje gotovo i ne javlja, ali nezavisno od toga nestacionarno strujanje se smatra prelazom između jednog stacionarnog strujanja i drugog. Zato se često koristi i naziv prelazni režim. U literaturi ima i drugačijih definicija, a u hidrotehnici se koristi

najčešće sledeća: „Prelazni režim je režim rada pri kome se elementi hidrauličkog sistema dovode u stanje povećanog dinamičkog opterećenja, a kome prethode promene protoka, pritiska i brzine”.

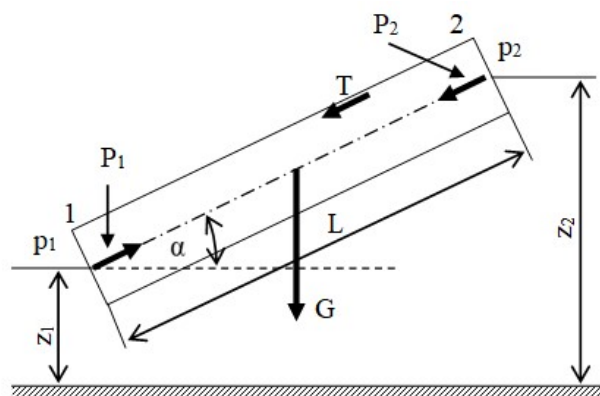
U okviru istraživanja biće posvećena pažnja hidrauličkom udaru i u tom cilju se ovde daje jedna od njegovih definicija i to: „Hidraulički udar je prelazni režim izazvan naglom promenom pritiska”. Ovaj naziv je uveden iz razloga što se pri kretanju kompresionog talasa u cevi često javlja zvuk, koji podseća na udar čekića. Mada se ovo ne dešava uvek, termin je toliko rasprostranjen i odomaćen da nema smisla ni razmišljati o njegovoj promeni.

Kod matematičkog modela krutog hidrauličkog udara bilo koja promena na krajevima cevi prostire se, praktično, beskonačnom brzinom kroz cev. Dakle, tečnost koja struji u cevi može se, praktično smatrati krutim telom, odakle je ovaj model i dobio ime. Kod matematičkog modela elastičnog hidrauličkog udara, bilo koja promena na krajevima cevi prostire se kroz cev velikom, ali konačnom brzinom. Smatra se da je veza između napona i brzine deformisanja fluida u cevi linearna, i odatle potiče ime elastični hidraulički udar.

Prvi model je moguće primenjivati u slučajevima kada je vreme hidrauličkog upravljanja znatno duže od vremena prostiranja talasa pritiska u tečnosti. Drugi model je moguće primenjivati uvek i on daje tačnije rezultate od rezultata koje daje prvi model.

2.1. KRUTI HIDRAULIČKI UDAR

U cilju formiranja matematičkog modela razmatra se strujanje nestišljive tečnosti u cevi čija se osa nalazi u vertikalnoj ravni koja sa horizontalnom ravni gradi ugao α (slika 2.1). Na ovu tečnost deluju sile pritiska, gravitacije i trenja i one za vreme nestacionarnog strujanja tečnosti u cevi nisu u ravnoteži. Ove sile, dok se ne uspostavi stacionarno strujanje tečnosti u cevi, dovode do promene impulsa (količine kretanja).



Slika 2.1. Sile koje deluju na fluid u cevi

Polazeći od zakona impulsa, napisanog u projekciji na osu cevi (pravac strujanja):

$$\Delta(mv) = \sum_i F_i \Delta t, \quad (2.1.1)$$

i imajući u vidu da je masa tečnosti između preseka 1 i 2 u cevi konstantna dobija se jednačina:

$$\rho AL \Delta v = (P_1 - P_2 - G \sin \alpha - T) \Delta t, \quad (2.1.2)$$

u kojoj su korišćene oznake: ρ – gustina tečnosti; A – površina poprečnog preseka cevi; L – dužina cevi između preseka 1 i 2; G i T – intenzitet gravitacione sile i sile trenja, između preseka 1 i 2 cevi, respektivno; P_1 i P_2 – intenziteti sila pritiska u presecima 1 i 2 respektivno; α – ugao koji osa cevi gradi sa horizontalnom ravni.

Ako su p_1 i p_2 natpritisici u presecima 1 i 2 respektivno, onda su:

$$P_1 = p_1 A, \quad P_2 = p_2 A. \quad (2.1.3)$$

Intenzitet gravitacione sile koja deluje na tečnost između preseka 1 i 2 je:

$$G = g \rho A L, \quad (2.1.4)$$

a

$$\sin \alpha = \frac{z_2 - z_1}{L}, \quad (2.1.5)$$

gde su: z_1 i z_2 visine težišta preseka 1 i 2 cevi u odnosu na horizontalnu referentnu ravan respektivno.

Pretpostavljajući da je napon klizanja τ , između tečnosti i unutrašnje površi cevi konstantan, intenzitet sile klizanja (trenja) može se predstaviti u obliku:

$$T = \tau O L, \quad (2.1.6)$$

u kome je O – okvašeni obim poprečnog preseka cevi, a tangencijalni napon je dat izrazom [119]:

$$\tau = \frac{1}{8} \lambda \rho v^2, \quad (2.1.7)$$

gde je λ – faktor trenja.

Deljenjem jednačine (2.1.2) sa Δt , zamenjujući u njoj izraze (2.1.3) do (2.1.6), smatrajući da je vremenski interval kratak ($\Delta t \rightarrow dt$) i diferencija brzine mala ($\Delta v \rightarrow dv$), dobija se jednačina:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{L} \left[\left(z_1 + \frac{p_1}{g\rho} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{g\rho} \right) \right] - \frac{1}{8} \lambda \frac{v|v|}{R_h}. \quad (2.1.8)$$

U poslednjoj jednačini je umesto v^2 napisano $v|v|$ da bi se obezbedilo da sila trenja uvek bude suprotnog smera od smera strujanja, a R_h je hidraulički radijus definisan izrazom:

$$R_h = \frac{A}{O}. \quad (2.1.9)$$

Ako se, kao zavisno promenljiva, umesto brzine v uvede protok $Q = vA$, jednačina (2.1.8) dobija oblik:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{gA}{L} \left[\left(z_1 + \frac{p_1}{g\rho} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{g\rho} \right) \right] - \frac{1}{8} \lambda \frac{Q|Q|}{AR_h}. \quad (2.1.10)$$

Često se u literaturi uvodi oznaka:

$$h_i = z_i + \frac{p_i}{g\rho}, \quad (i = 1, 2), \quad (2.1.11)$$

koja se naziva pijeometarska visina (potencijalni napor), i onda zapisi za jednačine (2.1.8) i (2.1.10) postaju jednostavniji.

U domaćoj literaturi se koristi Darcy–Weissbach–ov faktor trenja λ , dok se u stranoj posebno američkoj, koristi i faktor tangencijalnog napona $C_\tau = \lambda/4$.

U ovom radu razmatra se strujanje tečnosti u cevima kružnog poprečnog preseka, za koje je hidraulički radijus dat izrazom:

$$R_h = \frac{d}{4}, \quad (2.1.12)$$

gde je: d – prečnik poprečnog preseka cevi i onda se jednačine (2.1.8) i (2.1.10) transformišu na jednačine:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{L} (h_1 - h_2) - \frac{1}{2} \lambda \frac{v|v|}{d}, \quad (2.1.13)$$

i

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{gA}{L} (h_1 - h_2) - 2\lambda \frac{Q|Q|}{d^3\pi}, \quad (2.1.14)$$

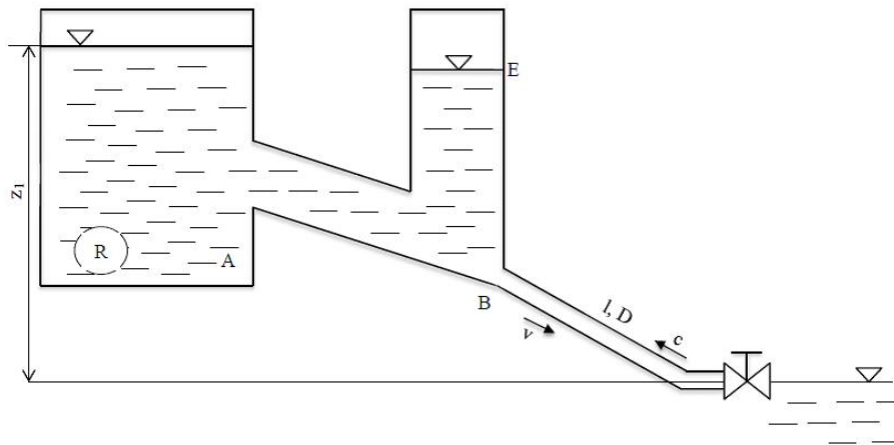
respektivno.

Kako je već prethodno rečeno, nestišljive tečnosti poseduju svojstva koja su skoro identična svojstvima krutog tela i zato je ovaj matematički model strujanja nazvan kruti hidraulički udar. Kod ovog modela bilo koja promena na krajevima cevi se prenosi kroz cev trenutno, a brzine su u istom trenutku vremena iste u svim presecima cevi.

2.2. BRZO OTVARANJE VENTILA NA DONJEM KRAJU CEVOVODA

U cilju ilustracije primene gore date pojednostavljene teorije, tj. modela krutog hidrauličkog udara, u ovom poglavlju se razmatra strujanje tečnosti u cevovodu kojim se

transportuje tečnost iz rezervoara, a na čijem se donjem kraju cevovoda nalazi ventil (slika 2.2). Analizira se slučaj iznenadnog otvaranja ventila na donjem kraju cevovoda.



Slika 2.2. Šema instalacije za snabdevanje turbine vodom

Izvor: "Mehanika fluida" Branko R. Obrović

Za ovaj slučaj, ako se horizontalna referentna ravan odabere tako da se osa ventila nalazi u njoj, onda su $z_1 = h_s$, $z_2 = 0$, a s obzirom da su nivo tečnosti u rezervoaru i izlaz iz ventila u kontaktu sa sredinom u kojoj je pritisak atmosferski to su $p_1 = 0$ i $p_2 = 0$. Jednačina (2.1.13) tada se svodi na jednačinu:

$$\frac{L}{g} \frac{dv}{dt} = h_s - \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (2.2.1)$$

Da bi problem bio potpuniji tj. bliži realnom modelu, uzeće se i pad napora zbog lokalnih otpora, koji se može predstaviti izrazom:

$$h_l = \left(\sum \zeta_{\text{lok}} \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (2.2.2)$$

Dakle, umesto jednačine (2.2.1) koristiće se jednačina:

$$\frac{L}{g} \frac{dv}{dt} = h_s - K \frac{v^2}{2g}, \quad (2.2.3)$$

u kojoj je, radi kraćeg zapisa, uvedena oznaka:

$$K = \lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta_{\text{lok}}. \quad (2.2.4)$$

Jednačinu (2.2.3) je jednostavno rešiti razdvajanjem promenljivih, i tada se dobija da je njeno rešenje dato izrazom:

$$t = \frac{L}{\sqrt{2gh_s K}} \ln \frac{\sqrt{2gh_s} + \sqrt{K}v}{\sqrt{2gh_s} - \sqrt{K}v}, \quad (2.2.5)$$

gde je: v – brzina tečnosti u trenutku vremena t .

Kada vreme $t \rightarrow \infty$, dobija se iz izraza (2.2.5), poznat izraz za brzinu stacionarnog isticanja:

$$v_{\infty} = \sqrt{\frac{2gh_s}{K}}. \quad (2.2.6)$$

Zamenom izraza (2.2.6) u izraz (2.2.5) i rešavajući tako dobijenu jednačinu po v/v_{∞} dobija se da je raspored odnosa brzina dat izrazom:

$$\frac{v}{v_{\infty}} = \frac{e^{(2gh_s K)^{0.5} t/L} - 1}{e^{(2gh_s K)^{0.5} t/L} + 1}, \quad (2.2.7)$$

iz koga se zapaža da ovaj odnos raste od vrednosti nula do jedinice kojoj asimptotski teži kada vreme teži beskonačnosti.

2.3. SPORO ZATVARANJE VENTILA

U ovom delu rada razmatra se slučaj sporog zatvaranja ventila, za šta je neophodno znati zakon zatvaranja ventila odnosno zakon promene efektivne površine poprečnog preseka otvora ventila. Promena efektivne površine poprečnog preseka ventila može se predstaviti u obliku:

$$a_e = a_0 f(t), \quad (2.3.1)$$

gde su: a_0 – površina poprečnog preseka potpuno otvorenog ventila, a $f(t)$ – neka funkcija vremena. Ovde se pod efektivnom površinom podrazumeva stvarna površina pomnožena faktorom protoka (koji predstavlja proizvod faktora brzine i faktora kontrakcije struje).

Eksperimentima je potvrđeno da se Bernoulli–eva jednačina može primeniti i za strujanje tečnosti kroz ventil, iako je ono nestacionarno, iz te jednačine dobija se izraz za brzinu, i protok kroz ventil koji se može predstaviti izrazom:

$$Q_t = a_e \sqrt{2gh_n}, \quad (2.3.2)$$

u kome su: Q_t – protok u trenutku vremena t , h_n – napor neposredno ispred ventila u istom trenutku vremena.

Brzina u cevi, u tom vremenskom trenutku, može se predstaviti izrazom:

$$v_t = \frac{a_e}{A} \sqrt{2gh_n}, \quad (2.3.3)$$

u kome je A – površina poprečnog preseka cevi.

Diferenciranjem izraza (2.3.3), po vremenu, dobija se da je:

$$\frac{dv_t}{dt} = \frac{\sqrt{2gh_n}}{A} \frac{da_e}{dt} + \frac{a_e}{A} \sqrt{\frac{g}{2h_n}} \frac{dh_n}{dt}. \quad (2.3.4)$$

Iz jednačine (2.1.13) se, pak, dobija da je:

$$\frac{dv_t}{dt} = \frac{g}{L}(h_0 - h_n) - \frac{1}{2}\lambda \frac{v_t^2}{d}, \quad (2.3.5)$$

gde je h_0 – visina nivoa gornje vode u odnosu na donju.

Korišćenjem poslednja dva izraza, imajući u vidu da su im leve strane iste, dolazi se do jednačine, koja posle unošenja izraza (2.3.1) za efektivnu površinu ima oblik:

$$f(t) \frac{dh_n}{dt} = \frac{\Psi \sqrt{2gh_n}}{L} \left(h_0 - h_n - \lambda \frac{L}{d} \frac{v_t^2}{2g} \right) - 2h_n \frac{d}{dt} f(t), \quad (2.3.6)$$

u kome je uvedena oznaka $\Psi = A/a_0$.

Dobijena jednačina (2.3.6) može se integraliti korišćenjem neke od poznatih metoda numeričke matematike, na primer, metode konačnih razlika.

Ukoliko se traži zavisnost h_n od t , neophodna je integracija jednačine (2.3.6). Međutim, maksimalni napor je moguće, nekada, odrediti i bez integracije ove jednačine.

Ako je napor maksimalan u trenutku vremena, kada je ventil zatvoren, onda je $v_t = 0$, a član koji uzima u obzir trenje, izčezava. Ako se, zatvaranje ventila vrši tako da se maksimalni napor pojavljuje u trenutku, koji prethodi potpunom zatvaranju ventila, onda je v_t različito od nule, kada je $dh_n/dt = 0$. Ako se trenje ne može zanemariti, onda je za određivanje maksimalne vrednosti napora h_n neophodno integraliti jednačinu (2.3.6), na primer, metodom konačnih razlika. Ako se, trenje može zanemariti onda je, i u ovom slučaju, maksimalni napor moguće odrediti na način opisan u tekstu koji sledi.

Ako se maksimalni napor, u matematičkom smislu, postiže u toku zatvaranja ventila, onda je $f(t)dh_n/dt = 0$. Ako se u toku zatvaranja ventila napor poveća i postiže najveću vrednost u trenutku zatvaranja ventila, onda je $f(t)dh_n/dt = 0$, ako je funkcija $f(t) = 0$, kada je ventil zatvoren. Dakle, nezavisno od toga, da li se maksimalni napor, u matematičkom smislu, postiže u toku zatvaranja ventila ili u trenutku njegovog zatvaranja, on se može odrediti iz jednačine $f(t)dh_n/dt = 0$. Imajući u vidu prethodno napisano, jednačina (2.3.6) se svodi na jednačinu:

$$\frac{\Psi \sqrt{2gh_{\max}}}{L} (h_0 - h_{\max}) - 2h_{\max} \frac{d}{dt} f(t) = 0. \quad (2.3.7)$$

Posle jednostavnih transformacija jednačina (2.3.7) se može pretstaviti u obliku:

$$\left(\frac{h_{\max}}{h_0}\right)^2 - (2 + k^2)\frac{h_{\max}}{h_0} + 1 = 0, \quad (2.3.8)$$

u kome je, radi kraćeg zapisa, uvedena oznaka:

$$k^2 = \frac{2\left(L\frac{d}{dt}f(t)\right)^2}{\Psi^2gh_0}. \quad (2.3.9)$$

Rešavanjem jednačine (2.3.8) dobija se da je, u ovom slučaju, maksimalni napor dat izrazom:

$$\frac{h_{\max}}{h_0} = 1 + \frac{k^2}{2} + k^2\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{1}{k^2}}. \quad (2.3.10)$$

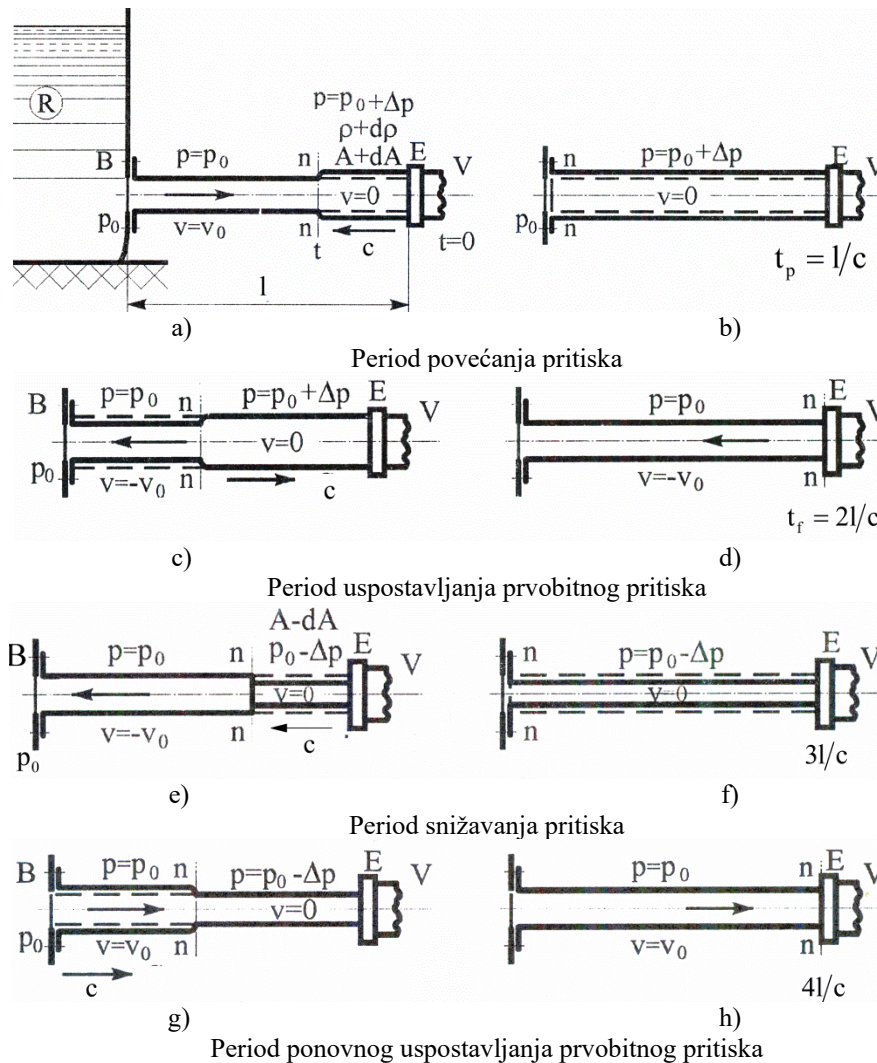
2.4. ELASTIČNI HIDRAULIČKI UDAR

U prethodnim poglavljima razmatran je kruti hidraulički udar za koji je karakteristično da je tečnost nestišljiva i da je cev kroz koju ona teče kruta. Ovaj hidraulički udar se u literaturi često naziva kruti udar ili pak kruta cev–nestišljiva tečnost. U ovom poglavlju, a i nadalje, razmatraće se elastični hidraulički udar za koji je karakteristično da se uzima u obzir mala stišljivost tečnosti, a cev kroz koju ona teče je deformabilna. Ovaj udar se u literaturi naziva hidraulički udar, a i stišljiva tečnost–elastična cev.

Fizika hidrauličkog udara u literaturi je dovoljno objašnjena, ali zbog problematike rada, vrlo kratko, daće se fizičko tumačenje ove pojave. Ovo tumačenje je najjednostavnije objasniti posmatrajući kretanje tečnosti kroz cevovod prečnika d dužine L i debljine zidova δ na čijem kraju se nalazi ventil (slika 2.3), a tečnost u cevovod dotiče iz vrlo velikog rezervoara tako da se može smatrati da je nivo tečnosti u njemu nepromenljiv.

Za vreme stacionarnog kretanja tečnosti njena brzina je v a njen pritisak je p . U literaturi se ova pojava objašnjava na sličan način kod različitih autora, a ovde će se uglavnom koristiti pristup koji je dao, u svojoj knjizi Obrović [115] zbog njegove sažetosti.

Pretpostavlja se, iako to nije potpuno realno, da se ventil (V) na kraju cevovoda gotovo trenutno zatvori. U ovom slučaju se sloj tečnosti, koji se nalazi neposredno ispred ventila zaustavi. Kinetička energija, koju je zaustavljena tečnost posedovala pre zaustavljanja, transformiše se u pritisnu energiju i dovodi do porasta pritiska od p na p_1 . Susedni sloj tečnosti deluje na prethodni, zaustavlja se, i njegova kinetička energija se transformiše u pritisnu. Tako se zaustavlja sloj po sloj tečnosti od ventila ka rezervoaru. Formirani talas povišenog pritiska prostire se sada brzinom c od ventila ka rezervoaru. U trenutku vremena t poremećajni talas je stigao do preseka cevi (slika 2.3a).



Slika 2.3. Faze razvoja hidrauličkog udara

Izvor: ("Mehanika fluida" Branko R. Obrović)

Desno od preseka $n-n$ tečnost se zaustavila, a njen pritisak je $p_0 + \Delta p$ tj. došlo je do njegovog povišenja za Δp . Ovo povišenje pritiska dovodi do promene gustine tečnosti za $d\rho$ i promene površine poprečnog preseka cevi za dA . Ovde je korišćen operator d umesto Δ jer se radi o elementarnim promenama. Levo od preseka $n-n$ kretanje je neporemećeno tako da tečnost i dalje struji udesno brzinom v_0 , a njen pritisak je p_0 . Za vreme $t_p = l/c$ poremećajni talas stiže do rezervoara. Sva tečnost u cevi nalazi se u stanju mirovanja, a njen pritisak je $p_0 + \Delta p$ (slika 2.3 b). Ovo vreme se naziva period povišenja pritiska.

Zbog povišenog pritiska tečnosti u cevovodu, počinje kretanje tečnosti iz cevi ka rezervoaru. Kako se sva kinetička energija tečnosti u periodu povišenja pritiska transformisala u rad sabijanja tečnosti i rad deformisanja zidova cevi, sada će se taj ukupni deformacioni rad transformisati u kinetičku energiju. Ako se zanemari disipacija strujne energije pri ovim

transformacijama, onda će se tečnost kretati brzinom v_0 , ali sada prema rezervoaru. Početak preticanja tečnosti dovodi do sniženja pritiska u cevovodu za Δp , tj. na prvobitnu vrednost p_0 u prvom sloju do rezervoara, pa u susednom i tako redom sve do ventila. Ovo uspostavljanje prvobitnog pritiska p_0 realizuje se povratnim talasom koji se sada prostire od rezervoara ka ventilu brzinom c (slika 2.3c). Za vreme:

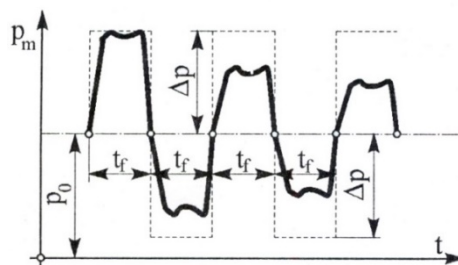
$$t_f = 2t_p = \frac{2l}{c}, \quad (2.4.1)$$

povratni talas je stigao do ventila, i time je period uspostavljanja prvobitnog pritiska završen (slika 2.3 d), tj. u tečnosti u cevi je ponovo pritisak p_0 , ali se sada kreće ka rezervoaru brzinom v_0 .

Vreme t_f naziva se trajanje mene ili faze hidrauličkog udara za tačke na ventilu V .

Zbog inercije tečnost nastavlja, i u sledećem periodu, da ističe iz cevovoda u rezervoar, što dovodi do sniženja pritiska za Δp , tj. pritisak postaje $p_0 - \Delta p$. Pretpostavlja se da je vrednost sniženog pritiska veća od vrednosti pritiska isparavanja tečnosti, jer bi se u protivnom pojavila kavitacija. Ovo sniženje pritiska dovodi do smanjenja površine poprečnog preseka cevovoda za dA . Na kraju ovog perioda snižavanja pritiska (slika 2.3f), tečnost u cevovodu je u stanju mirovanja pod pritiskom $p_0 - \Delta p$. Ovaj period se završava u trenutku $t = 3l/c$. Ovo stanje je nestabilno i tečnost, zbog sniženog pritiska u cevovodu počinje ponovo da se kreće od rezervoara ka ventilu brzinom v_0 , uspostavlja se ponovo pritisak p_0 , pritisnim talasom koji u trenutku vremena $t = 4l/c$ stiže do ventila (slika 2.3h). Ovo stanje tečnosti u cevovodu je isto sa stanjem pre zatvaranja ventila, a na dalje se svi periodi ponavljaju. Međutim, zbog “gubitaka” energije, koji ovde nisu uzeti u obzir, ovaj prelazni proces se brzo “gasi” jer se amplitude odbijenih talasa postepeno smanjuju.

Na slici 2.4 prikazane su promene pritiska u toku vremena u tački E , neposredno do ventila, i to isprekidanom linijom teorijska, a kontinuiranom linijom stvarna.



Slika 2.4. Promena pritiska kod zatvarača V za vreme hidrauličkog udara

Izvor: (“Mehanika fluida” Branko R. Obrović)

Prvi talas je najvećeg intenziteta, a samim tim i najopasniji za hidraulički sistem jer je tada povišenje pritiska Δp najveće. U praksi se obično zapažaju pet do šest talasa značajnije amplitude.

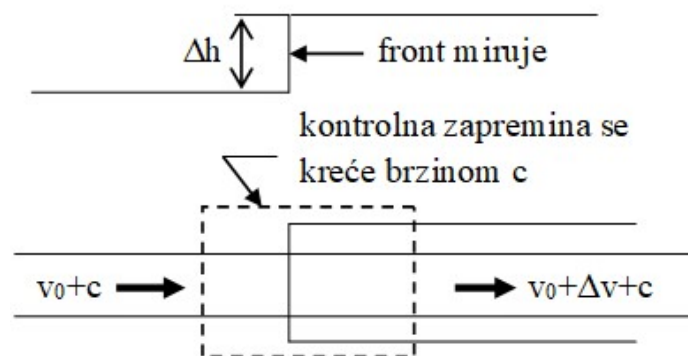
Za tumačenje ovog prelaznog procesa Fox [116] je umesto promene pritiska koristio promenu napora. Naravno, ovo ne predstavlja suštinsku razliku.

2.5. PROMENA PRITISKA I PIJEZOMETARSKJE VISINE

U cilju određivanja promene pritiska i pijeziometarske visine ovde se, kao i u prethodnom poglavlju, razmatra beskonačno brzo zatvaranje ventila na kraju cevi nepromenjenog poprečnog preseka (slika 2.3a). Kako je u prethodnom već napisano, izazvani poremećaj u obliku formiranog talasa prostire se ka rezervoaru brzinom c . Zanemarujući klizanje, formirani talas razdvaja fluid u cevi na dva dela u kojima su njegove fizičke veličine različite, a konstantne i to: ispred fronta su vrednosti v_0, p_0, ρ_0, A a iza fronta $v_0 + \Delta v, p_0 + \Delta p, \rho_0 + \Delta \rho, A + \Delta A$.

Usvaja se pokretni koordinatni sistem, koji se kreće zajedno sa poremećajem uzvodno brzinom c . U ovako usvojenom koordinatnom sistemu, front talasa se nalazi u stanju mirovanja, i problem se može izučavati kao stacionaran. U pokretnom i nepokretnom koordinatnom sistemu razlikuju se samo brzine. U pokretnom koordinatnom sistemu u neporemećenoj zoni brzina je $v_0 + c$, a u poremećenoj je $v_0 + \Delta v + c$.

U pokretnom koordinatnom sistemu, izdvajamo kontrolnu zapreminu koja sadrži front talasa (slika 2.5).



Slika 2.5. Pokretna kontrolna zapremina

Jednačina promene impulsa (količine kretanja) mase tečnosti koja se nalazi u kontrolnoj zapremini napisana za pravac strujanja tečnosti je:

$$\rho_0 (v_0 + c) A [(v_0 + \Delta v + c) - (v_0 + c)] = p_0 A - (p_0 + \Delta p) A. \quad (2.5.1)$$

Iz poslednje jednačine dobija se veoma korisna relacija:

$$\Delta p = -\rho_0 (v_0 + c) \Delta v, \quad (2.5.2)$$

koja je, najčešće, poznata kao Alievi-jeva relacija [117]. Analognu relaciju je izveo i primenio je u praksi Žukovski pre Alievi-ja. Pojedini autori je pripisuju i Moen-u i Korteweg-u.

Poznato je da je brzina strujanja fluida v_0 , značajno manja od brzine prostiranja poremećaja u fluidu c , koja je reda veličine prostiranja zvuka u istom. Imajući u vidu prethodno napisano u praksi se može koristiti jednostavna relacija i to:

$$\Delta p = -\rho_0 c \Delta v, \quad (2.5.3)$$

odnosno:

$$\Delta h = -\frac{c}{g} \Delta v. \quad (2.5.4)$$

Poslednje dve relacije imaju praktični značaj, jer omogućavaju da se približno odredi promena pritiska (pijezometarske visine) kada je poznata promena brzine i obrnuto.

Prilikom primene ovih relacija često se prave greške. Karakterističan primer za to je njihova primena kod delimičnog zatvaranja ventila. Dešava se u praksi da, manje iskusni projektanti, pretpostave da je diferencija brzine fluida proporcionalna diferenciji položaja zatvarača, što je pogrešno. Sa ovakvom njihovom pogrešnom pretpostavkom primena prethodnih relacija daje pogrešne rezultate. Dakle, relacije (2.5.3) i (2.5.4) daju dobre rezultate, ako je poznata diferencija brzine, a traži se diferencija pritiska/pijezometarske visine i obrnuto.

2.6. BRZINA PROSTIRANJA TALASA

U prethodnim poglavljima korišćena je brzina prostiranja poremećaja tj. talasa kao poznata veličina, a to će se činiti i u narednim poglavljima, zato je potrebno odrediti ovu veličinu tj. njen intenzitet. U tom cilju posmatra se cev sa spojevima, koji dozvoljavaju njeno istežanje bez pojave uzdužnih napona i slobodno istežanje po prečniku.

Pri promeni (povišenju) pritiska tečnosti za Δp prečnik cevi će se uvećati, a tečnost unutar nje će se sabiti. Zbog toga cev može da primi veću količinu tečnosti nego pre povišenja pritiska. Povećanje zapremine zbog stišljivosti tečnosti može se sračunati korišćenjem izraza:

$$\Delta V_s = \frac{\Delta p}{\varepsilon} \frac{\pi}{4} d^2 L, \quad (2.6.1)$$

u kome je: ε – moduo stišljivosti tečnosti (zapreminski moduo elastičnosti tečnosti), d – prečnik cevi, a L – dužina cevi.

Napon u zidu cevi, izazvan porastom pritiska za Δp , može se odrediti korišćenjem Mariotte-ove formule [118], i dat je izrazom:

$$\sigma = \frac{d\Delta p}{2\delta}, \quad (2.6.2)$$

gde je δ – debljina zida cevi.

Relativno izduženje zida cevi u radijalnom pravcu dato je izrazom:

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma}{E}, \quad (2.6.3)$$

u kome je E – moduo elastičnosti materijala cevi. Onda je priraštaj poluprečnika poprečnog preseka cevi:

$$\Delta\left(\frac{d}{2}\right) = \varepsilon_r \frac{d}{2}. \quad (2.6.4)$$

Priraštaj zapremine cevi zbog povećanja prečnika cevi je dat izrazom:

$$\Delta V_e = d\pi L \Delta\left(\frac{d}{2}\right), \quad (2.6.5)$$

koji, posle korišćenja izraza (2.6.2), (2.6.3) i (2.6.4), postaje:

$$\Delta V_e = \frac{1}{4} \frac{\Delta p}{E\delta} d^3 \pi L. \quad (2.6.6)$$

Ukupno povećanje zapremine predstavlja zbir prethodna dva priraštaja i može se predstaviti izrazom:

$$\Delta V = \frac{d^2 \pi}{4} L \Delta p \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E} \right). \quad (2.6.7)$$

Dok talas ne dođe do razmatranog preseka, tečnost se kreće prvobitnom brzinom v_0 , pri tome je vreme potrebno da neporemećeno strujanje zauzme dopunsku zapreminu dato izrazom:

$$\Delta t = \frac{4\Delta V}{d^2 \pi v_0}, \quad (2.6.8)$$

koji posle zamene ΔV izrazom (2.6.7), postaje:

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{v_0} L \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E} \right). \quad (2.6.9)$$

Poslednji izraz predstavlja vreme koje je potrebno da bi talas prošao duž cevi, sabijajući tečnost i istežući je.

Iz jednačine (2.5.3), s obzirom da je $\Delta v = -v_0$, je:

$$\Delta p = \rho_0 c v_0. \quad (2.6.10)$$

Vreme Δt može se predstaviti izrazom:

$$\Delta t = \frac{L}{c}, \quad (2.6.11)$$

koji zajedno sa (2.6.9) omogućava da se brzina prostiranja talasa predstavi u obliku:

$$c = \frac{1}{\frac{\Delta p}{v_0} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E} \right)}. \quad (2.6.12)$$

Imajući u vidu izraze (2.6.10) i (2.6.12) dobija se da je:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E} \right)}}. \quad (2.6.13)$$

Ukoliko je cev apsolutno kruta, tada se izraz (2.6.13) svodi na oblik:

$$c_0 = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho_0}}, \quad (2.6.14)$$

jer $E \rightarrow \infty$. Dodat je indeks nula da se skrene pažnja da je ovo brzina prostiranja talasa u apsolutno krutoj cevi.

Zapaža se da se uticaj elastičnosti javlja u smanjenju zapreminskog modula elastičnosti tečnosti od ε na ε' gde je:

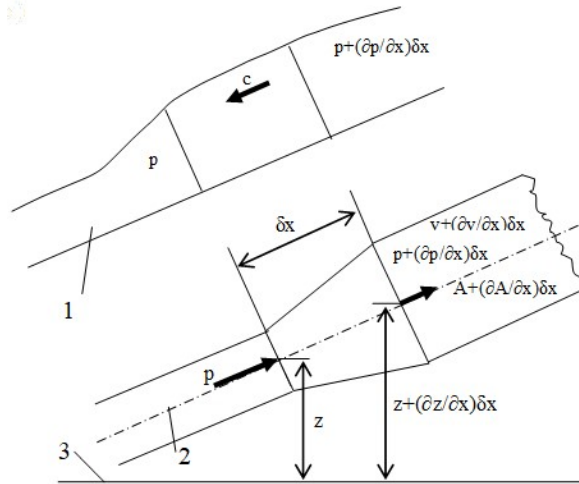
$$\frac{1}{\varepsilon'} = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E}. \quad (2.6.15)$$

Povišenje pritiska moguće je sada sračunati korišćenjem Alievi–eve formule u obliku:

$$\Delta p = v_0 \sqrt{\rho_0 \varepsilon'}. \quad (2.6.16)$$

2.7. JEDNAČINA KONTINUITETA

Jednačine impulsa i kontinuiteta sa odgovarajućim graničnim i početnim uslovima, predstavljaju matematički model hidrauličkog udara. Ove dve jednačine predstavljaju i osnovu svih tačnih analitičkih metoda, i zato je korisno izvesti ih. Ovde ćemo izvesti jednačinu kontinuiteta. U tom cilju bira se otsečak cevi, dužine δx , u kojoj se uzvodno prostire talas poremećaja brzinom c (slika 2.6).



Slika 2.6. Odsečak cevi za izvođenje jednačine kontinuiteta

(Izvor: Knjiga Foxa)

Masa tečnosti koja dotiče u izabrani element cevi, za vreme dt, jednaka je:

$$m_1 = \rho A v dt \quad (2.7.1)$$

a, za to vreme, iz izabranog elementa ističe masa tečnosti:

$$m_2 = \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} dx \right) \left(v + \frac{\partial v}{\partial x} dx \right) dt. \quad (2.7.2)$$

Masa tečnosti, koja se može akumulirati u izabranom elementu cevi, zbog sabijanja tečnosti i širenja cevi, za vreme dt, zbog porasta pritiska iznosi:

$$m_3 = \rho A dx \Delta p \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E} \right). \quad (2.7.3)$$

Izjednačavajući promenu mase ($m_1 - m_2$) u izabranom elementu sa masom (m_3) koja se može akumulirati, u istom elementu, imajući u vidu da je $\Delta p = \frac{\partial p}{\partial t} dt$ i zanemarujući male veličine drugog reda, dobija se jednačina:

$$\begin{aligned} \rho A v dt - \frac{\partial \rho}{\partial x} A v dx dt - \rho v \frac{\partial A}{\partial x} dx dt - \\ \rho A \frac{\partial v}{\partial x} dx dt - \rho A v dt = \rho A \frac{\partial p}{\partial t} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E} \right) dx dt. \end{aligned} \quad (2.7.4)$$

Dalje se, korišćenjem relacije (2.6.13) i $p = \rho g(h - z)$, gde je h visina nivoa gornje vode u odnosu na nivo donje vode, eliminiše izraz $\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E}$ i pritisak iz poslednje jednačine i ona se transformiše u sledeći oblik:

$$\frac{g}{c^2} \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0. \quad (2.7.5)$$

U poslednjoj jednačini je:

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{p}{\varepsilon} \right), \quad (2.7.6)$$

gde je ρ_0 – gustina tečnosti na početnom pritisku, tj. pritisku u odnosu na koji se vrši merenje.

Na dalje, pretpostavlja se da je cev kružnog poprečnog preseka, pri tome je $A = d^2\pi/4$, a treći sabirak u jednačini (2.7.5) postaje:

$$\frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} = \frac{2v}{d} \frac{\partial d}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (2.7.7)$$

Koristeći izraze (2.6.2), (2.6.3) i (2.6.4) dolazi se do relacije:

$$\frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} = v \frac{d}{\delta E} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2.7.8)$$

i jednačina (2.7.5), se za cev kružnog poprečnog preseka, transformiše na jednačinu:

$$\frac{g}{c^2} \frac{\partial h}{\partial t} + v \left(\frac{\rho_0}{\rho} \frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\delta E} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0. \quad (2.7.9)$$

Imajući u vidu činjenicu da je ε veliko u poređenju sa pritiscima koji se u praksi koriste može se, ovde, iskoristiti aproksimacija $\rho_0/\rho \approx 1$, i uz korišćenje izraza:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = g\rho \left(\frac{\partial h}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right), \quad (2.7.10)$$

jednačina (2.7.9) se transformiše na jednačinu:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + v \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{c^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} - v \frac{\partial z}{\partial x} = 0, \quad (2.7.11)$$

koja predstavlja jednačinu kontinuiteta hidrauličkog udara u diferencijalnom obliku za cev kružnog poprečnog preseka.

2.8. JEDNAČINA IMPULSA

Za izvođenje ove jednačine koristi se slika 2.6. koja je korišćena i pri izvođenju jednačine kontinuiteta. Na tečnost u izabranoj zapremini, u smeru strujanja, deluje rezultujuća sila:

$$F = pA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} dx \right) + \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \left(\frac{\partial A}{\partial x} dx \right) - \tau O dx - g\rho A dx \frac{dz}{dx}, \quad (2.8.1)$$

gde prvi sabirak predstavlja silu pritiska, koja deluje duž ose cevi u desno, drugi sabirak predstavlja silu pritiska, koja deluje duž ose cevi u levo, treći sabirak predstavlja srednju uzdužnu komponentu reakcije zidova cevi na tečnost, četvrti sabirak predstavlja silu trenja koja se suprotstavlja strujanju, a peti sabirak predstavlja komponentu gravitacione sile koja deluje duž ose cevi i suprotstavlja se strujanju.

Zapaža se da su u izrazu (2.8.1) O – srednji okvašeni obim poprečnog preseka elementa cevi, a τ – viskozni tangencijalni napon između tečnosti i zida cevi.

Zanemarujući male veličine drugog reda u izrazu (2.8.1) on dobija oblik:

$$F = -A \frac{\partial p}{\partial x} dx - \tau O dx - g \rho A dx \frac{dz}{dx}. \quad (2.8.2)$$

Rezultujuća sila F izaziva ubrzanje tečnosti u odabranom elementu i saglasno drugom Newton–ovom zakonu dobija se jednačina:

$$\rho A dx \frac{dv}{dt} = -A \frac{\partial p}{\partial x} dx - \tau O dx - g \rho A dx \frac{dz}{dx}, \quad (2.8.3)$$

koja posle pisanja totalnog izvoda brzine po vremenu u obliku:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (2.8.4)$$

uzimanja u obzir da je $dz/dx = \partial z/\partial x$ i uvođenja hidrauličkog radijusa R_h relacijom (2.1.9)

dobija se jednačina oblika:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{p}{g\rho} + z \right) + \frac{v}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\tau}{g\rho R_h} = 0. \quad (2.8.5)$$

Iz Darcy–Weissbach–ove formule [119] proizilazi:

$$\frac{\tau}{g\rho R_h} = \frac{\lambda v |v|}{8gR_h}, \quad (2.8.6)$$

i uvođenjem napora umesto pritiska jednačina (2.8.5) se može napisati u sledećem obliku:

$$\frac{\partial h}{\partial x} + \frac{v}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\lambda v |v|}{8gR_h} = 0. \quad (2.8.7)$$

Za cev kružnog poprečnog preseka, za koju je $R_h = d/4$, jednačina (2.8.7)

transformiše se u jednačinu:

$$\frac{\partial h}{\partial x} + \frac{v}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\lambda v |v|}{gd} = 0, \quad (2.8.8)$$

koja predstavlja jednačinu impulsa (količine kretanja) hidrauličkog udara.

Treba imati u vidu da su jednačina kontinuiteta (2.7.11) i jednačina impulsa (2.8.8) izvedene pod sledećim pretpostavkama [120]:

- razmatrano je 1D strujanje u cevovodu, a rasporedi brzine i pritiska imaju ravnomerne raspodele,
- za sve vreme hidrauličkog udara nema isticanja tečnosti na posmatranom delu cevovoda,
- za sve vreme trajanja ovog fenomena pritisak u cevovodu je viši od pritiska isparavanja tečnosti,
- cevovod i tečnost poseduju svojstvo elastičnosti,

- smatra se da faktor trenja ne zavisi od vremena,
- tečnost ne sadrži slobodan gas,
- diferencija pritiska u cevi je značajno veća od diferencije napona u njenom zidu.

Jednačina kontinuiteta (2.7.11) i jednačina impulsa (2.8.8), zajedno, predstavljaju sistem jednačina kojima je opisano prostiranje poremećaja u elastičnoj kružnoj cevi.

Zapaža se da su ove jednačine kvazilinearne parcijalne diferencijalne jednačine hiperboličkog tipa i da se, za sada, ne mogu analitički rešiti.

3. METODE PRORAČUNA HIDRAULIČKOG UDARA

Hidraulički sistem je neophodno, korektno projektovati, zatim redovno održavati i ispravno koristiti, a za sve to je potrebno solidno poznavanje primenjene mehanike fluida.

Do rešenja hidrauličkog problema se dolazi kroz nekoliko etapa koje, obično, nisu striktno odvojene. Prvo je neophodno korektno opisati posmatrati problem, uočiti veličine od uticaja i uspostaviti relacije između njih. Zatim se, u sledećoj etapi, procenjuje koliki je uticaj pojedinih veličina i one sa manjim uticajem zanemaraју i tako dolazi do matematičkog zapisa opisanog problema, tj. matematičkog modela. Za formiranje ovog matematičkog zapisa koriste se zakoni mehanike fluida prilagođeni specifičnim uslovima definisanog problema. Dobijene jednačine neophodno je da, sa zadovoljavajućom tačnošću, opisuju problem koji se razmatra. Ove jednačine, u suštini, opisuju strujanje tečnosti kod posmatranog problema (objekta), a ono najviše zavisi od početnih i graničnih uslova. Korektno formiran matematički model sigurno ima i rešenje, bez obzira što se to, sa sadašnjim matematičkim znanjima, ne može uvek analitički izraziti.

U opštem slučaju rešenje problema se ne može dobiti rešavanjem diferencijalnih jednačina. Zato je neophodno, korišćenje aproksimativnih metoda koje, onda, daju aproksimativna rešenja opisanog problema.

Izbor odgovarajuće metode za nalaženje rešenja problema zavisi od više faktora, kao što su na primer: finansije, tehnička ograničenja, ograničeno vreme, raspoloživa sredstva itd.

Aproksimativne metode koje, kako je već napisano, dovode i do aproksimativnih rešenja obično pripadaju jednom od skupova [121]:

- **Iskustvene metode**, one se baziraju na ranije stečenom iskustvu i dele se na:
 - Potpuno iskustvene, one se baziraju na potpuno ranije stečenom iskustvu istraživača, tj. pojedinca. S obzirom da zavise od pojedinaca, generalno se o njihovom kvalitetu ne može imati pozitivno mišljenje.
 - Iskustveno–naučne metode, one koriste dosadašnja iskustva formirana na osnovu posmatranja, rezultata merenja na realizovanim sistemima i u laboratoriji itd.

- **Analitičke metode**, kod ovih metoda se matematički model dodatno uprošćava sve do oblika za koji je moguće dobiti egzaktno rešenje. Ove metode se mogu koristiti u sledeće svrhe:
 - određivanje rešenja prostih problema,
 - procena kvaliteta rešenja složenih problema,
 - određivanje rešenja u okolini singularnih tačaka, za verifikaciju numeričkih modela itd.
- **Metode simulacije**, kod njih se strujanje u realnom sistemu simulira na formiranom modelu koji može biti:
 - Analogni model. Kod njega za različite fizičke procese pretpostavlja se formalna sličnost matematičkih modela. Na modelu se mere analogne veličine i korišćenjem metode sličnosti dobija se traženo rešenje. Značaj ovih metoda je naglo opao sa razvojem numeričkih metoda i računara.
 - Fizički model. Strujno polje u prirodi ili prototipu proučava se tako što se razmatra slično strujanje na modelu. Ima više poznatih ovih modela, kao što su, na primer Reynolds-ov, Froude-ov i drugi.
 - Simulacioni numerički model. Kod ovog modela se korišćenjem numeričkih metoda određuju aproksimativna rešenja matematičkog modela.

Treba imati u vidu da je rešenje matematičkog modela, samo rešenje matematičkog modela, a ne i striktno siguran uvid u stvarne promene fizičkih veličina. Ipak matematički modeli su bazirani na zakonima fizike i samim tim daju neku garanciju kvaliteta. Da bi se moglo govoriti o kvalitetu rešenja matematičkog modela neophodno je ove rezultate uporediti sa rezultatima merenja na izvedenim sistemima. Ako se ovim upoređivanjem konstatuje njihovo zadovoljavajuće poklapanje, tek onda ih je moguće primenjivati na stvarne hidrauličke sisteme [122].

3.1. ALLIEVI-JEVA METODA

Kako je već, u prethodnom, napisano, matematički model hidrauličkog udara predstavljaju jednačina kontinuiteta (2.7.11) i jednačina impulsa (2.8.8) sa odgovarajućim graničnim i početnim uslovima koje treba dodati. Ove jednačine su parcijalne diferencijalne kvazilinearne jednačine hiperboličkog tipa i sa sadašnjim matematičkim znanjem se ne mogu rešiti analitički. U želji da se ipak odrede analitička rešenja, predlagana su različita uprošćenja pomenutih jednačina.

Tako je Allievi [117] predložio da se zanemare nelinearni članovi, a to su član $v \partial h / \partial x$ u jednačini kontinuiteta i članovi $\frac{v}{g} \frac{\partial v}{\partial x}$ i $\lambda v |v| / (2gd)$ u jednačini impulsa. Pored toga zanemaruje se i član $v \partial z / \partial x$ u jednačini kontinuiteta, koji je obično mali u odnosu na ostale članove jednačine. Članovi $v \partial h / \partial x$ i $\frac{v}{g} \frac{\partial v}{\partial x}$ su obično mali u odnosu na članove $\partial h / \partial t$ i $\partial v / \partial t$ respektivno. Međutim zanemarivanje člana $\lambda v |v| / (2gd)$ podrazumeva zanemarivanje trenja, a to se može prihvatiti samo ako gubici napora na trenje predstavljaju mali deo statičkog napora.

Dakle, pretpostavka o zanemarivanju trenja je veoma značajna: bez nje ne može da se odredi analitičko rešenje, a sa njom ono je previše ograničeno.

Koristeći ova uprošćenja jednačina kontinuiteta (2.7.11) postaje:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{g}{c^2} \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (3.1.1)$$

dok jednačina impulsa (2.8.8) postaje:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -g \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (3.1.2)$$

Diferenciranjem jednačine (3.1.1) po t , a jednačine (3.1.2) po x i izjednačavanjem desnih strana tako dobijenih jednačina formira se jednačina:

$$\frac{\partial^2 h}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 h}{\partial x^2}, \quad (3.1.3)$$

koja je poznata kao jednačina prostiranja talasa.

Analitičko rešenje ove jednačine pretpostavlja se u obliku:

$$h = h_0 + F\left(t + \frac{x}{c}\right) + f\left(t - \frac{x}{c}\right), \quad (3.1.4)$$

$$v = v_0 - \frac{g}{c} \left[F\left(t + \frac{x}{c}\right) - f\left(t - \frac{x}{c}\right) \right], \quad (3.1.5)$$

a u matematici je poznato kao Riman–ovo rešenje. Ovakvi zapisi analitičkog rešenja odgovaraju koordinatnom sistemu čija se x -osa poklapa sa osom cevi, a smer joj je ka ventilu koji je na donjem kraju cevi. Koordinatni početak je kod rezervoara. Brzina v smatra se pozitivnom, ako je strujanje u smeru uvećanja koordinate x .

Funkcije $F(t + x/c)$ i $f(t - x/c)$ predstavljaju promene napora zbog dejstva talasa. Pokazano je da se, za posmatrača koji se kreće uz struju brzinom talasa, član F ne menja, a to znači da on može biti samo talas, koji se kreće uz struju brzinom c . Isto tako je pokazano i, da je član f , talas koji se kreće niz struju brzinom c . Onda Riman–ova reprezentacija napora (3.1.4) ima jasnu interpretaciju i to: napor u ma kojoj tački x cevovoda u trenutku t sastoji se

od statičkog napora (h_0), napora nastalog u toj tački u to vreme zbog talasa, koji se kreće uz struju u cevi (F) i napora formiranog talasom, koji se kreće niz struju u cevi (f).

Reprezentacije (3.1.4) i (3.1.5) iskorišćene su za određivanje uslova odbijanja od slobodne površine tečnosti u rezervoaru i zatvorenog kraja cevi i to korišćenjem matematičkih metoda. Pokazano je da kod rezervoara važi:

$$F\left(\frac{1}{c}\right) = -f\left(\frac{1}{c}\right), \quad (3.1.6)$$

a da kod ventila (zatvorenom kraju cevi) važi:

$$F\left(\frac{1}{c}\right) = f\left(\frac{1}{c}\right), \quad (3.1.7)$$

kada se razmatra talas formiran na donjem kraju cevi, a kreće se uz struju ka rezervoaru, i posmatranje se vrši u vremenu $t = 2l/c$.

Zatim je izvršeno uopštenje tako što je razmatran period vremena $T (T = 2l/c)$ i određeno vreme iT , gde je i – odgovarajući ceo broj, i dobijeno da u slučaju odbijanja od rezervoara važi:

$$f_i = -F_{i-1}, \quad (3.1.8)$$

a u slučaju odbijanja od zatvorenog kraja važi:

$$f_i = F_{i-1}. \quad (3.1.9)$$

Onda Riman–ove reprezentacije (3.1.4) i (3.1.5) postaju:

$$h_i = h_0 + F_i + f_i, \quad (3.1.10)$$

i

$$v_i = v_0 - \frac{g}{c}(F_i - f_i), \quad (3.1.11)$$

respektivno, gde F_i i f_i predstavljaju talase $F(t + x/c)$ i $f(t - x/c)$ u trenutku vremena iT , respektivno. Dalje je ova teorija iskorišćena za slučaj sporog zatvaranja ventila u intervalu vremena $T = 2l/c$.

Onda se dobija da je za: $t = 0, (i = 0)$,

$$h_0 = h_0 + F_0 + f_0, \quad (3.1.12)$$

$$v_0 = v_0 - \frac{g}{c}(F_0 - f_0), \quad (3.1.13)$$

za: $t = T, (i = 1)$,

$$h_1 = h_0 + F_1 + f_1, \quad (3.1.14)$$

$$v_1 = v_0 - \frac{g}{c}(F_1 - f_1), \quad (3.1.15)$$

za: $t = 2T$, ($i = 2$),

$$h_2 = h_0 + F_2 + f_2, \quad (3.1.16)$$

$$v_2 = v_0 - \frac{g}{c}(F_2 - f_2) \dots \quad (3.1.17)$$

Zapaža se da je $f_0 = 0$, jer nema f talasa do vremena, dok se početni F talas ne odbije od rezervoara i vrati ka ventilu.

Korišćenjem relacija (3.1.8) dobija se da su:

$$f_1 = F_0, \quad (3.1.18)$$

$$f_2 = -F_1, \quad (3.1.19)$$

$$f_3 = -F_2 \dots \quad (3.1.20)$$

i da su:

$$h_0 = h_0 + F_0, \quad (3.1.21)$$

$$v_0 = v_0 - \frac{g}{c}F_0, \quad (3.1.22)$$

$$h_1 = h_0 + F_1 - F_0, \quad (3.1.23)$$

$$v_1 = v_0 - \frac{g}{c}(F_1 + F_0), \quad (3.1.24)$$

$$h_2 = h_0 + F_2 - F_1, \quad (3.1.25)$$

$$v_2 = v_0 - \frac{g}{c}(F_2 + F_1) \dots \quad (3.1.26)$$

Sabirajući naizmenične parove jednačina za napor dobijaju se jednačine:

$$h_1 + h_0 = 2h_0 + F_1, \quad (3.1.27)$$

$$h_2 + h_1 = 2h_0 + F_2 - F_0, \quad (3.1.28)$$

$$h_3 + h_2 = 2h_0 + F_3 - F_1 \dots \quad (3.1.29)$$

a oduzimajući naizmenične parove jednačina za brzine, dobijaju se jednačine:

$$v_0 - v_1 = \frac{g}{c}F_1, \quad (3.1.30)$$

$$v_1 - v_2 = -\frac{g}{c}(F_0 - F_2), \quad (3.1.31)$$

$$v_2 - v_3 = -\frac{g}{c}(F_1 - F_3) \dots \quad (3.1.32)$$

U opštem zapisu važi:

$$F_i - F_{i-2} = \frac{c}{g}(v_{i-1} - v_i), \quad (3.1.33)$$

a onda sledi:

$$h_i + h_{i-1} - 2h_0 = \frac{c}{g}(v_{i-1} - v_i), \quad (3.1.34)$$

i funkcije F i f su eliminisane iz dalje procedure.

Da bi mogle da se reše iterativne jednačine (3.1.34) potrebna je dopunska informacija. Naime, ako je moguće odrediti v_i i v_{i-1} , onda je moguće rešiti ove jednačine naizmenično, jednu za drugom stavljajući $i = 1, 2, 3, \dots$

Allievi je uveo granične uslove, definisane ventilom. Koristeći (2.3.3), dobija se da je:

$$v_i = \mu_i \frac{a_i}{A} \sqrt{2gh_i}, \quad (3.1.35)$$

u kome su μ_i faktori protoka ventila, a_i – površine trenutnih otvora ventila. Za $i = 0$ je:

$$v_0 = \mu_0 \frac{a_0}{A} \sqrt{2gh_0}, \quad (3.1.36)$$

tako da je:

$$\frac{v_i}{v_0} = \frac{\mu_i a_i}{\mu_0 a_0} \sqrt{\frac{h_i}{h_0}}, \quad (3.1.37)$$

gde je a_0 površina otvora ventila. Uvođenjem oznaka:

$$\eta_i = \frac{\mu_i a_i}{\mu_0 a_0}, \quad \xi_i^2 = \frac{h_i}{h_0}, \quad (3.1.38)$$

dobija se da su:

$$v_i = v_0 \eta_i \xi_i, \quad (3.1.39)$$

$$h_i = h_0 \xi_i^2. \quad (3.1.40)$$

Zamenom izraza (3.1.40) i (3.1.39) u jednačini (3.1.34), dobija se sledeća jednačina:

$$\xi_i^2 + \xi_{i-1}^2 - 2 = 2\beta(\eta_{i-1}\xi_{i-1} - \eta_i\xi_i), \quad (3.1.41)$$

u kojoj je korišćena oznaka:

$$\beta = \frac{v_0 c}{2gh_0}, \quad (3.1.42)$$

koju je uveo Allievi, i koja, njemu u čast, ima naziv „Allievi–jeva karakteristika za cev”.

Stavljajući $i = 1, 2, 3, \dots$ u jednačini (3.1.41) dobija se sistem jednačina poznat pod nazivom sistem Allievi–jevih lančanih jednačina.

Imajući u vidu da su $\xi_0 = 1$ i $\eta_0 = 1$ jer su do početka zatvaranja ventila napori konstantni, a ventil potpuno otvoren, onda se za $i = 1$ dobija jednačina:

$$\xi_1^2 - 1 = 2\beta(1 - \eta_1\xi_1). \quad (3.1.43)$$

Ako je zatvaranje ventila η_1 poznato, onda se može odrediti ξ_1 , rešavanjem kvadratne jednačine (3.1.43).

Za $i = 2$, jednačina (3.1.41) svodi se na jednačinu:

$$\xi_2^2 + \xi_1^2 - 2 = 2\beta(\eta_1\xi_1 - \eta_2\xi_2), \quad (3.1.44)$$

u kojoj je ξ_1 sračunato u prethodnom koraku, a η_1 i η_2 su poznati iz zakona zatvaranja ventila, i onda se iz nje može sračunati ξ_2 .

Nastavljajući ovaj postupak mogu se proračunati vrednosti za celokupni period zatvaranja ventila. Posle sračunavanja $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots$ jednostavno se sračunavaju napori $h_1 = h_0 \xi_1^2, h_2 = h_0 \xi_2^2, h_3 = h_0 \xi_3^2, \dots$ i brzine $v_1 = v_0 \eta_1 \xi_1, v_2 = v_0 \eta_2 \xi_2, v_3 = v_0 \eta_3 \xi_3, \dots$ Ovim je dobijeno potpuno rešenje.

Na osnovu ove metode razrađena je metodologija proračuna cevovodnih mreža i prostih cevi koja je izložena u monografijama Rich-a [123] i Jaeger-a [124]. Ovde su izložene samo opšte postavke ove metode jer ona zanemaruje trenje što je na sadašnjem stepenu razvoja numeričkih metoda i računara gotovo neprihvatljivo.

3.2. METODA KARAKTERISTIKA

Allievi-jeve lančane jednačine daju harmonično rešenje problema hidrauličkog udara bez trenja, ali postaju preglomazne pri rešavanju složenih cevovoda.

Grafičkom metodom Schnyder [125], Bergeron-a [126] rešavaju se te iste osnovne jednačine, kao i metodom Allievi-ja, ali se mnogo lakše uopštavaju. Dugo se smatralo da je metoda Schnyder-Bergeron-a najbolja za rešavanje nestacionarnih problema. Međutim, ona je vrlo ograničena i ima svoje nedostatke. Neki od tih nedostataka su:

- Skoro sve tečnosti koje se koriste u inženjerskoj praksi, sadrže izvesnu količinu slobodnog vazduha u obliku mehurića, što pri promeni pritiska dovodi do promene zapreminskog modula stišljivosti a to dovodi do promena brzine prostiranja talasa, koje mogu biti vrlo velike. Kao rezultat toga linije prostiranja elementarnih talasa kod grafičke metode umesto pravih postaju krive. Ove krive nije moguće odrediti unapred, što otežava korišćenje grafičke metode za uslove promenljive brzine talasa.
- Savremeni cevovodi snabdeveni su ventilima sa sofisticiranim servopogonima. Opisivanje funkcionisanja ovih servopogona grafičkom metodom je veoma komplikovano zbog različitih vremena rada ventila i faze udara, a i zbog višeparametarskog karaktera rada ventila.
- Tečnosti pored slobodnog gasa mogu sadržati i rastvoren gas koji se u zoni sniženog pritiska može izdvojiti u obliku mehurića i zajedno sa slobodnim gasom značajno umanjiti brzinu prostiranja talasa. Ovaj faktor se ne može uzeti u obzir grafičkom metodom.

- Isključivanje pumpi pri eksploataciji cevovoda nije čest slučaj, ali je u određenim slučajevima neophodan, a ponekad dolazi i do nestanka električne energije. U tom slučaju važno je uzeti u obzir promenu frekvencije obrtanja pumpe i rad ventila pri punjenju (pražnjenju) rezervoara, što je teško ostvariti grafičkom metodom.
- Mnogi oblici graničnih uslova mogu se predstaviti matematički, ali ih je nemoguće reprodukovati grafički ili je pak to moguće sa vrlo velikim uprošćenjima.
- Uslov, da se dužine svih cevi u cevnoj mreži nalaze u prostim odnosima može dovesti do značajnih grešaka.
- U složenim mrežama u jednu tačku mogu dolaziti do 15 grana. Takvi sistemi bez uprošćenja mogu da se reše grafičkom metodom uz značajan napor.

Imajući u vidu prethodno navedene nedostatke koje poseduje grafička metoda bilo je neophodno nastaviti istraživanja u cilju nalaženja metode za rešavanje problema hidrauličkog udara, koja bi imala manje nedostataka od grafičke metode. Ovim istraživanjima je pogodovao razvoj numeričkih metoda, a posebno računara.

Jednačine hidrauličkog udara moguće je rešiti neposredno metodom konačnih razlika, ali sa velikom oprežnošću jer se može javiti problem nestabilnosti rešenja, o čemu su pisali Lax [127] i Lax i Wenderoff [128]. Po mišljenju mnogih autora, bolje rešenje jednačina hidrauličkog udara dobija se kada se one prethodno dovedu na karakteristični oblik, a onda reše, na primer, metodom konačnih razlika. Ova metoda je poznata pod imenom metoda karakteristika i slobodno se može reći da je, za sada, najprihvatljivija za rešavanje zadataka hidrauličkog udara.

Kako je već prethodno rečeno, jednačine hidrauličkog udara su dve kvazilinearne parcijalne diferencijalne jednačine hiperboličkog tipa. Postoji više različitih načina transformacije takvog para jednačina na karakteristični oblik, a ovde će se razmotriti usavršena metoda Liester-a [129] koja je i u knjizi Fox-a [116], a i u mnogim drugim knjigama i publikacijama sasvim korektno opisana.

Polazi se od sistema parcijalnih diferencijalnih jednačina:

$$L_i = A_i \frac{\partial u}{\partial x} + B_i \frac{\partial u}{\partial y} + C_i \frac{\partial v}{\partial x} + D_i \frac{\partial v}{\partial y} + E_i = 0; \quad i = 1, 2, \quad (3.2.1)$$

u kojima su u i v –zavisno promenljive; x i y –nezavisno promenljive; A_i, B_i, C_i, D_i, E_i –poznate neprekidne funkcije od x, y, u i v .

Pretpostavlja se da uslov:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{B_1}{B_2} = \frac{C_1}{C_2} = \frac{D_1}{D_2}, \quad (3.2.2)$$

nije ispunjen potpuno ili delimično.

Zatim se razmatra linearna kombinacija L_1 i L_2 u obliku:

$$L = L_1 + \varphi L_2 = 0, \quad (3.2.3)$$

koja posle zamene izraza L_1 i L_2 , postaje:

$$L = (A_1 + \varphi A_2) \frac{\partial u}{\partial x} + (B_1 + \varphi B_2) \frac{\partial u}{\partial y} + (C_1 + \varphi C_2) \frac{\partial v}{\partial x} + (D_1 + \varphi D_2) \frac{\partial v}{\partial y} + E_1 + \varphi E_2 = 0. \quad (3.2.4)$$

Ako je $y = y(x)$ – jednačina krive, za koju je $\frac{dy}{dx}$ – tangens ugla nagiba tangente, a

$u(x, y)$ i $v(x, y)$ rešenja jednačina (3.2.1) onda su:

$$(A_1 + \varphi A_2) \frac{\partial u}{\partial x} + (B_1 + \varphi B_2) \frac{\partial u}{\partial y} = (A_1 + \varphi A_2) \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{B_1 + \varphi B_2}{A_1 + \varphi A_2} \frac{\partial u}{\partial y} \right), \quad (3.2.5)$$

$$(C_1 + \varphi C_2) \frac{\partial v}{\partial x} + (D_1 + \varphi D_2) \frac{\partial v}{\partial y} = (C_1 + \varphi C_2) \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{D_1 + \varphi D_2}{C_1 + \varphi C_2} \frac{\partial v}{\partial y} \right). \quad (3.2.6)$$

Ako je:

$$\frac{B_1 + \varphi B_2}{A_1 + \varphi A_2} = \frac{D_1 + \varphi D_2}{C_1 + \varphi C_2} = \frac{dy}{dx}, \quad (3.2.7)$$

onda izraz (3.2.4) dobija oblik:

$$L = (A_1 + \varphi A_2) \frac{du}{dx} + (C_1 + \varphi C_2) \frac{dv}{dx} + E_1 + \varphi E_2 = 0. \quad (3.2.8)$$

Rešavanjem jednačine (3.2.7) po φ dobija se da važi:

$$\varphi = \frac{A_1 dy - B_1 dx}{B_2 dx - A_2 dy} = \frac{C_1 dy - D_1 dx}{D_2 dx - C_2 dy}, \quad (3.2.9)$$

odakle se dobija jednačina:

$$p\xi^2 + q\xi + r = 0, \quad (3.2.10)$$

u kojoj su, zbog kraćeg zapisa, uvedene oznake:

$$\xi = \frac{dy}{dx}, \quad (3.2.11)$$

$$p = A_1 C_2 - A_2 C_1, \quad (3.2.12)$$

$$q = A_2 D_1 + B_2 C_1 - A_1 D_2 - B_1 C_2, \quad (3.2.13)$$

$$r = B_1 D_2 - B_2 D_1. \quad (3.2.14)$$

Ako su koreni kvadratne jednačine (3.2.10) realni i različiti, onda su polazne jednačine (3.2.1) jednačine hiperboličkog tipa, ako su njihovi koreni realni i jednaki onda su polazne jednačine paraboličkog tipa, i ako su koreni kompleksni, jednačine su eliptičkog tipa.

Ako su jednačine (3.2.1) hiperboličkog tipa tj. ako je:

$$q^2 - 4pr > 0, \quad (3.2.15)$$

onda su rešenja jednačine (3.2.10) data izrazima:

$$\xi_+ = \frac{1}{2p} \left(-q + \sqrt{q^2 - 4pr} \right), \quad (3.2.16)$$

i

$$\xi_- = \frac{1}{2p} \left(-q - \sqrt{q^2 - 4pr} \right). \quad (3.2.17)$$

Tako, u tački (x, y) ravni x, y postoje dve linije sa nagibima $dy/dx = \xi_+$ i $dy/dx = \xi_-$ koje odgovaraju diferencijalnim jednačinama.

Pošto su vrednosti ξ_+ i ξ_- sračunate, mogu se napisati dve diferencijalne jednačine, i to:

$$\frac{dy}{dx} = \xi_+, \quad (3.2.18)$$

i

$$\frac{dy}{dx} = \xi_-. \quad (3.2.19)$$

Unošenjem izraza (3.2.18) i (3.2.19) u izraze (3.2.9) isti se transformišu na sledeći oblik:

$$\varphi = \frac{A_1 \xi_{\pm} - B_1}{B_2 - A_2 \xi_{\pm}} = \frac{C_1 \xi_{\pm} - D_1}{D_2 - C_2 \xi_{\pm}}. \quad (3.2.20)$$

Korišćenjem prvog izraza (3.2.20) za φ , jednačine (3.2.8) transformišemo na oblik:

$$Fdu + (p\xi_{\pm} - G)dv + (K\xi_{\pm} - H)dx = 0, \quad (3.2.21)$$

gde su, radi kraćeg zapisa, korišćene oznake:

$$F = A_1 B_2 - A_2 B_1, \quad (3.2.22)$$

$$G = B_1 C_2 - B_2 C_1, \quad (3.2.23)$$

$$K = A_1 E_2 - A_2 E_1, \quad (3.2.24)$$

$$H = B_1 E_2 - B_2 E_1. \quad (3.2.25)$$

Jednačinama (3.2.21) treba dodati i sledeće dve jednačine:

$$dy - \xi_{\pm} dx = 0. \quad (3.2.26)$$

Na ovaj način za rešavanje zadatka definisanog jednačinama (3.2.1) imamo četiri jednačine i to dve date izrazom (3.2.21) i dve date izrazom (3.2.26) za ξ_+ i ξ_- .

Ove linije u ravni x, y definisane izrazima $dy/dx = \xi_{\pm}$, nazivaju se linijama karakteristika, odakle potiče i naziv metode. Duž ovih linija zadovoljene su jednačine (3.2.21) respektivno. Sada se za rešavanje ovih jednačina može koristiti, na primer, metoda konačnih razlika.

Ovde je metoda karakteristika prikazana na jednom sistemu opštijih parcijalnih diferencijalnih jednačina nego što su jednačine hidrauličkog udara. Ovakvo opredeljenje je iz razloga što se ovde dobijene jednačine mogu primeniti i za neke druge probleme, a ne samo za probleme hidrauličkog udara.

Sada ovu metodu primenjujemo na sistem jednačina hidrauličkog udara tj. na jednačine (2.7.11) i (2.8.8) koje ovde zapisujemo u sledećim oblicima:

$$v \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{c^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + 0 \frac{\partial v}{\partial t} - v \frac{\partial z}{\partial x} = 0, \quad (3.2.27)$$

$$\frac{\partial h}{\partial x} + 0 \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{v}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\lambda v |v|}{2gd} = 0, \quad (3.2.28)$$

respektivno.

Upoređujući jednačine (3.2.27) i (3.2.28) sa opštim jednačinama (3.2.1), zapaža se da je u slučaju jednačina hidrauličkog udara:

$$x \rightarrow x, y \rightarrow t, A_1 \rightarrow v, B_1 \rightarrow 1, C_1 \rightarrow c^2/g, D_1 \rightarrow 0, E_1 \rightarrow \left(-v \frac{\partial z}{\partial x} \right),$$

$$A_2 \rightarrow 1, B_2 \rightarrow 0, C_2 \rightarrow v/g, D_2 \rightarrow 1/g, E_2 \rightarrow \frac{\lambda v |v|}{2gd}, u \rightarrow h \text{ i } v \rightarrow v.$$

Korišćenjem ovog zapažanja i izraza (3.2.12), (3.2.13) i (3.2.14) dobija se da su veličine p, q i r date izrazima:

$$p = \frac{v^2 - c^2}{g}, \quad (3.2.29)$$

$$q = -\frac{2v}{g}, \quad (3.2.30)$$

$$r = \frac{1}{g}. \quad (3.2.31)$$

Iz izraza (3.2.16) i (3.2.17), posle zamene p, q i r u izrazima (3.2.29), (3.2.30) i (3.2.31) respektivno, dobija se da su rešenja:

$$\xi_{\pm} = \frac{1}{v \pm c}. \quad (3.2.32)$$

Treba obratiti pažnju da je u posljednjem izrazu sa ξ_+ označen pozitivan koren, a sa ξ_- negativan koren tj. oznake su obrnute u odnosu na izraze (3.2.16) i (3.2.17) što će se pokazati korisnim. Naime, ξ_+ odgovara oštrom, a ξ_- tupom uglu koji tangente na krive grade sa x-osom.

Koristeći, pak, zapažanje dato prethodno, kao i izraze (3.2.22), (3.2.23), (3.2.24) i (3.2.25) iz istih se dobija da su veličine F, G, K i H date izrazima:

$$F = -1, \quad (3.2.33)$$

$$G = \frac{v}{g}, \quad (3.2.34)$$

$$K = \frac{2\lambda v^2 |v|}{gd} + v \frac{\partial z}{\partial x}, \quad (3.2.35)$$

$$H = \frac{2\lambda v |v|}{gd}. \quad (3.2.36)$$

Jednačine (3.2.21), posle zamene izraza (3.2.33), (3.2.34), (3.2.35) i (3.2.36), postaju:

$$-dh \mp \frac{c}{g} dv \mp \frac{c}{g} \left(\frac{2\lambda v |v|}{d} \frac{dx}{v \pm c} \mp \frac{gv}{c} \frac{\partial z}{\partial x} \frac{dx}{v \pm c} \right) = 0, \quad (3.2.37)$$

a iz izraza (3.2.32) se dobija da je:

$$dx = (v \pm c) dt. \quad (3.2.38)$$

Uzimajući sada u obzir izraz (3.2.38) jednačine (3.2.37) se transformišu na sledeći oblik:

$$\pm \frac{g}{c} \frac{dh}{dt} + \frac{dv}{dt} + \frac{2\lambda v |v|}{d} \mp \frac{gv}{c} \frac{\partial z}{\partial x} = 0, \quad (3.2.39)$$

a iz izraza (3.2.38) dobija se da je:

$$\frac{dx}{dt} = v \pm c. \quad (3.2.40)$$

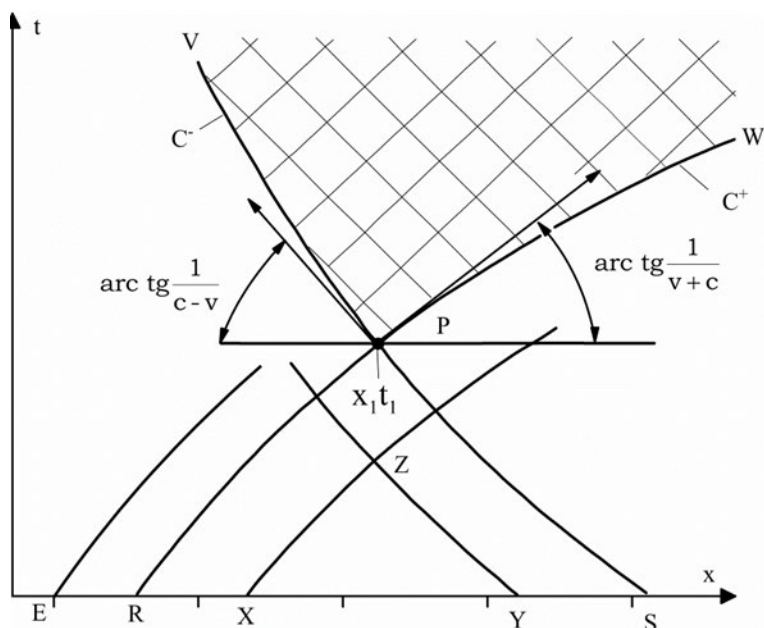
Ovim su jednačine hidrauličkog udara napisane u karakterističnom obliku. Član $\frac{gv}{c} \frac{\partial z}{\partial x}$ je mali u poređenju sa ostalim članovima i uglavnom se izostavlja.

Prvu jednačinu (3.2.39) i prvu jednačinu (3.2.40) treba shvatiti kao prvi sistem jednačina. Isto važi za drugu jednačinu (3.2.39) i drugu jednačinu (3.2.40).

Nadalje se u ravni (x, t) posmatra tačka $P(x_1, t_1)$ (videti sliku 3.1.).

Neka su brzine v i c poznate u tački P, onda je kroz istu moguće konstruisati krive linije sa nagibima $dt/dx = 1/(v + c)$ i $dt/dx = 1/(v - c)$ čiji su nazivi pozitivna i negativna karakteristika, respektivno. Na slici 3.1, pozitivna karakteristika C^+ prikazana je linijom

RPW, a negativna karakteristika C^- linijom SPV. Odstupanje ovih linija od pravih proporcionalno je odstupanju brzine v od konstante.



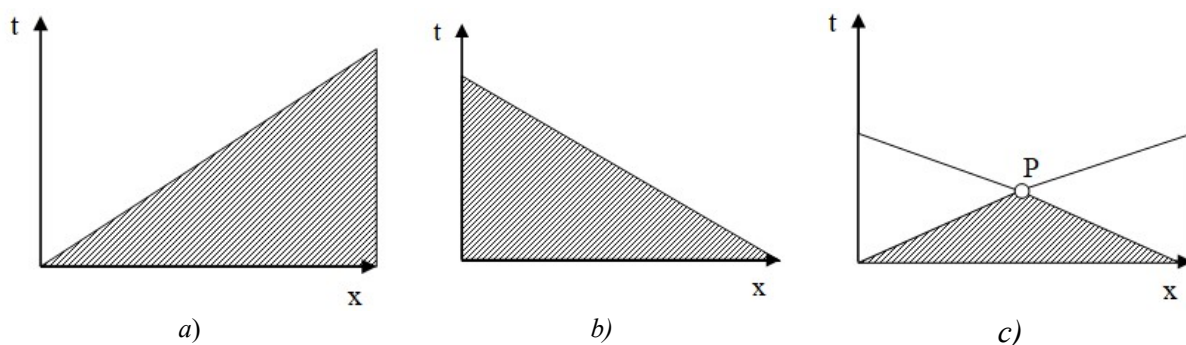
Slika 3.1. Linije karakteristika u ravni (x,t)

Ako se u tački P javi poremećaj, tj. u tački x_1 u trenutku t_1 , on će se prostirati, kao talas, niz strujanje brzinom $v+c$, a uz strujanje brzinom $|v-c|$. Dakle, u ravni (x, y) linije karakteristika su linije po kojima se prostiru poremećaji niz struju (C^+) i uz struju (C^-).

Poremećaj formiran u tački P preneće se u sve tačke oblasti koja je na slici 3.1. označena sa PWV i šrafirana. Ova oblast zove se zona uticaja tačke P. Sa iste slike se zapaža da u tačkama R i S linije karakteristika C^+ i C^- seku apcisnu osu koja je odabrana tako da se poklapa sa linijom $t=t_0$, respektivno. Razmotrimo, sada, uticaj poremećaja koji se, u početnom trenutku, javi u nekom poprečnom preseku cevi koji se nalazi na segmentu RS cevi. Ako karakteristike polaze iz tačaka X i Y one se seku u tački Z i određuju situaciju u istoj. Tačku Z karakteriše raniji vremenski trenutak od trenutka koji karakteriše tačku P, tako da je zona uticaja tačke P podskup zone uticaja tačke Z. Na taj način, ako se u početnom trenutku, u nekom preseku cevi koji se nalazi unutar segmenta RS (npr. u tački X) javi poremećaj on će uticati na situaciju u tački P. Poremećaji koji se javljaju u presecima koji ne pripadaju segmentu RS (npr. u tački E) neće uticati na stanje u tački P. Prostor PRS zove se zona zavisnosti tačke P.

Oblast u ravni x,t u koju ne može dospeti uticaj nekog poremećaja zove se neporemećena zona. Na slici 3.2, a) prikazana je neporemećena zona (šrafirani deo), za

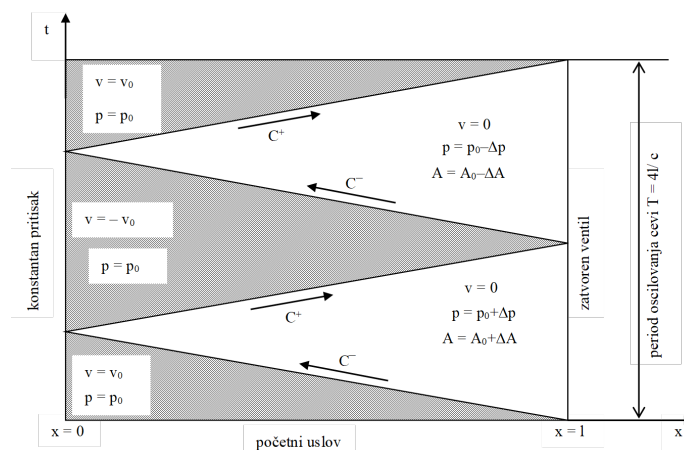
poremećaj strujanja u gornjem delu (kod rezervoara, gde je i koordinatni početak), na slici 3.2, b) neporemećena zona za poremećaj na donjem delu (kod ventila) i na slici 3.2, c) pri poremećajima u gornjem i donjem delu istovremeno.



Slika 3.2. a), b), c) Neporemećene zone

Karakteristike će biti prave, ako su v i c konstantne u svim tačkama na karakteristici, a krive, ako bar jedna od njih nije konstantna.

U cilju prikaza prostiranja poremećaja u ravni (x, t) često se, kao primer, koristi naglo zatvaranje ventila na kraju cevovoda. Prostiranje poremećaja, za ovaj primer, prikazano je na slici 3.3.



Slika 3.3. Prostiranje poremećaja kod naglog zatvaranja ventila

Šrafirana površ u donjem delu slike 3.3 predstavlja neporemećenu zonu, jer je poremećaj izazvan naglim zatvaranjem ventila koji se nalazi nizvodno. U svim tačkama koje pripadaju šrafiranim delovima površi prikazanim na slici 3.3. pritisci su jednaki početnom pritisku p_0 .

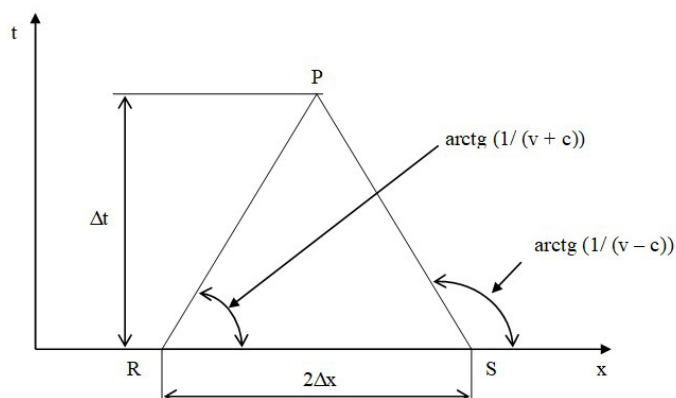
Integracija jednačina se realizuje u oblasti koja je podskup koordinatne ravni (x, t) . Ova oblast integracije je ograničena sa donje strane apcismom osom $t = 0$, tj. početnim uslovom, sa gornje strane granica nije fiksirana i zavisice od željene tačnosti proračuna. Sa leve strane je ograničena linijom $x = 0$, gde mora biti poznat granični uslov (ovde je to konstantan

pritisak) dok je sa desne strane ograničena linijom $x = l$, gde takođe mora biti poznat granični uslov (ovde je to zatvoren ventil). Ova oblast je podeljena karakterističnim linijama koje su praktično linije putanje poremećaja koji je izazvan naglim zatvaranjem ventila. Na slici su ove linije prave.

3.3. INTEGRACIJA KARAKTERISTIČNIH JEDNAČINA

Treba rešiti tj. integraliti sistem jednačina (3.2.39), (3.2.40). U tom cilju se razmatra pozitivna karakteristika čiji je ugao nagiba $\arctg(1/(v+c))$ koja polazi iz tačke R (slika 3.4) i seče, u tački P negativnu karakteristiku koja polazi iz tačke S sa uglom nagiba $\arctg(1/(v-c))$.

Pretpostavlja se da su Δx i Δt toliko mali, da je osetke karakteristika RP i SP moguće smatrati pravim.



Slika 3.4. Deo numeričke mreže za metodu karakteristika

Linije RP i SP zadovoljavaju jednačine (3.2.40), respektivno, i na taj način moguće ih je konstruisati. Tako je duž linije RP zadovoljena jednačina:

$$\frac{g}{c} dh + dv = - \left(\frac{\lambda v |v|}{2d} - \frac{gv}{c} \sin \alpha \right) dt, \quad (3.3.1)$$

a duž linije SP jednačina:

$$-\frac{g}{c} dh + dv = - \left(\frac{\lambda v |v|}{2d} + \frac{gv}{c} \sin \alpha \right) dt. \quad (3.3.2)$$

Zapaža se da su jednačine (3.3.1) i (3.3.2) ekvivalentne jednačinama (3.2.39) napisanim u malo izmenjenim oblicima i uvedenom realacijom:

$$\frac{dz}{dx} = \sin \alpha, \quad (3.3.3)$$

gde je α – ugao koji osa cevi gradi sa horizontalnom ravni. Onda su u tački P zadovoljene obe poslednje jednačine.

Za dalje izučavanje problema, neophodno je jednačine (3.3.1) i (3.3.2) napisati u konačno diferencnim oblicima. U tom cilju je potrebno izvršiti integracije izraza koji se nalaze na desnim stranama ovih jednačina. Za ove integracije, iskoristiće se Euler–ova metoda [130] kao najjednostavnija i kao takva pogodna za analizu postupka istraživanja. U tom slučaju jednačine (3.3.1) i (3.3.2) imaju sledeće konačno–diferencne zapise:

$$\frac{g}{c}(h_p - h_R) + v_p - v_R + \left(\frac{\lambda_R v_R |v_R|}{2d} - \frac{g v_R}{c} \sin \alpha \right) \Delta t = 0, \quad (3.3.4)$$

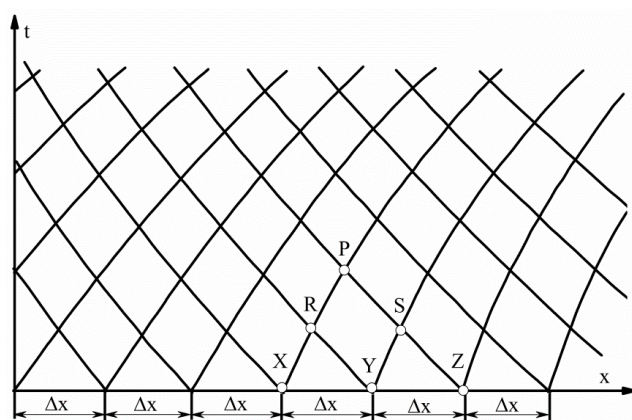
$$-\frac{g}{c}(h_p - h_S) + v_p - v_S + \left(\frac{\lambda_S v_S |v_S|}{2d} + \frac{g v_S}{c} \sin \alpha \right) \Delta t = 0, \quad (3.3.5)$$

respektivno.

Ako su veličine h_R, v_R, h_S, v_S poznate, rešavanjem spregnutog sistema jednačina (3.3.4) – (3.3.5) mogu se odrediti veličine h_p i v_p . Ovaj proces omogućava da se odrede veličine napor i brzina u funkciji veličina Δt i c . Dakle, ova metoda obezbeđuje osnovu proračuna napora i brzina u nestacionarnim strujanjima u posebnom broju tačaka (preseka) cevi, uzimajući u obzir trenje, konvektivno ubrzanje i „gradijente” napora, tj. svega onoga što je u prethodnim metodama potpuno ili delimično zanemarivano. Koristeći prethodno opisan postupak moguće je sprovesti proračun.

Pretpostavlja se, da se osa x poklapa sa osom cevi i da je u tački $x = 0$ smešten rezervoar (slika 3.5). Dalje se pretpostavlja, da su u tačkama duž ose cevi (duž ose x), koje su na međusobnim rastojanjima Δx , u trenutku vremena $t = 0$, poznati napori i brzine.

Tačke R i S mogu se odrediti, R iz X i Y, a S iz Y i Z, korišćenjem prethodno opisane metode. Ovaj proces može se proširiti na celu ravan (x, t) . U tački $x = 0$, veličine h i v ili veza između njih mora biti poznata.



Slika 3.5. Numerička mreža za metodu karakteristika

Zapaža se da na granicama postoji samo po jedna karakteristika. Na gornjem kraju cevovoda postoji negativna karakteristika, a na donjem kraju pozitivna. Kako se uslovi koji utiču na pojavu nestacionarnog strujanja generišu na granicama (promena položaja ventila, promena nivoa vode u rezervoaru,...) to je analiza graničnih uslova od presudnog značaja.

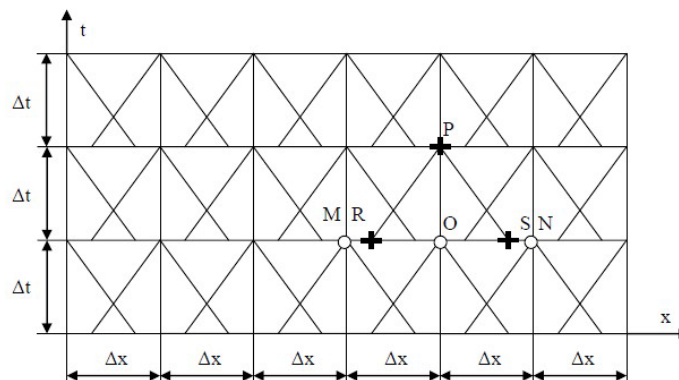
Ukoliko postoji samo jedna karakteristika, neophodno je granične uslove izraziti u matematičkom obliku koji je moguće rešiti po h_p i v_p zajedno sa karakterističnom jednačinom.

Pri korišćenju metode opisane prethodno, u slučajevima promene brzina u funkciji vremena i rastojanja, nagibi karakterističnih linija se menjaju i zbog toga se tačke preseka karakterističnih linija ne poklapaju sa tačkama preseka konstantnih intervala x i t . Zato je rezultate, dobijene za krivolinijsku mrežu, neophodno interpolirati, tako da se dobiju vrednosti u čvorovima pravougaone mreže u ravni (x, t) . Ove veličine je moguće razmatrati na fiksiranom rastojanju x kao zavisne od vremena ili u fiksiranom trenutku vremena kao zavisne od rastojanja x . Početna nepravilna (neregularna) mreža je vrlo nepogodna za ostvarenje ovog cilja. Zato se koriste različite varijante ove metode.

3.4. METODA KARAKTERISTIKA SA REGULARNOM PRAVOUGAONOM MREŽOM

Ova metoda je zasnovana na postavkama prethodno izložene metode, ali je za određivanje traženih veličina u čvornim tačkama regularne pravougaone mreže, neophodna interpolacija. To je jednostavnije od dovođenja dobijenih rezultata na regularnu pravougaonu mrežu, na primer pomoću metode Hartree-a [131].

Veličina koraka Δt bira se, zbog stabilnosti metode, da bude manja od $\Delta x/(v + c)$ a kod izučavanja hidrauličkog udara preporučljivo je izabrati $\Delta t = 0,95 \Delta x / c^*$, gde je c^* maksimalna brzina prostiranja talasa u mreži. Ako se izabere da je $\Delta t = \Delta x/c$, to znači, da se za v pozitivno, tačka R nalazi desno od tačke M, odnosno dalje niz struju od nje (slika 3.6), što dovodi do nestabilnosti proračuna. Dobijeni eksperimentalni podaci potvrđuju da se izborom konstante 0,95 obezbeđuje zadovoljavajuća stabilnost. Uslov $\Delta x/(v + c)$ je poznat u literaturi kao Courant–Lewy–jev [132] uslov stabilnosti.



Slika 3.6. Regularna pravougaona mreža za metodu karakteristika

U nekim radovima se predlaže $\Delta t = \Delta x/c$, zbog činjenice da je v mnogo manje od c . Međutim, ovakav izbor veličine Δt u nekim slučajevima, kao što su na primer savitljivi crevni sistemi za dovod tečnosti u tankere ovakav izbor vrličine Δt može dovesti do nestabilnosti metode. Dobro je da karakteristika iz tačke P preseče „prethodni nivo vremena”, što bliže čvornim tačkama, a to znači da RM bude što manji deo dužine OM, tj. koraka Δx , i da tačka R ne izađe iz intervala OM, jer bi to moglo dovesti do nestabilnosti metode. Ako bi RM bilo veći deo Δx , to bi dovelo do dekompozicije fronta talasa i jako zakrivljeni delovi talasa imali bi manju krivinu. Foks [116], konstatuje da nije, u svojoj dugogodišnjoj praksi, nailazio na slučajeve da ovaj faktor dovodi do pogrešnih vrednosti maksimalnih napora i brzina, ako je predviđen dovoljan broj intervala Δx po dužini cevi. Konstanta 0,95 odgovara zahtevu da karakteristika preseče „prethodni nivo vremena” što je moguće bliže čvornoj tački mreže sa rezervom za promene v i c .

Postupak integracije realizuje se na sledeći način. Pretpostavlja se da je integracija, na prvom koraku po vremenu (slika 3.6), izvršena za sve čvorne tačke duž cevi. Zbog toga su poznati napori i brzine u čvornim tačkama M, O i N. Zatim se konstruišu dve prave linije, koje prolaze kroz tačku P sa nagibima $dt/dx = 1/(v_0 + c_0)$ i $dt/dx = 1/(v_0 - c_0)$ respektivno.

Ove linije seku „prethodni nivo vremena” u tačkama R i S, respektivno. Nagibe je moguće odrediti relacijama $dt/dx = 1/(v_R + c_R)$ i $dt/dx = 1/(v_S - c_S)$ ili $dt/dx = 1/(v_P + c_P)$ i $dt/dx = 1/(v_P - c_P)$, ali na ovom stadijumu veličine v_R, c_R, v_S, c_S, v_P i c_P još nisu sračunate. Korišćenjem linearne interpolacije između M i O nalaze se veličine v_R i c_R , a između ON veličine v_S i c_S . Sada se iz karakterističnih jednačina (3.3.4) i (3.3.5), smatrajući da je $c = c_0$, dobijaju izrazi za napor h_p u sledećim oblicima:

$$h_P = h_R - \frac{c_0}{g} \left[v_P - v_R + \left(\frac{\lambda_R v_R |v_R|}{2d} - \frac{g v_R}{c_0} \sin \alpha \right) \Delta t \right], \quad (3.4.1)$$

$$h_P = h_S + \frac{c_0}{g} \left[v_P - v_S + \left(\frac{\lambda_S v_S |v_S|}{2d} + \frac{g v_S}{c_0} \sin \alpha \right) \Delta t \right], \quad (3.4.2)$$

respektivno. Pošto izrazi (3.4.1) i (3.4.2) reprezentuju istu veličinu, oni moraju biti jednaki, a onda se, iz te jednačine, dobija da je brzina u tački P data izrazom:

$$v_P = \frac{g}{2c_0} (h_R - h_S) + \frac{v_R + v_S}{2} - \left(\lambda_R v_R |v_R| + \lambda_S v_S |v_S| \right) \frac{\Delta t}{4d} + \frac{g}{2c_0} (v_R - v_S) \sin \alpha \Delta t. \quad (3.4.3)$$

Sada je moguće odrediti i napor h_P korišćenjem izraza (3.4.1) ili izraza (3.4.2).

Ako se u jednačini (3.3.4), sada, koristi c_R a u jednačini (3.3.5) c_S , onda se, ponavljajući prethodni postupak, dobija da je brzina v_P data izrazom:

$$v_P = \frac{g}{c_R + c_S} \left[h_R - h_S + \frac{1}{g} (c_R v_R + c_S v_S) - \frac{1}{2g} (\lambda_R c_R v_R |v_R| + \lambda_S c_S v_S |v_S|) \frac{\Delta t}{d} + (v_R - v_S) \sin \alpha \cdot \Delta t \right]. \quad (3.4.4)$$

Napor h_P može se odrediti korišćenjem izraza (3.4.1) zamenom c_0 sa c_R , ili pak izraza (3.4.2) zamenom c_0 sa c_S . Oba ova postupka određivanja veličina v_P i h_P su egzaktna i daju rezultate koji se vrlo malo razlikuju.

U početku proračuna, za određivanje položaja tačaka R i S korišćene su veličine v_0 i c_0 . Logično je pretpostaviti da će se dobiti bolji rezultati ako se izvrši preračunavanje nagiba oslanjajući se na srednje vrednosti, tj.

$$\frac{dt}{dx} = \frac{1}{\frac{v_R + v_P}{2} + \frac{c_R + c_P}{2}}, \quad (3.4.5)$$

za određivanje novog položaja tačke R, i

$$\frac{dt}{dx} = \frac{1}{\frac{v_S + v_P}{2} - \frac{c_S + c_P}{2}}, \quad (3.4.6)$$

za određivanje novog položaja tačke S.

Ovaj proces moguće je ponavljati sve dotle, dok se dve uzastopno dobijene vrednosti v_P i c_P budu malo razlikovale jedne od druge. Iako je ova procedura prosta Fox [116] smatra da ona

nije neophodna, ako je uzet dovoljno veliki broj intervala Δx . Jednostavan način da se uverimo da je izabran dovoljno veliki broj intervala je ponavljanje proračuna na računaru, koristeći sve manje vrednosti Δx . Kada se dođe do vrednosti Δx za koju su dobijeni rezultati približno isti sa rezultatima dobijenim za prethodnu vrednost Δx , onda je za Δx moguće iskoristiti veću vrednost. Iskusnim istraživačima u izboru vrednosti Δx , nije potreban veliki broj ponavljanja proračuna. Treba imati u vidu da i ako se iskoristi mali broj intervala Δx , rezultati će biti mnogo bolji od rezultata dobijenih grafičkom metodom. Pri korišćenju velikog broja intervala Δx , uvećava se vreme korišćenja računara, jer je ono približno proporcionalno kvadratu broja intervala Δx .

Neki istraživači su za istraživanje hidrauličkog udara koristili isprogramiranu verziju grafičke metode. Međutim, tada se koriste, kao i kod grafičke analize, uprošćene jednačine hidrauličkog udara, a one nisu sasvim pouzdane za opisivanje ovog problema.

Metoda karakteristika ne zahteva isključivanje bilo kojih članova iz osnovnih jednačina hidrauličkog udara, obezbeđuje matematičko opisivanje graničnih uslova, a jednostavna je za primenu i u tom smislu ona ima značajnu prednost u odnosu na druge poznate metode pri izučavanju ovog problema.

3.5. PRORAČUN FAKTORA TRENJA

U karakterističnim jednačinama treba u interpolacionim tačkama odrediti faktor trenja λ . U literaturi se može naći mnogo izraza za ovaj faktor trenja, od kojih su neki eksplicitnog, a neki implicitnog oblika.

Dati su neki od izraza za faktor trenja λ , koji se mogu naći u literaturi. Na primer Prandtl je predložio izraz [119]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,8, \quad (3.5.1)$$

koji je osnovni izraz za faktor trenja turbulentnog strujanja u hidraulički glatkim cevima. Koristeći novije eksperimentalne podatke Mc Koen i dr. [119], korigovali su izraz (3.5.1) i predstavili ga u obliku:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,930 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,537, \quad (3.5.2)$$

koji je u važnosti za $\text{Re} < 36 \cdot 10^6$. Oba ova izraza imaju implicitne oblike i pripadaju kategoriji transcendentnih jednačina.

Blasius je predložio formulu:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}, \quad (3.5.3)$$

koja je, u literaturi, poznata kao Blasius–ova formula za faktor trenja turbulentnog strujanja u hidraulički glatkim cevima, i ona važi za $4000 < \text{Re} < 10^5$. Zagarola [119] je, koristeći novije eksperimentalne podatke, korigovao Blasius–ovu formulu i predložio je izraz za faktor trenja:

$$\lambda = 0,2963 \text{Re}^{-0,241}. \quad (3.5.4)$$

Poslednja dva izraza, za faktor trenja, imaju eksplicitni oblik.

Za hidraulički potpuno hrapave cevi Nikuradse [119] je predložio formulu u eksplicitnom obliku:

$$\lambda = \left[2 \log \left(3,71 \frac{d}{k} \right) \right]^{-2}, \quad (3.5.5)$$

u kojoj je k – apsolutna hrapavost cevi i koja se, u literaturi, po njemu, naziva Nikuradse–ova formula.

Za hidraulički hrapave cevi Colebrook i White su predložili izraz:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{k}{3,71d} + \frac{2,51}{\text{Re}\sqrt{\lambda}} \right), \quad (3.5.6)$$

kod koga faktor trenja zavisi od Reynolds–ovog broja i od relativne hrapavosti cevi, i važi za celokupnu oblast turbulentnog strujanja u cevima. Poslednji izraz je implicitnog oblika, a λ se iz njega može odrediti korišćenjem iterativnog postupka. Za aproksimaciju Colebrook–White–ove formule u oblasti u kojoj je strujanje turbulentno koriste se različiti izrazi, a možda najčešće Moody–jev izraz:

$$\lambda = 0,0055 \left[1 + \left(20000 \frac{k}{d} + \frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{\frac{1}{3}} \right], \quad (3.5.7)$$

koji važi za $4000 < \text{Re} < 10^7$ i za $k/d < 0,01$.

Profesor G. Hajdin je favorizovao primenu izraza [133]:

$$\lambda = 0,115 \left(\frac{k}{d} + \frac{60}{\text{Re}} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (3.5.8)$$

koji predstavlja proširenje Blasius–ovog izraza.

Naravno, ovo nije nikakav kompletan pregled reprezentacija faktora trenja za turbulentno strujanje u cevima. Dodatnu neopredeljenost predstavlja procena hrapavosti cevovoda, koja je vrlo često različito definisana na šta treba obratiti posebnu pažnju.

Ako je strujanje tečnosti u cevi laminarno, onda za računanje faktora trenja postoji egzaktni izraz:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (3.5.9)$$

u kome je Re , Reynolds-ov broj definisan izrazom:

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{sr}} d}{\nu}, \quad (3.5.10)$$

u kome su: v_{sr} – srednja brzina tečnosti u cevi [m/s], a ν – koeficijent kinematičke viskoznosti tečnosti [m²/s], d – prečnik cevovoda [m].

Da bi odredili veličinu λ iz jednačine Colebrook–White-a (3.5.6) neophodno je, kako je već rečeno, iskoristiti iteracioni proces rešavanja. Za to treba na desnu stranu te jednačine umesto λ uneti prvu odgovarajuću aproksimaciju. Zatim se sračuna λ , pa se ta sračunata vrednost zameni na desnoj strani, umesto λ i odredi sledeća vrednost za λ . Ovaj proces treba ponavljati, sve dotle, dok dve susedne dobijene vrednosti za λ ne budu skoro jednake tj. dok se ne zaadovolji uslov tačnosti.

Prva aproksimacija vrednosti λ , koja je potrebna za početak ovog procesa, može se dobiti, na primer, korišćenjem Moody-jevog izraza (3.5.7), koji dobro aproksimira formulu Colebrook–White i smatra se da je on dovoljno tačan za interval Re brojeva i relativne hrapavosti, za koje važi.

Praksa je pokazala, da ako se dozvoli razlika između poslednjih iterativnih vrednosti od 0,1%, onda neće biti potrebno više od pet iteracija.

Ovde se mora reći, da stacionarne vrednosti za λ nisu dobar izbor za nestacionarno strujanje, ali greške koje se javljaju pri njihovom korišćenju nisu suštinske. Njihovoj primeni ide u prilog i činjenica da, još uvek nije nađena zadovoljavajuća metoda proračuna λ za nestacionarno strujanje. Osnovni uzrok razlike vrednosti λ kod stacionarnog i nestacionarnog strujanja je u različitim debljinama graničnih slojeva u ovim slučajevima, pri postojanju „gradijenta” pritiska, ali i u promeni Reynolds-ovog broja tj. odnosa viskoznih i inercijalnih sila.

Za određivanje vrednosti λ u svakoj interpolacionoj tački neophodno je napraviti program. Za ovaj program moraju biti poznate sledeće veličine: interpolaciona brzina, odgovarajuće vrednosti hrapavosti i prečnik cevi.

Programom se mora obezbediti da se, u početku, sračuna Reynolds-ov broj, zatim da se odredi da li je on manji od 2320 ili je veći od 2320, a manji od 4000 (prelazna oblast). Sledeći

korak je provera da li je brzina jednaka nuli ili nije. Ako je brzina jednaka nuli, onda je $Re = 0$ i vrednost λ postaje beskonačno velika, što se vidi iz izraza (3.5.9). Zato je neophodno utvrditi graničnu vrednost za λ . U literaturi [116] se predlaže da se za $Re < 0,01$ koristi vrednost $\lambda = 160$, a za $0,01 \leq Re < 2320$ da se vrednost λ sračunava korišćenjem izraza (3.5.9). Ako je $Re > 2320$, onda se za određivanje vrednosti λ koristi formula Colebrook–White (3.5.6) i iterativni proces, kako je to prethodno opisano.

Do sada navedeni izrazi, u ovom potpoglavlju, odnose se na kvazi – stacionarno strujanje. Nadalje se navodi nekoliko izraza koji se odnose na slučajeve nestacionarnog strujanja, a koji se najčešće koriste u dostupnim istraživanjima.

Zielke [154], za slučaj nestacionarnog laminarnog strujanja u cevima, odredio izraz za „gubitak“ napora zbog trenja po metru dužine u obliku:

$$h_f = \frac{4\tau_w}{g\rho d} = 32 \frac{v}{gd^2} V + \frac{16v}{gd^2} \int_0^t \frac{\partial V}{\partial t} W(t-t^*) dt^*, \quad (3.5.11)$$

gde je τ_w – napon smicanja na površi zida cevi, t^* – je vreme mereno unazad od trenutka u koje se integral procenjuje, t – proteklo vreme od trenutka kada je strujanje bilo stacionarno, a V – je srednja brzina definisana izrazom:

$$V = \frac{4}{\pi d^2} \int_0^{d/2} 2r\pi v dv. \quad (3.5.12)$$

U ovom radu je određen izraz za težinsku funkciju u obliku:

$$W(\Theta) = \exp(-26.374\Theta) + \exp(-70.8493\Theta) + \exp(-218.9216\Theta) + \exp(-322.5544\Theta), \quad \text{za } \Theta \geq 0.02 \quad (3.5.13a)$$

i

$$W(\Theta) = 0.282095\Theta^{-1/2} - 1.250000 + 1.057855\Theta^{1/2} + 0.937500\Theta + 0.396696\Theta^{3/2} - 0.351563\Theta^2, \quad \text{za } \Theta < 0.02, \quad (3.5.13b)$$

gde je bezdimenziono vreme definisano izrazom:

$$\Theta = \frac{4v}{d^2} t. \quad (3.5.14)$$

Treba zapaziti da, u izrazu (3.5.11), prvi sabirak predstavlja „gubitak“ zbog trenja u kvazi–stacionarnom strujanju, a drugi sabirak odstupanje od kvazi – stacionarne vrednosti, zbog nestacionarnog strujanja.

Koristeći ideje Zielke-a [154] Vardy i Brown su u radu [155] dali izraz nestacionarnog trenja za slučajeve nestacionarnih turbulentnih strujanja u cevima čije su površi zidova glatke, a zatim, u radu [156] i za strujanje u cevima čije su površi zidova hrapave. U oba slučaja „gubitak“ napora zbog trenja dat je izrazom:

$$h_f = \frac{\lambda Q|Q|}{2gdA^2} + \frac{16\nu}{gd^2A} \int_0^t \frac{\partial Q}{\partial t} W(t-t^*) dt^*, \quad (3.5.15)$$

u kome je ν – kinematička viskoznost pri laminarnom strujanju.

Odredili su i aproksimativne izraze za težinske funkcije W . Za slučaj strujanja u cevima čije su površi zidova glatke ona ima oblik [155]:

$$W_a = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\nu_w}{\pi\Theta\nu}} \exp\left(-\frac{\Theta}{C^*}\right), \quad (3.5.16)$$

gde je ν_w – kinematička viskoznost fluida na površi zida cevi, a određena je i numerička vrednost konstante C^* :

$$C^* = \frac{12.86}{Re^k}, \quad (3.5.17)$$

gde je:

$$k = \log\left(\frac{15.29}{Re^{0.0567}}\right), \quad (3.5.18)$$

a prethodni izrazi su tačni za $2000 < Re < 10^8$.

Aproksimativna težinska funkcija za slučajeve strujanja u cevima čije su površi zidova hrapave ima oblik [156]:

$$W_a = \frac{A^*}{\Theta^{1/2}} \exp\left(-\frac{\Theta}{C^*}\right), \quad (3.5.19)$$

a određeni su i izrazi za konstante A^* i C^* i imaju oblike:

$$A^* \approx 0.0103\sqrt{Re} \left(\frac{k_s}{d}\right)^{0.39}, \quad (3.5.20)$$

i

$$\frac{1}{C^*} \approx 0.352 Re \left(\frac{k_s}{d}\right)^{0.41}, \quad (3.5.21)$$

gde je k_s apsolutna hrapavost površi zida cevi.

Maksimalne greške koje se javljaju pri korišćenju izraza (3.5.20) i (3.5.21), a za veličine relativne hrapavosti $10^{-6} < k_s/d < 10^{-2}$ su oko 4% i 10%, respektivno.

Brunone i saradnici [157] predstavili su model koji je povezan sa drugim trendom u modeliranju hidrauličkog otpora. Oni su analizirali uticaj hipoteze kvazi – stacionarnog trenja na rezultate proračuna. Uočili su neslaganja između proračuna i eksperimentalnih podataka i da je glavni razlog toga neodgovarajući matematički opis inercijalnih sila i napona trenja zida. To proizilazi direktno iz pretpostavke uniformnog profila brzine u proračunu. Analize zasnovane na eksperimentalnim podacima o profilima brzine u različitim presecima cevi u širokom opsegu Re broja otkrivaju jasnu vezu između inercije i lokalnog i konvektivnog izvoda brzine. Oni su nestacionarni deo faktora trenja zida predstavili u obliku:

$$J_u = \frac{k_3}{g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right), \quad (3.5.22)$$

gde je :

$$k_3 = \frac{\sqrt{C^*}}{2}, \quad (3.5.23)$$

a C^* je dato izrazom (3.5.17). Ove izraze potvrdili su eksperimentalno i Adamkowski i Lewandowski [158].

3.6. GRANIČNI USLOVI

Granični uslovi, ili izazivaju nestacionarnost sistema ili održavaju (potpuno ili delimično) već postojeće nestacionarne pojave.

Tako, granični uslovi definišu vrednosti strujnih veličina na granicama hidrauličkog sistema. Imajući u vidu da se na granicama može povući samo po jedna karakteristična linija, to je potrebno odrediti i dopunske uslove da bi se proračun mogao realizovati metodom karakteristika. Na granici uz struju može se povući samo negativna karakteristika, a na granici niz struju samo pozitivna karakteristika. U nastavku ovog poglavlja definisani su granični uslovi na koje se često nailazi u hidrauličkim sistemima.

Pre samog navođenja graničnih uslova, a u cilju jednostavnije analize, jednačine karakteristika (3.4.1) i (3.4.2) predstavljaju se u oblicima:

$$h_p + \frac{c}{g} v_p - B_R = 0, (C^+), \quad (3.6.1)$$

$$h_p - \frac{c}{g} v_p - B_S = 0, (C^-), \quad (3.6.2)$$

respektivno, u kojima su uvedene oznake:

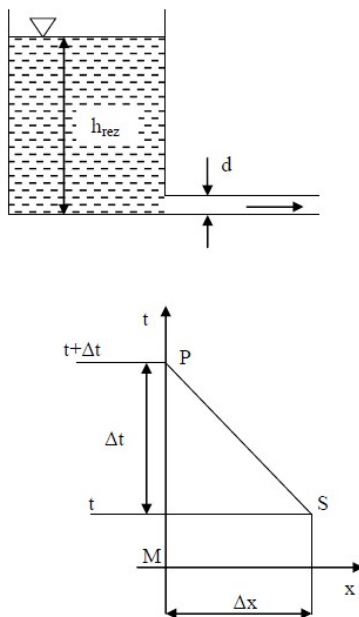
$$B_R = h_R + \frac{c}{g} v_R - \frac{c}{g} \left(\frac{\lambda_R v_R |v_R|}{2d} - \frac{g v_R}{c} \sin \alpha \right) \Delta t, \quad (3.6.3)$$

$$B_s = h_s - \frac{c}{g} v_s + \frac{c}{g} \left(\frac{\lambda_s v_s |v_s|}{2d} + \frac{g v_s}{c} \sin \alpha \right) \Delta t. \quad (3.6.4)$$

U nastavku se navode neki od često prisutnih graničnih uslova.

3.6.1. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na početku sistema

Kod ovog sistema formira se karakteristika C^- , duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.2), ali je ona nedovoljna za određivanje dve nepoznate veličine h_p i v_p .



Slika 3.7. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na početku sistema

Dakle, neophodna je još jedna relacija između ovih veličina. Za dobijanje te relacije koristi se Bernoulli-jeva jednačina napisana za slobodnu površ tečnosti u rezervoaru i ulazni presek cevovoda iz koje sledi:

$$h_p = h_{rez} - (1 + \zeta_u) \frac{v_p^2}{2g}, \quad (3.6.5)$$

gde je ζ_u – faktor lokalnog otpora na ulazu u cevovod.

Rešavanjem jednačina (3.6.2) i (3.6.5) dobija se da su na ovoj granici veličine v_p i h_p date izrazima:

$$v_p = \frac{-a + \sqrt{a^2 - 4C_1 C_2}}{2C_1}, \quad (3.6.6)$$

$$h_p = h_{rez} - C_1 v_p^2, \quad (3.6.7)$$

u kojima su korišćene sledeće oznake:

$$a = \frac{c}{g}, \quad (3.6.8)$$

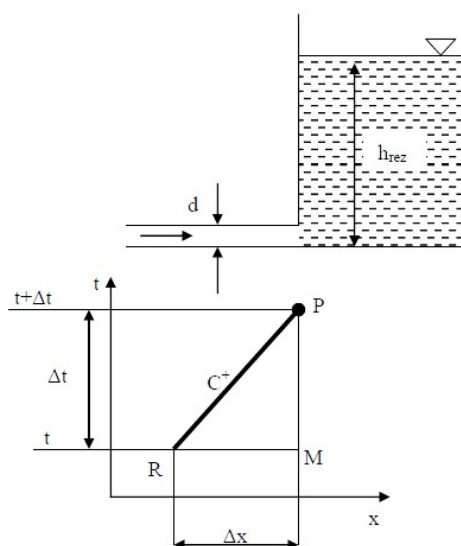
$$C_1 = \frac{1 + \zeta_u}{2g}, \quad (3.6.9)$$

$$C_2 = B_S - h_{rez}. \quad (3.6.10)$$

Ako je strujanje tečnosti suprotnog smera od ovde razmatranog, onda je brzina data izrazom (3.6.6), a napor izrazom (3.6.7), ali je u izrazu (3.6.9) negativna vrednost faktora “gubitaka” usled uticanja u rezervoar ($-\zeta_{u1}$) umesto faktora ζ_u [134].

3.6.2. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na kraju sistema

Kada se rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti nalazi na kraju hidrauličkog sistema onda je moguće, na tom mestu, povući C^+ karakteristiku, duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.1).



Slika 3.8. Rezervoar sa stalnim nivoom tečnosti na kraju sistema

Druga veza između veličina v_p i h_p dobija se iz Bernoulli–jeve jednačine napisane za ulazni presek cevovoda i slobodnu površ tečnosti u rezervoaru, i ona ima oblik:

$$h_p = h_{rez} - \frac{(1 - \zeta_u)}{2g} v_p^2, \quad (3.6.11)$$

gde je, sada, ζ_u – faktor lokalnog otpora na ulazu u rezervoar.

Rešavanjem jednačine (3.6.1) i (3.6.11) dobija se da su veličine v_p i h_p , na ovoj granici, date izrazima:

$$v_p = \frac{a + \sqrt{a^2 - 4C_3C_4}}{2C_3}, \quad (3.6.12)$$

$$h_p = h_{rez} - C_3 v_p^2, \quad (3.6.13)$$

u kojima su korišćene oznake:

$$C_3 = \frac{1 - \zeta_u}{2g}, \quad (3.6.14)$$

$$C_4 = B_R - h_{rez}. \quad (3.6.15)$$

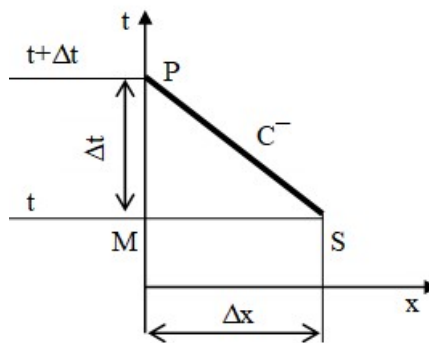
Ako je strujanje suprotnog smera od ovde posmatranog onda, u jednačini (3.6.11) i izrazu (3.6.14) faktor ζ_u lokalnog otpora ima pozitivan predznak i različitu vrednost od jedinice [134], dok se za $\zeta_u = 1$ dobija da je izraz za brzinu drugačijeg oblika od (3.6.12).

3.6.3. Zatvoren cevovod na početku sistema

U ovom slučaju, pošto je cevovod zatvoren na početku, to je brzina tečnosti na ovoj granici jednaka nuli. Za određivanje druge veličine tj. h_p koristi se negativna karakteristika C^- , duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.2), i iz koje se sada dobija da je:

$$h_p = B_S. \quad (3.6.16)$$

$$v_P = 0$$

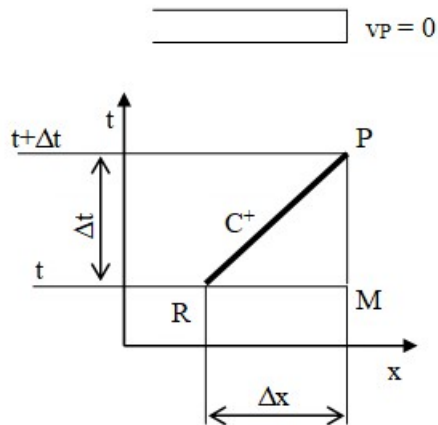


Slika 3.9. Zatvoren cevovod na početku sistema

3.6.4. Zatvoren cevovod na kraju sistema

U ovom slučaju je brzina na kraju cevovoda, s obzirom da je on zatvoren, jednaka nuli. Napor h_p , određuje se iz jednačine (3.6.1) koja je zadovoljena duž pozitivne karakteristike, a koja se, na ovoj granici, može povući, i dobija se da je:

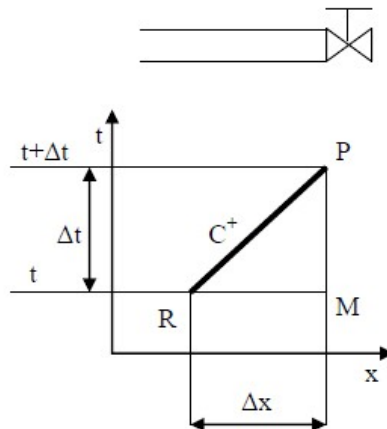
$$h_p = B_R. \quad (3.6.17)$$



Slika 3.10. Zatvoren cevovod na kraju sistema

3.6.5. Ventil na kraju sistema

U ovom sličaju se na kraju hidrauličkog sistema nalazi ventil kojim se menja veličina površine poprečnog preseka na tom mestu. U ovom preseku je moguće povući pozitivnu karakteristiku duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.1).



Slika 3.11. Ventil na kraju sistema

Dakle, neophodna je još jedna relacija između veličina v_p i h_p da bi se one mogle odrediti. U tom cilju koristi se izraz za protok u stacionarnom stanju

$$q_0 = v_0 A = a_0 \sqrt{2gh_s}, \quad (3.6.18)$$

gde je a_0 – efektivna površina poprečnog preseka otvorenog ventila kroz koji protiče tečnost sa protokom q_0 , h_s – piježometarska visina u tački M u početnom trenutku, a isticanje je u atmosferu, A – površina poprečnog preseka cevi.

Imajući u vidu da se Bernoulli–jeva jednačina može primeniti i za nestacionarno strujanje kroz ventil, onda se u tom slučaju protok može predstaviti izrazom:

$$q_t = v_p A = a_e \sqrt{2gh_p}, \quad (3.6.19)$$

gde je a_e , kao i ranije, efektivna površina poprečnog preseka ventila.

Iz izraza (3.6.18) i (3.6.19) dobija se relacija:

$$h_p = C_5 v_p^2, \quad (3.6.20)$$

u kojoj je korišćena oznaka:

$$C_5 = \frac{h_s}{\tau_*^2 v_0^2}, \quad (3.6.21)$$

u kojoj je τ_* – stepen otvorenosti ventila [134] definisan izrazom, koji važi samo ukoliko je karakteristika ventila linearna:

$$\tau_* = \frac{a_e}{a_0}. \quad (3.6.22)$$

Za slučaj da se ventil brzo zatvara, stepen zatvorenosti ventila može se predstaviti sledećim aproksimativnim izrazom [135]:

$$\tau_* = \left(1 - \frac{t}{T}\right)^m, \quad (3.6.23)$$

u kome su: T – vreme zatvaranja ventila a, m – parameter ventila. Da bi se uradio tačan proračun potrebno je poznavati karakteristiku ventila, tj. $C_v = f$ (stepena otvorenosti ventila) gde je C_v koeficijent protoka ventila koji se definiše za svaki položaj ventila i jednak je protoku u [m³/h] pri padu pritiska od 1 [bar] na ventilu.

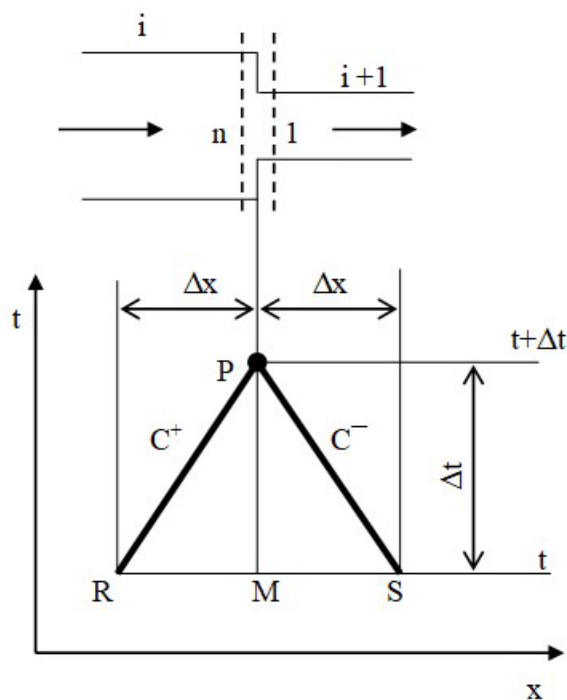
Iz jednačine (3.6.1), posle zamene relacije (3.6.20) dobija se da je

$$v_p = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 4C_5 B_R}}{2C_5}, \quad (3.6.24)$$

a onda se h_p određuje korišćenjem relacije (3.6.20).

3.6.6. Spoj dve cevi

Prvo se razmatra spoj dve cevi od kojih je prethodna većeg poprečnog preseka od naredne. Prethodna je označena sa i , a naredna sa $i+1$ (videti sliku 3.12). Zapaža se da se na mestu suženja cevi nalazi čvor n cevi i , i istovremeno čvor 1 cevi $i+1$.



Slika 3.12. Spoj dve cevi sa suženjem cevovoda

Za i – tu cev može se povući pozitivna karakteristika duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_{P,i} + a_i v_{P,i} - B_{R,i} = 0, \quad (3.6.25)$$

a za $i+1$ cev negativna karakteristika duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_{P,i+1} - a_{i+1} v_{P,i+1} - B_{S,i+1} = 0. \quad (3.6.26)$$

Jednačina kontinuiteta je:

$$v_{P,i} A_i = v_{P,i+1} A_{i+1}. \quad (3.6.27)$$

Bernoulli–jeva jednačina napisana za preseke neposredno ispred spoja i neposredno iza spoja ima oblik:

$$h_{P,i} + \frac{v_{P,i}^2}{2g} = h_{P,i+1} + (1 + \zeta) \frac{v_{P,i+1}^2}{2g}, \quad (3.6.28)$$

u kome je ζ – faktor lokalnog otpora suženja cevovoda.

Rešavanjem jednačina (3.6.25), (3.6.26), (3.6.27) i (3.6.28) dobija se da je brzina $v_{P,i}$ data izrazom:

$$v_{P,i} = \frac{-C_7 + \sqrt{C_7^2 - 4C_6 C_8}}{2C_6}, \quad (3.6.29)$$

u kome su korišćene sledeće oznake:

$$C_6 = \left[(1 + \zeta) \frac{A_i^2}{A_{i+1}^2} - 1 \right] \frac{1}{2g}, \quad (3.6.30)$$

$$C_7 = a_i + a_{i+1} \frac{A_i}{A_{i+1}}, \quad (3.6.31)$$

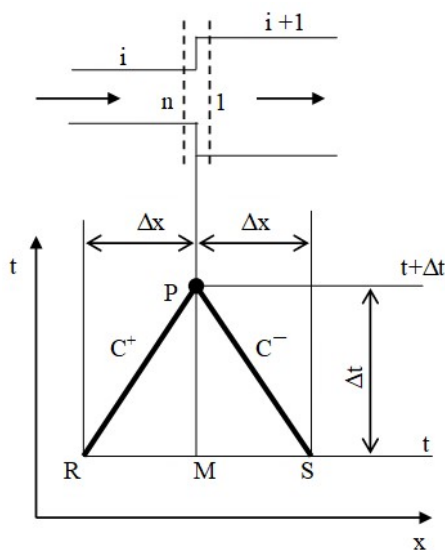
$$C_8 = B_{S,i+1} - B_{R,i}. \quad (3.6.32)$$

Zatim se iz izraza (3.6.27) određuje brzina $v_{P,i+1}$, a iz izraza (3.6.25) i (3.6.26) veličine $h_{P,i}$ i $h_{P,i+1}$ respektivno.

Za smer strujanja od i -te cevi ka $i+1$ cevi, je naglo suženje struje i faktor lokalnog otpora na mestu spoja dat je izrazom [136]:

$$\zeta = 0,45 \left(1 - \frac{A_{i+1}}{A_i} \right)^2, \quad (3.6.33)$$

Na slici 3.13. prikazan je spoj dve cevi od koji je prethodna i -ta manjeg poprečnog preseka od naredne, $i+1$, tj. struja se naglo širi. Za kraj i -te cevi može se povući pozitivna karakteristika duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.25), a za početak $i+1$ cevi može se povući negativna karakteristika duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.26). Jednačina kontinuiteta je (3.6.27).



Slika 3.13. Spoj dve cevi sa proširenjem cevovoda

Bernoulli-jeva jednačina napisana za preseke neposredno ispred spoja i neposredno iza spoja ima oblik:

$$h_{P,i} + \frac{v_{P,i}^2}{2g} = h_{P,i+1} + \frac{v_{P,i+1}^2}{2g} + \zeta \frac{v_{P,i}^2}{2g}. \quad (3.6.34)$$

Rešavanjem jednačina (3.6.25), (3.6.26), (3.6.27) i (3.6.34) dobija se da je veličina $v_{P,i}$ data izrazom:

$$v_{p,i} = \frac{-C_7 + \sqrt{C_7^2 - 4C_8C_9}}{2C_9}, \quad (3.6.35)$$

u kome je uvedena oznaka:

$$C_9 = \left[\zeta - 1 + \frac{A_i^2}{A_{i+1}^2} \right] \frac{1}{2g}. \quad (3.6.36)$$

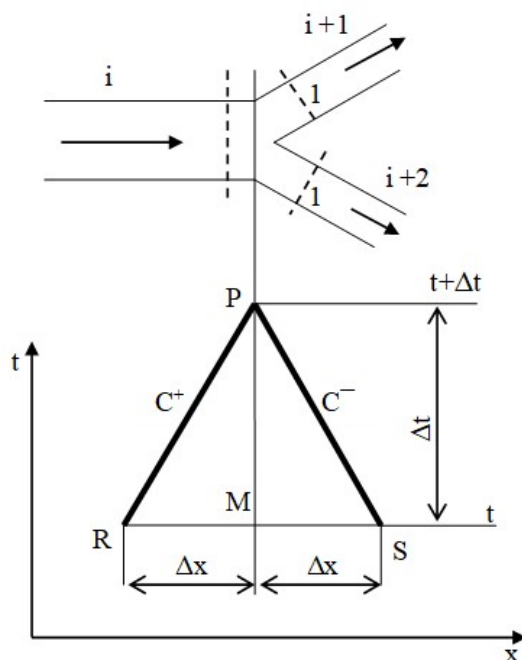
Sada, kada je veličina $v_{p,i}$ poznata veličina $v_{p,i+1}$ određuje se iz jednačine kontinuiteta (3.6.27), a veličine $h_{p,i}$ i $h_{p,i+1}$ iz jednačina (3.6.25) i (3.6.26) respektivno.

Ako je smer strujanja kao na slici, od i -te cevi ka $i+1$ cevi, struja se naglo širi i onda se faktor lokalnog otpora određuje korišćenjem izraza [118]:

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_i}{A_{i+1}} \right)^2. \quad (3.6.37)$$

3.6.7. Račvanje cevovoda

Cevovodne mreže skoro da se i ne mogu zamisliti bez račvanja cevovoda. Zato je važno definisati i ovaj granični uslov. U tom cilju je na slici 3.14. prikazano račvanje cevovoda.



Slika 3.14. Račvanje cevovoda

U ovom slučaju se za i -tu cev može povući pozitivna karakteristika, duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.25), a za cev $i+1$ može se povući negativna karakteristika, duž koje je zadovoljena jednačina (3.6.26). Za cev $i+2$ može se povući negativna karakteristika, duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_{P,i+2} - a_{i+2} v_{P,i+2} - B_{S,i+2} = 0. \quad (3.6.38)$$

Jednačina kontinuiteta ima oblik:

$$A_i v_{P,i} = A_{i+1} v_{P,i+1} + A_{i+2} v_{P,i+2}. \quad (3.6.39)$$

Bernoulli–jeve jednačine napisane za cevi $i, i+1, i+2$ imaju sledeće oblike:

$$h_{P,i} + \frac{v_{P,i}^2}{2g} = h_{P,i+1} + \frac{v_{P,i+1}^2}{2g}, \quad (3.6.40)$$

$$h_{P,i} + \frac{v_{P,i}^2}{2g} = h_{P,i+2} + \frac{v_{P,i+2}^2}{2g}, \quad (3.6.41)$$

respektivno. U ovim Bernoulli–jevim jednačinama su zanemareni “gubici” zbog lokalnih otpora u račvi.

Da bi se analitički rešile jednačine (3.6.25), (3.6.26), (3.6.38), (3.6.39), (3.6.40) i (3.6.41), moraju se uvesti i dodatna uprošćenja. Ovde se pretpostavlja da su brzine u pojedinim cevima jednake i onda se iz jednačina (3.6.40) i (3.6.41) dobija da su pijezometarske visine međusobno jednake tj.:

$$h_{P,i} = h_{P,i+1} = h_{P,i+2} = h_p. \quad (3.6.42)$$

Dalje se, u jednačinama (3.6.25), (3.6.26), (3.6.38) i (3.6.39), zadržavaju brzine $v_{P,i}, v_{P,i+1}, v_{P,i+2}$ i napor h_p umesto $h_{P,i}, h_{P,i+1}, h_{P,i+2}$ i rešavanjem tako dobijenih jednačina određuje se napor h_p u obliku:

$$h_p = \frac{B_{R,i} A_i a_{i+1} a_{i+2} + a_i (B_{S,i+1} A_{i+1} a_{i+2} + B_{S,i+2} A_{i+2} a_{i+1})}{A_i a_{i+1} a_{i+2} + a_i (A_{i+1} a_{i+2} + A_{i+2} a_{i+1})}. \quad (3.6.43)$$

Nakon određivanja napora h_p , određuju se brzine iz jednačina (3.6.25), (3.6.26) i (3.6.38) i dobija se da su date izrazima:

$$v_{P,i} = \frac{B_{R,i} - h_p}{a_i}, \quad (3.6.44)$$

$$v_{P,i+1} = \frac{h_p - B_{S,i+1}}{a_{i+1}}, \quad (3.6.45)$$

$$v_{P,i+2} = \frac{h_p - B_{S,i+2}}{a_{i+2}}. \quad (3.6.46)$$

Zapaža se da su ovi izrazi, zbog, u početku uvedene aproksimacije, približni i da je moguće dobiti i drugačije aproksimativne izraze.

3.6.8. Hidroforska posuda

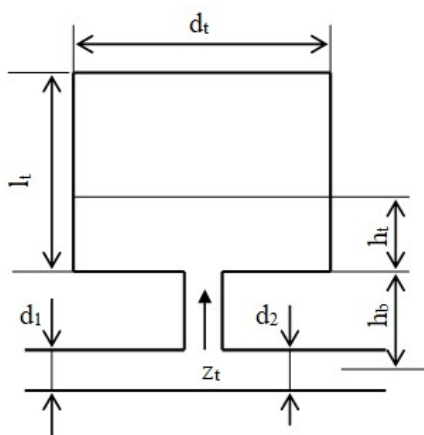
U hidrauličkim sistemima često se, u cilju ublažavanja hidrauličkog udara, postavljaju hidroforske posude. Oni se mogu postaviti u proizvoljnim tačkama cevovodne mreže, ali se

mora voditi računa da hidroforska posuda mora da ima visinu koja je minimalno jednaka visini najviše tačke sistema. Program proračuna mora imati mogućnost proračuna i većeg broja hidroforskih posuda u sistemu, kao uostalom i drugih elemenata koji stvaraju ili oublašavaju nestacionarnost procesa.

Ovde će se razmatrati hidraulički udar u cevima koje vode ka hidroforskoj posudi i od nje, a prostiranje poremećaja u samoj hidroforskoj posudi se ne razmatra. Ovo ograničenje je neophodno u cilju ekonomičnosti proračuna.

Analitička metoda, koja se ovde koristi je kombinacija kvazistacionarne analize hidroforske posude sa potpunim razmatranjem hidrauličkog udara u cevovodnoj mreži. Ovom metodom nije moguće razmatrati prostiranje poremećaja u hidroforskoj posudi, ali nestacionarnost u njoj vrlo brzo slabi, jer je odziv hidroforske posude u odnosu na brzinu prostiranja poremećaja i stostruko manji.

Na slici 3.15. je dat šematski prikaz jedne hidroforske posude, sa sledećim oznakama: d_t – unutrašnji prečnik hidroforske posude, l_t – visina hidroforske posude, h_b – visina njene osnove u odnosu na osu cevi, z_t – visina ose cevi u tački spajanja hidroforske posude u odnosu na osnovu–referentnu ravan.

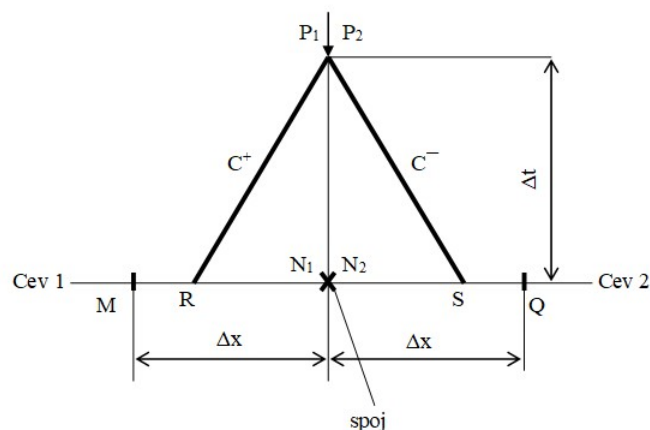


Slika 3.15. Šematski prikaz hidroforske posude

U početku proračuna nivo tečnosti u rezervoaru i potencijalni naponi su poznati i iznose h_{ti} i h_{pi} respektivno.

Apsolutni pritisak vazduha u rezervoaru, u početku proračuna, izražen ekvivalentnim stubom tečnosti je:

$$h_{vi} = h_{pi} - z_t - h_b - h_{ti}. \quad (3.6.47)$$



Slika 3.16. Karakteristike hidroforske posude

Za deo Δx ispred hidroforske posude može se povući pozitivna karakteristika C^+ (slika 3.16.), duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_p + a_R v_{P_1} - B_R = 0. \quad (3.6.48)$$

Za deo Δx iza hidroforske posude može se povući negativna karakteristika C^- duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_p - a_S v_{P_2} - B_S = 0. \quad (3.6.49)$$

Veličina h_p je ista za oba dela Δx , dok je $v_{P_1} \neq v_{P_2}$ zbog uticanja (isticanja) tečnosti u hidroforsku posudu. U izrazu B_R je prečnik cevi d_1 , a u izrazu B_S je prečnik d_2 .

Iz jednačine kontinuiteta sledi:

$$A_1 v_{P_1} = A_t \frac{dh_t}{dt} + A_2 v_{P_2}, \quad (3.6.50)$$

i dobija se da je, za vreme Δt nivo tečnosti u hidroforskoj posudi podigao za:

$$\Delta h_t = \left(\frac{A_1 v_{P_1} - A_2 v_{P_2}}{A_t} \right) \Delta t, \quad (3.6.51)$$

gde su A_1 , A_2 i A_t površine poprečnog preseka cevi 1, poprečnog preseka cevi 2 i poprečnog preseka hidroforske posude, respektivno.

Visina tečnosti u hidroforskoj posudi na kraju intervala vremena Δt iznosi:

$$h_{t_2} = h_{t_1} + \Delta h_t, \quad (3.6.52)$$

gde je h_{t_1} – visina tečnosti u hidroforskoj posudi na početku intervala vremena Δt .

Pretpostavljajući da je promena stanja gasa u hidroforskoj posudi politropska dobija se da je apsolutni pritisak gasa na kraju intervala vremena Δt dat izrazom:

$$h_{V_2} = \left(\frac{l_t - h_{t_1}}{l_t - h_{t_2}} \right)^n h_{V_1}, \quad (3.6.53)$$

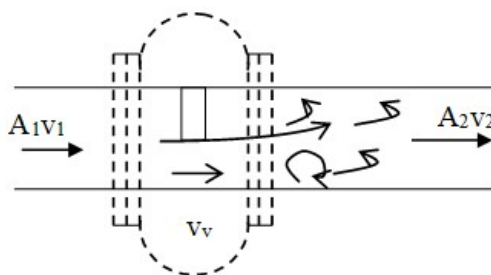
gde je $n = 1, 2$. Onda je veličina h_p data izrazom:

$$h_p = h_{v_2} + h_{t_2} + h_b + z_t. \quad (3.6.54)$$

Zamenom veličine h_p u jednačinama (3.6.48) i (3.6.49) dobijaju se jednačine u kojima figurišu veličine v_{p_1} i v_{p_2} i iz njih se određuju. Posle njihovog određivanja može se sračunati dotok tečnosti u hidroforsku posudu na kraju intervala vremena Δt , potencijalni napor u tački spajanja već je određen i promena nivoa tečnosti u hidroforskoj posudi je određena. Proračun se vraća na početno stanje integracije i može mu se povećati tačnost pomoću iteracija, ukoliko je to potrebno.

3.6.9. Ventil sa električnim pogonom

Ventil sa električnim pogonom može se postaviti na ma kojoj cevi u mreži. Da bi se analizirao ovaj slučaj, neophodno je podeliti cev na dva dela, i to na deo cevi smešten ispred ventila i deo cevi iza ventila. U početku se može pretpostaviti, da ventil ima takav pogon koji pokreće zaporno telo konstantnom brzinom (slika 3.17).



Slika 3.17. Ventil sa električnim pogonom u fabričkim uslovima

Gubitak napora u ventilu moguće je dati u obliku poznatog izraza [118]:

$$h_v = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (3.6.55)$$

u kome je v brzina u cevovodu ispred ventila, a ζ faktor otpora ventila. Vrednosti faktora ζ , obično se daju u katalozima ventila za režime na kojima su vršena fabrička ispitivanja, tj. za cevi određenih prečnika. Pre nego što se izabrani faktor ventila ζ iskoristi za cevi drugog prečnika, neophodno ga je preračunati za korišćenje u novodefinisanim uslovima.

U ovom delu rada posvetiće se pažnja preračunavanju faktora otpora ventila za korišćenje u uslovima koji se razlikuju od uslova fabričkog ispitivanja.

Gubici napora u ventilu su posledica suženja i širenja struje pri delimičnom zatvaranju ventila i odvajanja graničnog sloja koje se javljaju na tom mestu. Pri fabričkim ispitivanjima gubici usled suženja struje i naglog širenja na izlazu iz ventila se objedinjeno mere i utvrđuje

se faktor lokalnog otpora ventila za svaki položaj zapornog tela. Pri ovakvim ispitivanjima meri se pritisak ispred i iza ventila i uz poznat protok na ispitnom štandu utvrđuje kriva otpora ventila. U cilju razvijanja matematičkog modela kada kriva otpora ventila nije poznata, polazi se od pretpostavke da su gubici usled suženja struje znatno manji od gubitaka pri naglom širenju te se polazi od izraza [118]:

$$h_v = \frac{(v_v - v_2)^2}{2g}, \quad (3.6.56)$$

u kome su v_v – brzina u suženom poprečnom preseku ventila (trenutno otvoreni deo), a v_2 – brzina u cevi iza ventila, i koristeći jednačinu kontinuiteta, dobija se da je [116]:

$$h_v = A_1^2 \left(\frac{A_2 - A_v}{A_2 A_v} \right) \frac{v_1^2}{2g}, \quad (3.6.57)$$

odakle se zaključuje da je:

$$\zeta_m = \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \left(\frac{A_2}{A_v} - 1 \right)^2, \quad (3.6.58)$$

u kojima su A_1 , A_2 i A_v – površine poprečnog preseka cevi ispred ventila, cevi iza ventila i trenutno otvorenog dela otvora ventila.

Ispitivanja se obično vrše sa cevima istih prečnika tj. $A_1 = A_2$ i onda sledi:

$$\zeta_m = \left(\frac{A_2}{A_v} - 1 \right)^2. \quad (3.6.59)$$

Ako je ventil postavljen na cevi čiji se prečnik razlikuje od nominalnog prečnika ventila (slika 3.18) onda su gubici izazvani širenjem struje dati izrazom:

$$h_v = \frac{(v_v - v_4)^2}{2g}. \quad (3.6.60)$$

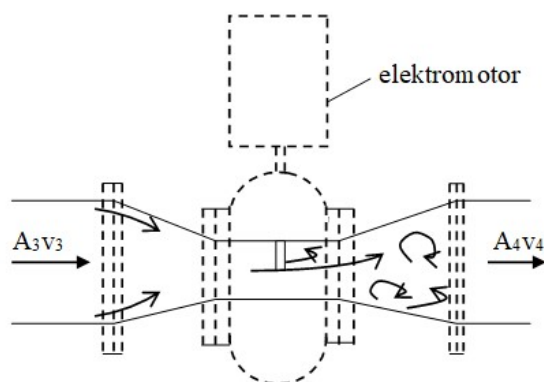
Imajući u vidu da je brzina v_v pri istom otvaranju ventila jednaka odgovarajućoj brzini pri ispitivanju i koristeći jednačinu kontinuiteta dobija se da je, za $A_1 = A_2$, veličina h_v data izrazom [116]:

$$h_v = \left(\frac{A_3}{A_4} \right)^2 \left(\frac{A_4 - A_v}{A_2 - A_v} \right)^2 \zeta_m \frac{v_3^2}{2g}, \quad (3.6.61)$$

iz koga se zaključuje da je:

$$\zeta = \left(\frac{A_3}{A_4} \right)^2 \left(\frac{A_4 - A_v}{A_2 - A_v} \right)^2 \zeta_m, \quad (3.6.62)$$

gde su A_3 i A_4 površine poprečnih preseka cevi ispred i iza ventila.



Slika 3.18. Ventil sa električnim pogonom

Određujući površinu A_v iz izraza (3.6.59) i njenom zamenom u izrazu (3.6.62) dobija se da je faktor otpora ventila ζ dat izrazom [116]:

$$\zeta = \left(\frac{A_3}{A_2} \right)^2 \left(\sqrt{\zeta_m} + 1 - \frac{A_2}{A_4} \right)^2. \quad (3.6.63)$$

Obično je uticaj, izazvan delimično zatvorenim ventilom značajan, kada je ζ (a onda i ζ_m) za dva reda veličine veće od A_2/A_4 , i u krajnjem slučaju za jedan red veličine veće od jedinice, i tada je moguće uprostiti izraz (3.6.63) i svesti ga na oblik:

$$\zeta = \left(\frac{A_3}{A_2} \right)^2 \zeta_m, \quad (3.6.64)$$

odnosno:

$$\zeta = \left(\frac{d_3}{d_t} \right)^4 \zeta_m, \quad (3.6.65)$$

gde je d_3 – prečnik poprečnog preseka cevi, a d_t – prečnik cevi pri ispitivanju. Ukoliko se zahteva veća tačnost moguće je, koristiti izraz (3.6.63).

Mogu se javiti sumnje u tačnost ovih izraza, koji su dobijeni korišćenjem naglog širenja struje, kada se koriste spojevi u obliku konusa, međutim treba imati u vidu da je ugao konusa manji od 30° tako da su i greške koje se javljaju manje od 10%. Moguće je uključiti i uticaj postepenog širenja struje, uvođenjem u proračun faktora konusnosti c_K , kada se dobija:

$$h_v^* = c_K h_v, \quad (3.6.66)$$

a,

$$\zeta^* = c_K \zeta, \quad (3.6.67)$$

gde su h_v i ζ vrednosti koje su dobijene za slučaj naglog širenja struje, a sa „*“ su označene odgovarajuće vrednosti za slučaj postepenog širenja struje. Vrednosti c_K , u zavisnosti od ugla konusnosti, daju se u priručnicima.

Na osnovu dobijenih relacija ili datih podataka proizvođača moguće je odrediti i poređati u niz vrednosti ζ za sve položaje ventila od potpuno otvorenog do potpuno zatvorenog. Ako se pak ventil otvara, onda podatke iz niza treba koristiti idući u suprotnom smeru.

U slučaju kada se hod ventila uvećava ravnomerno u toku vremena (konstantna brzina zatvaranja ventila), u početku ventil je potpuno otvoren, i ostaje u tom položaju, imajući određenu vrednost ζ sve dotle, dok broj intervala integracije dužine Δt ne pređe ranije izabranu vrednost. Zatim hod počinje da se smanjuje ili povećava sa ranije zadatom brzinom. Na taj način, položaj ventila je poznat u ma kom intervalu vremena Δt , odgovarajuća vrednost ζ za taj trenutak vremena može da se sračuna interpolacijom između odgovarajućih raspoloživih vrednosti ζ . Ako se koristi dovoljno veliki niz vrednosti, onda linearna interpolacija obezbeđuje dobru tačnost. Fox [116] je iskoristio niz od 21 vrednosti ζ što odgovara promeni hoda ventila sa intervalom 5%.

Ako se ventil zatvara od početnog delimično zatvorenog položaja, tada predstavljeni niz ζ mora imati sve odgovarajuće vrednosti od delimično zatvorenog položaja do potpuno zatvorenog. Kako je, za potpuno zatvoren ventil, faktor ζ beskonačno veliki, a računar ne može prihvatiti takav broj to je, tada potrebno za ζ dati vrlo veliku vrednost, na primer 10^{20} [116].

Brzina zatvaranja ventila može se odrediti, ako se hod vretena, koji obezbeđuje zatvaranje, podeli vremenom koje protekne do potpunog zatvaranja potpuno otvorenog ventila.

U praksi se sreću ventili kod kojih se koristi pogon sa dve ili tri brzine. Ovakav pogon obezbeđuje brzo zatvaranje ventila na početnom delu (na primer 80% hoda) i sporo zatvaranje ventila na ostalom delu hoda. Tada se, u toku zatvaranja velikog dela ventila, protok malo smanjuje, a to izaziva praktično zanemarljivu nestacionarnost. Efektivno zatvaranje realizuje se na poslednjih 20% hoda vretena.

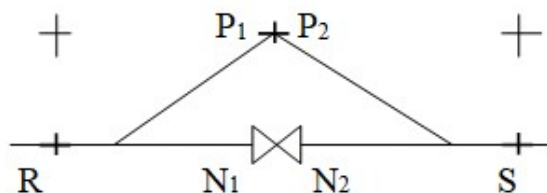
Da bi se opisali ovakvi uslovi, moguće je preći od intervala hoda vretena na intervale vremena, koristeći vrednosti ζ , koje se odnose na intervale hoda u tekućem trenutku

vremena. To znači da je rad takvog pogona moguće predstaviti zavisnošću ζ od hoda vretena. Na ovaj način moguće je modelirati i pogon koji obezbeđuje stepenasto zatvaranje ventila.

Poslednja etapa zatvaranja ventila zahteva posebnu analizu. Naime, vrednosti ζ na pretposlednjoj poziciji su vrlo velike, recimo 10 000 ili 100 000, a na poslednjoj mnogo veće 10^{20} . Ako bi se koristila linearna interpolacija između pretposlednje i poslednje vrednosti za ζ to bi dovelo do velikih grešaka. Zato se u literaturi [116] predlaže, za hod u tom dijapazonu, korišćenje eksponencijalne interpolacije. Za pretposlednju vrednost ζ može se sračunati „gradijent” krive ζ i iskoristiti za određivanje jedne od konstanti eksponencijalnih krivih. Za određivanje druge konstante koristi se vrednost $\zeta = 10^{20}$ za zatvoreni položaj ventila. Fox i njegovi saradnici uspešno su koristili logaritamsko predstavljanje celog niza ζ .

Odgovarajuća vrednost ζ omogućava određivanje graničnih uslova za ventil sa curenjem. Ovakva konstrukcija se može iskoristiti za sprečavanje potpunog zatvaranja.

Posle određivanja vrednosti ζ moguće je odrediti napore i brzine u cevi sa obe strane ventila. Brzine se razlikuju ako su prečnici cevi ispred i iza ventila različiti.



Slika 3.19. Karakteristike ventila

Ispred ventila se može povući pozitivna karakteristika duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_{P_1} + a_R v_{P_1} - B_R = 0, \quad (3.6.68)$$

a iza ventila negativna karakteristika duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_{P_2} - a_S v_{P_2} - B_S = 0. \quad (3.6.69)$$

Iz Bernoulli-jeve jednačine napisane za preseke neposredno ispred i neposredno iza ventila dobija se relacija:

$$h_{P_1} - h_{P_2} = \zeta \frac{v_{P_1}^2}{2g} \operatorname{sgn}(v_{P_1}), \quad (3.6.70)$$

a jednačina kontinuiteta je data relacijom:

$$\frac{\pi}{4} d_R^2 v_{P_1} = \frac{\pi}{4} d_S^2 v_{P_2} \quad (3.6.71)$$

Rešavanjem jednačina (3.6.68), (3.6.69), (3.6.70) i (3.6.71) dobija se da su:

$$v_{P_1} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 2AC}}{2A}, \quad (3.6.72)$$

$$v_{P_2} = \left(\frac{d_R}{d_S} \right)^2 v_{P_1}, \quad (3.6.73)$$

$$h_{P_1} = B_R - a_R v_{P_1}, \quad (3.6.74)$$

$$h_{P_2} = B_S + a_S v_{P_2}, \quad (3.6.75)$$

gde su korišćene oznake:

$$A = \frac{\zeta}{2g} \operatorname{sgn}(v_{P_1}), \quad (3.6.76)$$

$$B = a_R + a_S \left(\frac{d_R}{d_S} \right)^2, \quad (3.6.77)$$

$$C = B_S - B_R. \quad (3.6.78)$$

Veličine v_R , v_S , λ_R , λ_S , c_R i c_S određene su korišćenjem metode prethodno opisane.

3.6.10. Ventili sa regulisanim pogonom

Ovi ventili se u cevovodnim mrežama koriste češće od drugih. Oni su slični ventilima sa elektropogonom, ali su upravljani servo mehanizmom koji se aktivira davačem pritiska, postavljenim bilo gde u sistemu. Obično se zahteva, da ventil počne da se zatvara (otvara), ako pritisak kod davača poraste iznad (opadne ispod) definisane kritične vrednosti. Ako pritisak i dalje raste (opada), ventil (klip) će se kretati i regulisati promenu pritiska, i pri nekom drugom kritičnom pritisku biće potpuno zatvoren (otvoren). Dakle, ventil se zatvara (otvara) kada se pritisak kod davača menja u nekom dijapazonu. Ako se promena pritiska dešava sporo, onda će se ventil kretati saglasno oscilacijama pritiska, ali ako je promena pritiska brza, onda se promena hoda ventila može poklapati sa fazom promene pritiska i dovesti do rezonance.

Neka je hod ventila u nekom trenutku vremena S_i i neka je napor, izmeren davačem, u istom trenutku h_{ii} . Prateći pogon definiše, da hod ventila za takav pritisak mora biti:

$$S_r = k(h_{ii} - h_{tr}), \quad (3.6.79)$$

gde su: S_r – potrebni hod, k – faktor proporcionalnosti, h_{tr} – referentni pritisak.

Ako je S_r različito od S_i , motor pokreće ventil i hod se uvećava (smanjuje), pokušavajući da dostigne hod S_r . U toku intervala vremena Δt hod može a i ne mora dostići položaj S_i , tako da će na kraju intervala vremena Δt biti ili S_i , ili $S_i \pm v_r \Delta t$, gde je v_r – brzina kretanja zapornog tela. Uvođenjem oznake:

$$S_f = S_i \pm v_r \Delta t, \quad (3.6.80)$$

sračunava se odgovarajuća vrednost za ζ , zatim se nalaze naponi i brzine ispred i iza ventila, postupkom koji je opisan prethodno kod ventila sa elektropogonom. Znak plus u izrazu (3.6.80) koristi se u slučaju kada se ventil otvara tj. kada je $S_i < S_r$, a ako se ventil zatvara koristi se znak minus, tj. za $S_i > S_r$.

Može se uvesti zapis:

$$S_f = S_i + \text{sgn}(h_{ui} - h_{ur}) v_r \Delta t, \quad (3.6.81)$$

i on važi za vreme otvaranja (zatvaranja) ventila, tj. sve dok se S_i i S_r , razlikuju. Kada je $S_i = S_r$ onda je $S_f = S_r$. Ovako sračunato S_f koristi se umesto S_i u narednom intervalu vremena Δt , i tako se proračun nastavlja.

3.6.11. Centrifugalna pumpa

Zakoni sličnosti za pumpu imaju sledeće oblike [137]:

$$\frac{H}{n^2} = \text{const}, \quad (3.6.82)$$

$$\frac{n}{Q} = \text{const}, \quad (3.6.83)$$

u kojima je napor pumpe označen sa H , broj obrtaja radnog kola pumpe sa n i protok kroz radno kolo pumpe sa Q .

Ako se uvedu bezdimenzione veličine, kao količnici radnih i nominalnih vrednosti [134], [135], [20]:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\text{nom}}}, \quad (3.6.84)$$

$$h^* = \frac{H}{H_{\text{nom}}}, \quad (3.6.85)$$

$$\alpha = \frac{n}{n_{\text{nom}}}, \quad (3.6.86)$$

$$\beta = \frac{M}{M_{\text{nom}}}. \quad (3.6.87)$$

u kojima je moment na vratilu pumpe označen sa M , izrazi (3.6.82) i (3.6.83) transformišu se na sledeće bezdimenzione oblike:

$$\frac{h^*}{\alpha^2} = \text{const}, \quad (3.6.88)$$

$$\frac{\alpha}{\eta} = \text{const}, \quad (3.6.89)$$

respektivno.

Zapaža se, da veličine α i η u toku prelaznog procesa mogu imati vrednosti jednake nuli, a onda veličine h^*/α^2 i α/η postaju beskonačne. Da bi se to izbeglo uvode se nove veličine u izrazima [134], [135]:

$$F_{h^*} = \frac{h^*}{\alpha^2 + \eta^2}, \quad (3.6.90)$$

$$F_{\beta} = \frac{\beta}{\alpha^2 + \eta^2}, \quad (3.6.91)$$

a zatim i nova promenljiva θ izrazom:

$$\theta = \text{arctg} \frac{\alpha}{\eta}. \quad (3.6.92)$$

Zatim se nacrtaju karakteristična kriva napora pumpe (F_{h^*}) i karakteristična kriva momenta na vratilu pumpe (F_{β}) u funkciji veličine θ . Nacrtane krive se podele na veliki broj segmenta i svaki od njih aproksimira pravom linijom, pri čemu se greške koje se prave ovim aproksimacijama mogu zanemariti [134].

Zatim se pretpostavlja da su, u trenutku t , veličine η , h^* , α i β poznate, a da ih, u trenutku $t + \Delta t$, treba sračunati. Označivši ove nepoznate veličine sa η_p , h_p^* , α_p i β_p pišu se sledeće jednačine [134]:

$$\frac{h_p^*}{\alpha_p^2 + \eta_p^2} = a_1 + a_2 \text{arctg} \frac{\alpha_p}{\eta_p}, \quad (3.6.93)$$

$$\frac{\beta_p}{\alpha_p^2 + \eta_p^2} = a_3 + a_4 \text{arctg} \frac{\alpha_p}{\eta_p}, \quad (3.6.94)$$

u kojima se koeficijenti a_1 , a_2 , a_3 i a_4 dobijaju aproksimacijom segmenata pumpnih karakteristika pravim linijama. Koeficijenti a_1 i a_2 odgovaraju karakteristici (F_{h^*}, θ), a koeficijenti a_3 i a_4 karakteristici (F_{β}, θ).

U slučaju ispada pumpe iz rada, obrtni moment na njenom vratilu dat je izrazom:

$$M = -2\pi J_0 \frac{dn}{dt}, \quad (3.6.95)$$

u kome je J_0 – polarni moment inercije pumpe, motora, vratila i tečnosti u pumpi.

Korišćenjem izraza (3.6.86), (3.6.87) i (3.6.95) dobija se jednačina:

$$\frac{d\alpha}{dt} = -\frac{M_{\text{nom}}}{2\pi J_0 n_{\text{nom}}} \beta, \quad (3.6.96)$$

koja, korišćenjem srednje vrednosti veličine β tokom koraka vremena, ima sledeći diferencni oblik:

$$\frac{\alpha_p - \alpha}{\Delta t} = -\frac{M_{\text{nom}}}{2\pi J_0 n_{\text{nom}}} \frac{\beta + \beta_p}{2}, \quad (3.6.97)$$

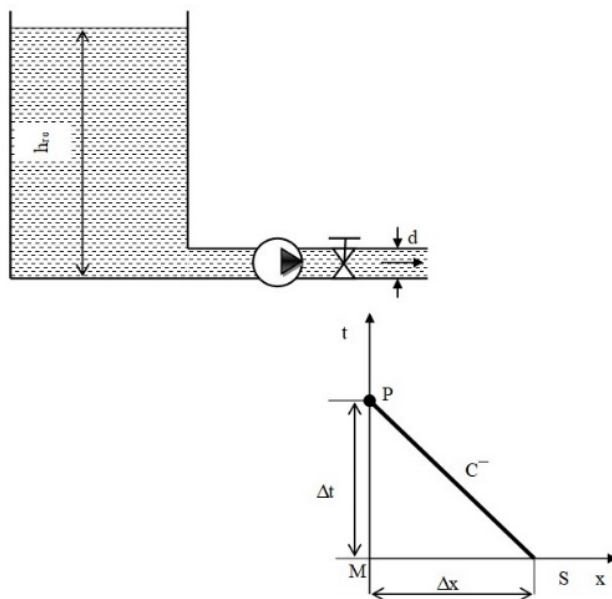
odnosno:

$$\alpha_p - C\beta_p = \alpha + C\beta, \quad (3.6.98)$$

gde je:

$$C = -\frac{M_{\text{nom}}}{2\pi J_0 n_{\text{nom}}} \Delta t. \quad (3.6.99)$$

Dobijena jednačina (3.6.98) je dinamička jednačina obrtanja vratila pumpe.



Slika 3.20. Pumpa na početku cevovoda

Ako se centrifugalna pumpa, kao granični uslov, nalazi na samom početku cevovoda (slika 3.20), onda je moguće povući negativnu karakteristiku duž koje je zadovoljena jednačina:

$$h_p - av_p - B_s = 0. \quad (3.6.100)$$

Pišući, za nivo tečnosti u rezervoaru i presek cevi iza ventila Bernoulli–jevu jednačinu dobija se da je:

$$h_p = h_{rez} + h_p^* H_{nom} - \zeta_v \frac{v_p^2}{2g}. \quad (3.6.101)$$

Jednačina kontinuiteta je:

$$Q_p = v_p A = Q = \eta Q_{nom}, \quad (3.6.102)$$

Rešavanjem jednačina (3.6.93), (3.6.94), (3.6.98), (3.6.101) i (3.6.102) moguće je odrediti veličine α_p , β_p , h_p^* , h_p i Q_p odnosno v_p . Naravno, za rešavanje ovih jednačina mora se koristiti neka od numeričkih metoda, na primer Newton–Raphson–ova metoda.

U hidrauličkim sistemima, mogu se sresti i granični uslovi koji nisu ovde analizirani, na primer, pumpa sa dugim usisnim cevovodom, pumpe vezane redno, pumpe vezane paralelno, turbina, itd. Za sve te granične uslove mogu se povući pozitivne i /ili negativne karakteristike i napisati hidraulički uslovi koji odgovaraju problemu koji se razmatra. Vrednosti veličina v_p i h_p u graničnim čvorovima određuju se iz tih jednačina.

4. IZBOR ZATVARAČA (VENTILA) U HIDROTURBINSKIM POSTROJENJIMA

Hidromašinska oprema, namenski odabrana i postavljena u sklopu hidroturbinskog postrojenja ima osnovni zadatak da upravlja i reguliše tehnički proces, obezbedi remontne uslove i zaštiti postrojenje od havarije.

Posebnu grupu hidromašinske opreme čine zatvarači, kojima se obezbeđuje kontrolisani dotok vode, ili se pak on sprečava. Izbor zatvarača za otvaranje i zatvaranje cevovoda pod pritiskom, pri projektovanju turbinskog postrojenja, predstavlja tehnički složen i odgovoran zadatak.

Rad hidroturbinskog postrojenja zavisi od neto pada H [m] i zapreminskog protoka Q [m³/s] izabrane turbine. Poznato je, da baš ova dva parametra, određuju tip i veličinu turbine, a samim tim i neophodnu hidromašinsku opremu. Jedna od komponenata koju projektant bira je i zatvarač. Na našem i svetskom tržištu je velika ponuda svih tipova zatvarača [115]. Svi izabrani i ugrađeni zatvarači moraju imati visok stepen sigurnosti i potpunu nepropusnost u zatvorenom položaju. Osim toga oni treba da obezbede minimalne gubitke strujne energije u dovodnom cevovodu. Kod dugačkih cevovoda pod pritiskom, a to je najčešći slučaj kod derivacionih hidroelektrana, po pravilu se postavljaju dva zatvarača, jedan na početku cevovoda (gde se nekad postavlja i ustava ili tablasti cevni zatvarač) i drugi ispred turbine, tzv. predturbinski zatvarač. Predturbinski zatvarač se može definisati najpre kao remontni, a zatim i kao sekundarno radni zatvarač. Ovi zatvarači omogućavaju ili sprečavaju dotok vode ka turbini, a pored toga se koriste pri remontu turbine. U redovnim režimima rada zatvarač se zatvara ili otvara neposredno pre ili posle otvaranja ili zatvaranja turbinskog regulacionog organa (pretkola Francis-ove turbine, pretkola Kaplan-ove turbine, mlaznica Pelton-ove turbine, usmernog kola Crossflow turbine,...). Zatvaranje zatvarača se vrši nakon zatvaranja regulacionog organa, dok se otvaranje vrši neposredno pre njegovog otvaranja. U nekim slučajevima koji i nisu retki, zatvarač igra glavnu ulogu sprečavanje dotoka vode ka turbini, a svi ovi slučajevi su vezani sa otkazima sistema za regulaciju protoka ka turbini.

Izbor tipa predturbinskog zatvarača zavisi od nazivnog pritiska, željenog vremena zatvaranja, nazivnog prečnika, pogona, dozvoljenog ili projektovanog pada pritiska itd.

Mesto postavljanja predturbinskog zatvarača opredeljuju prostor, definisani nazivni prečnik, pritisak, a na kraju tehnoeekonomska analiza, kao i izbor da li se zatvarač postavlja u šaht ispred turbinskog postrojenja ili unutar zgrade. Zatvarači za cevovode pod pritiskom u turbinskim postrojenjima se mogu uslovno podeliti na: tablaste, leptiraste, sferne i igličaste (klipno–prstenaste) zatvarače. Poslednje tri grupe zatvarača se mogu koristiti kao regulacioni organi za regulisanje protoka i njima će nadalje biti posvećena odgovarajuća pažnja.

4.1. LEPTIRASTI ZATVARAČI

Leptirasti predturbinski zatvarači se uglavnom koriste u turbinskim postrojenjima kao remontno–havarijski zatvarači i organi koji paralelno sa organima turbinske regulacije protoka omogućavaju dotok vode ka turbini ili ga u potpunosti prekidaju. U osnovi, leptirasti zatvarači su zaporni organi i kao takvi predviđeni su za zatvaranje i otvaranje poprečnog



Slika 4.1. Leptirasti zatvarač sa odgovarajućom opremom za komandovanje zatvaračem

Izvor: Katalog proizvođača Henan WZX

preseka cevovoda. Upotrebljavaju se uglavnom za pritiske od (4–20) [bar] i prečnike cevovoda od (50–8500) [mm]. Bitne karakteristike leptirastih zatvarača su: potpuna zaptivenost protočnih površina, kompaktna konstrukcija, mala masa, mali pokretni momenti, sigurna funkcija u svakom položaju i niski investicioni troškovi održavanja u eksploataciji. Zaporno telo zatvarača mora biti povoljno oblikovano radi obezbeđenja minimalnih gubitaka strujne energije. Leptirasti zatvarač jedne derivacione hidroelektrane, sa odgovarajućom opremom za upravljanje zatvaračem dat je na slici 4.1.

Osnovni delovi svakog leptirastog zatvarača su najpre kućište čija je ugradna mera propisana standardima i koje može biti izvedeno kao livena ili zavarena konstrukcija. Zatim sledi zaporna ploča, koja se zavisno od dimenzija i namene zatvarača, izvodi uz manje modifikacije. Kroz zapornu ploču prolazi vratilo koje je uležišteno u kućištu, a čija je osnovna namena zakretanje zaporne ploče. Na vratilo se postavlja pogon ventila jednostrano ili obostrano, zavisno od radnih pritisaka i dimenzija zatvarača.

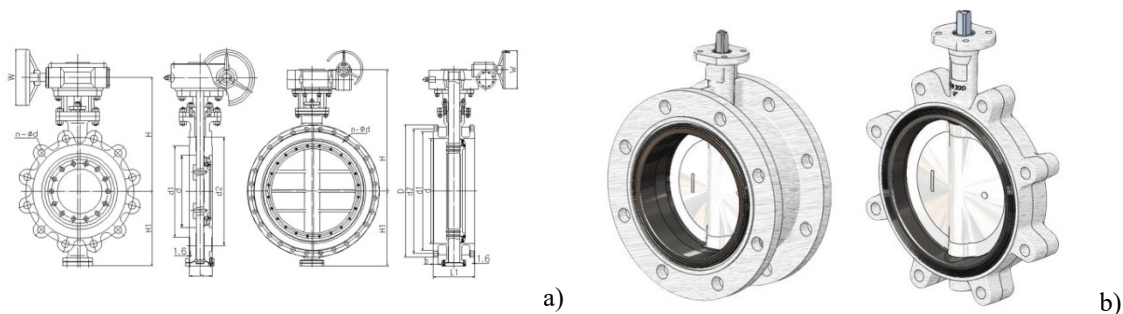
Na slici 4.2. je predstavljen leptirasti zatvarač sa simetrično–obostrano postavljenim hidrauličkim pogonima.



Slika 4.2. Leptirasti zatvarač

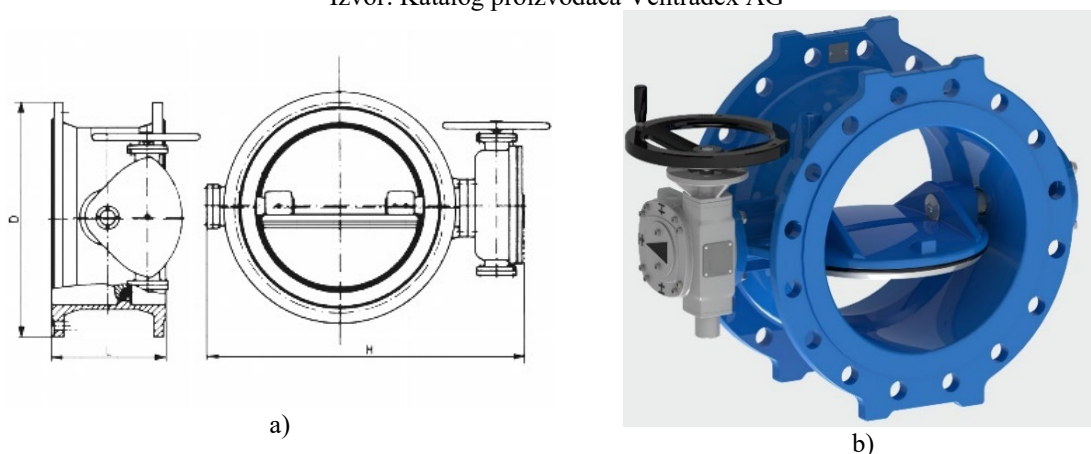
Izvor: Katalog proizvođača YFL valves

Leptirasti zatvarači prema konstruktivnom izvođenju mogu biti centrični i ekscentrični. Centrični zatvarači (slika 4.3.) imaju zaporno telo u obliku kružne ploče koja se može zakretati za 90° oko svoje ose simetrije.



Slika 4.3. Centrični leptirasti zatvarač

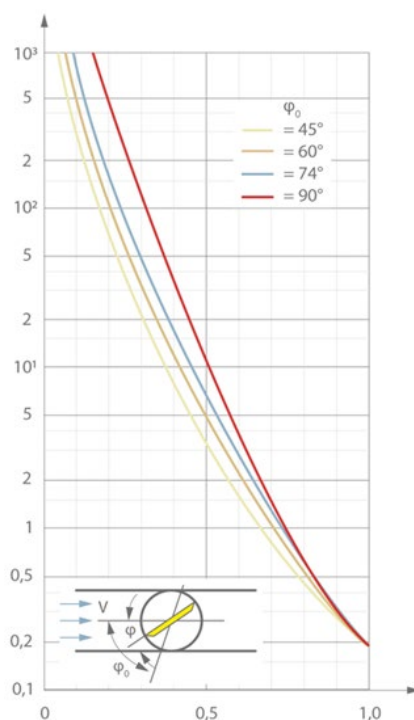
Izvor: Katalog proizvođača Ventradex AG



Slika 4.4. Ekscentrični leptirasti zatvarač

Izvor: Katalog proizvođača AVK Valves

Ekscentrični leptirasti zatvarači (slika 4.4.) imaju dvostruko ekscentrično postavljenu osu obrtanja zaporne ploče (leptira). Oni su pouzdani pri otvaranju i zatvaranju, a mogu da imaju i namenu regulisanja protoka kroz cevovod. Protočna karakteristika regulacionog leptirastog zatvarača predstavlja zavisnost faktora otpora ζ od relativnog ugla otvaranja $(\varphi_0 - \varphi)/\varphi_0$ ventila (slika 4.5.), gde je na horizontalnoj osi relativni ugao otvaranja, a na vertikalnoj osi faktor otpora.



Slika 4.5. Faktor otpora regulacionog leptirastog zatvarača

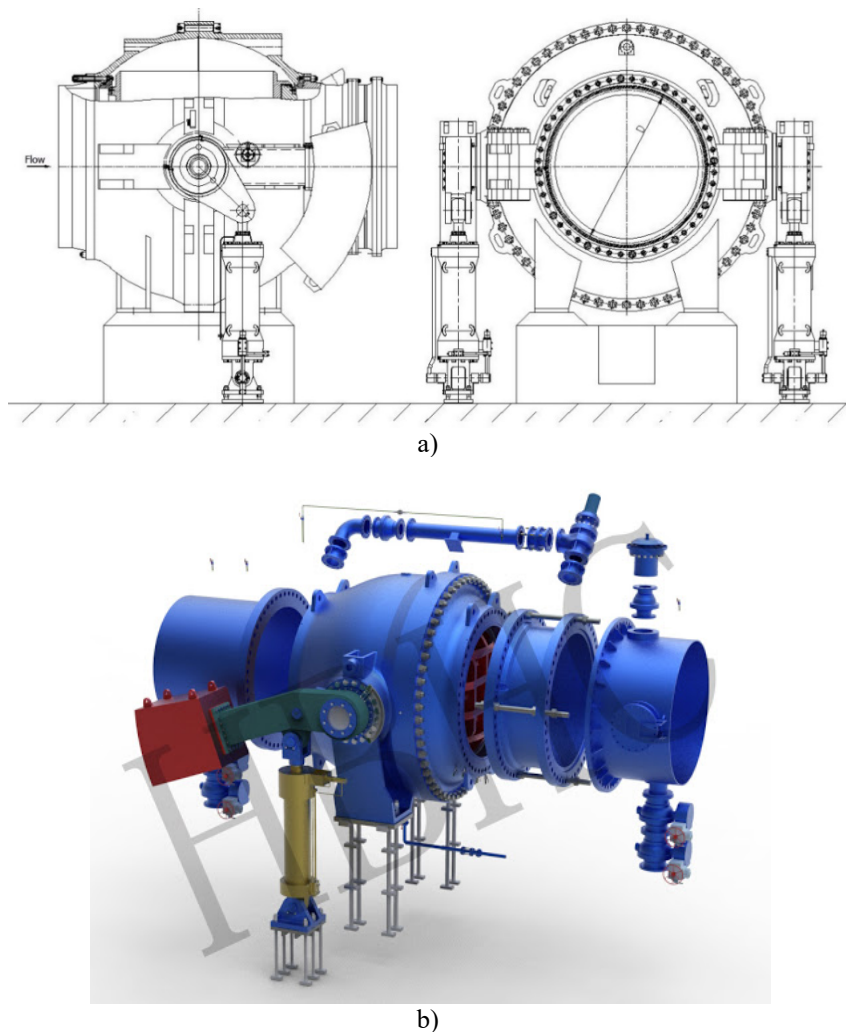
Izvor: KSB pump lexicon

Leptirasti zatvarači, a i njihove karakteristike, razlikuju se međusobno i oblikom zapornog tela.

4.2. SFERNI ZATVARAČI

Najveću primenu sferni zatvarači našli su kod hidroturbinskih postrojenja u hidroelektranama kao predturbinski zatvarači. Ovi zatvarači se vrlo često javljaju kao predturbinski zatvarači, naročito kod hidroelektrana sa visokim padom zbog njihovih dobrih zaptivnih svojstava. Sferni zatvarači pri potpuno otvorenom položaju imaju hidrauličke gubitke praktično jednake nuli, što je njihova osnovna prednost. Oni se uglavnom ne primenjuju za regulisanje protoka, jer u među položajima zapornog dela dolazi do nepoželjnog strujanja vode. Zbog toga se sferni zatvarači koriste samo za krajnje položaje

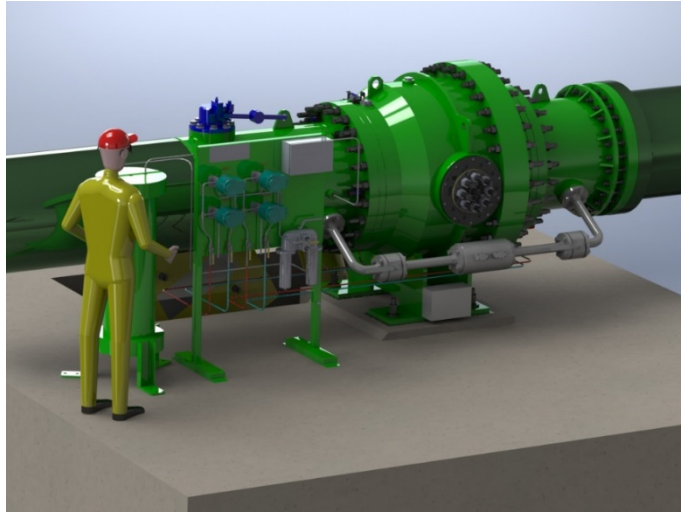
otvoreno–zatvoreno i to kao zatvarači za brzo otvaranje i zatvaranje. Na slici 4.6. prikazan je sferni zatvarač.



Slika 4.6. Sferni zatvarač

Izvor: Katalog proizvođača Hydo Valve

Operacije koje se javljaju pri radu sa sfernim zatvaračem su: otvaranje sfernog zatvarača, normalno zatvaranje i havarijsko zatvaranje. Pre nego što se počne sa otvaranjem sfernog zatvarača, pretkolo (spvodni aparat) mora biti u zatvorenom položaju, tada turbina ne radi. Normalno zatvaranje sfernog zatvarača se događa nakon potpunog zatvaranja pretkola turbine kada ona prestaje da radi ili se sa zatvaranjem kreće neposredno pre zatvaranja spvodnog aparata u zavisnosti od karakteristika cevovoda i analize hidrauličkog udara. Havarijsko zatvaranje sfernog zatvarača izvodi se pri radu turbinskog agregata (turbine) kada je spvodni aparat otvoren, a zatvaranje se izvodi u tekućoj vodi. Na slici 4.7. prikazan je sferni predturbinski zatvarač sa odgovarajućom pratećom opremom neophodnom za uspešan rad.



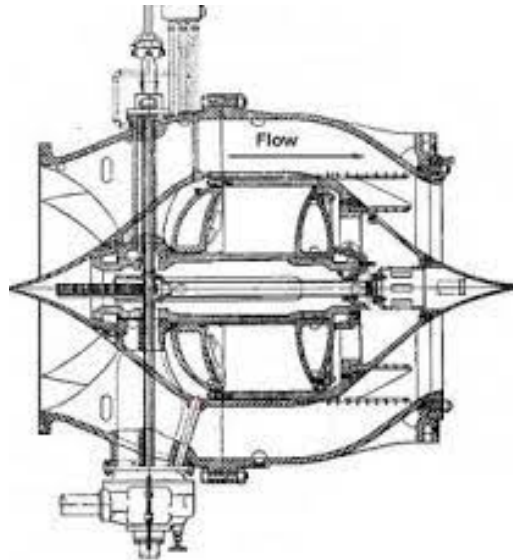
Slika 4.7. Sferni predturbinski zatvarač sa pratećom opremom

Izvor: Katalog proizvođača Vortex Hydra Dams ...)

Sferni zatvarači za vodne turbine su standardizovani i proizvode se od prečnika 400 [mm] do 4200 [mm].

4.3. IGLIČASTI ZATVARAČI

Igličasti zatvarač se razlikuje u pogledu konstrukcije u odnosu na ostale zatvarače za cevovode pod pritiskom. Na slici 4.8. prikazana je konstrukcija igličastog zatvarača.



Slika 4.8. Igličast zatvarač sa pratećim komponentama

Izvor: Dokumentacija proizvođača Vag valves

Pri strujanju tečnosti kroz otvoreni zatvarač, lokalni gubici strujne energije su relativno mali, a faktor lokalnog otpora iznosi $\zeta = 0.5$. Igličasti zatvarači nalaze široku primenu kao regulacioni zatvarači kod cevovoda, gde se menja protok u toku rada. Zaporno telo u tom slučaju zauzima različite položaje. Upravljanje igličastim zatvaračem, može biti izvedeno na

različite načine: mehaničko, elektromehaničko i uljno–hidrauličko pomoću servomotora. Na slici 4.9. prikazan je presek tipičnog Johnson–ovog igličastog zatvarača.



Slika 4.9. Johnson–ov igličast zatvarač

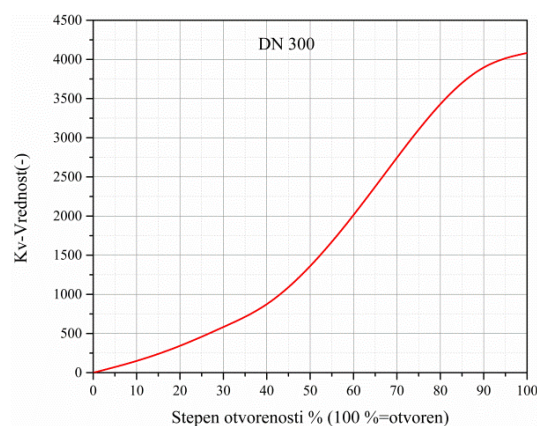
Izvor: Katalog proizvođača La T.I.S.

4.4. ODREĐIVANJE OSNOVNIH KARAKTERISTIKA POJEDINIH TIPOVA ZATVARAČA

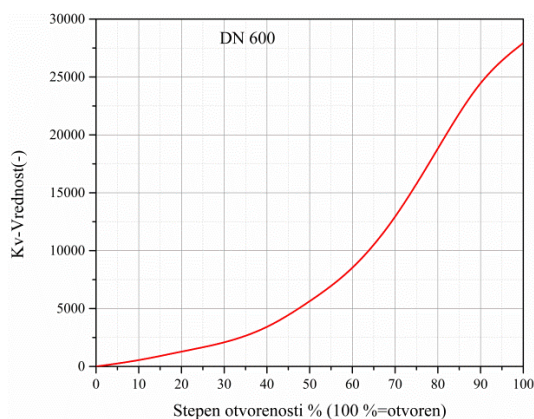
Od velike ponude zatvarača na tržištu u ovom radu se istražuju: leptirasti, igličasti i sferni zatvarači. Pre prelaska na samo istraživanje ovih zatvarača, biće par reči o njihovim karakteristikama. Na slici 4.10. predstavljen je tipični predstavnik leptirastih zatvarača, a na slici 4.11(a), 4.11(b) i 4.11(c) dijagrami faktora proticanja ovih zatvarača za prečnike 300 [mm], 600 [mm] i 900 [mm] respektivno, koji su dobijeni analizom podataka od različitih proizvođača.



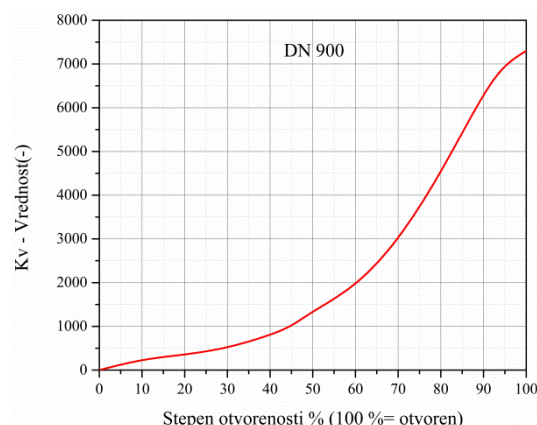
Slika 4.10. Leptirast zatvarač



Slika 4.11. (a)



Slika 4.11. (b)



Slika 4.11. (c)

Slika 4.11. Faktor proticanja u zavisnosti od stepena otvorenosti leptirastog zatvarača

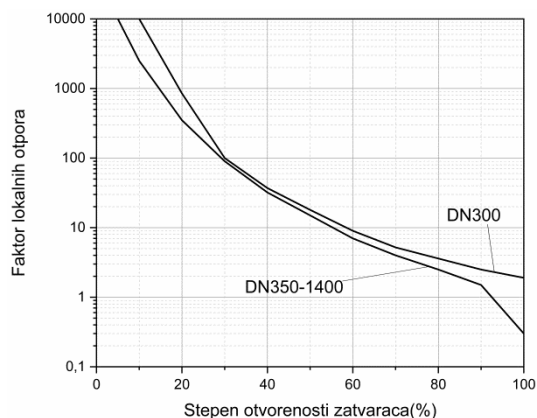
Izvor: https://www.talis-uk.com/talis-uk/user_upload/Erhard-Butterfly-Valve-Data-Sheet.pdf

Leptirasti zatvarači omogućavaju pokretanje, zaustavljanje ili ograničavanje strujanja u sistemu. Ovi zatvarači su kompaktne izrade, imaju dobre regulacijske mogućnosti, mogu se ugraditi u bilo kom položaju i jednostavno ih je održavati. Zbog ovih karakteristika imaju široku primenu u sistemima za proizvodnju, pripremu i distribuciju pitke vode, energetskim sistemima, sistemima za navodnjavanje, hemijskoj i procesnoj industriji, brodogradnji itd.

Tipični predstavnik igličastih zatvarača (klipno prstenastih) prikazan je na slici 4.12(a), a faktor lokalnih otpora ζ na slici 4.12(b). Zatvarači ovog tipa uglavnom se koriste kada pritisak/protok treba pouzdano redukovati i kontrolisati. Koriste se za pokretanje, zaustavljanje i regulisanje strujanja unutar cevovoda.



(a)



(b)

Slika 4.12. (a) Igličast zatvarač, (b) Faktor lokalnih otpora u zavisnosti od stepena otvorenosti zatvarača

Izvor: Dokumentacija proizvođača Erhard valves

Zbog svoje konstrukcije mogu precizno kontrolisati zapreminski protok tečnosti koja struji kroz zatvarač.

Kako su za ovaj tip zatvarača kod većeg broja proizvođača dostupni podaci o faktoru lokalnih otpora, najpre su formirani dijagrami zavisnosti ove veličine u funkciji stepena otvorenosti zatvarača. Za ovako formirane dijagrame za faktor ζ zatvarača sa nazivnim prečnicima DN300, DN600 i DN900 je korišćena formula:

$$K_v = 0.0396 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \frac{1}{\text{mm}^2} \right] \frac{D^2}{\sqrt{\zeta}}, \quad (4.4.1)$$

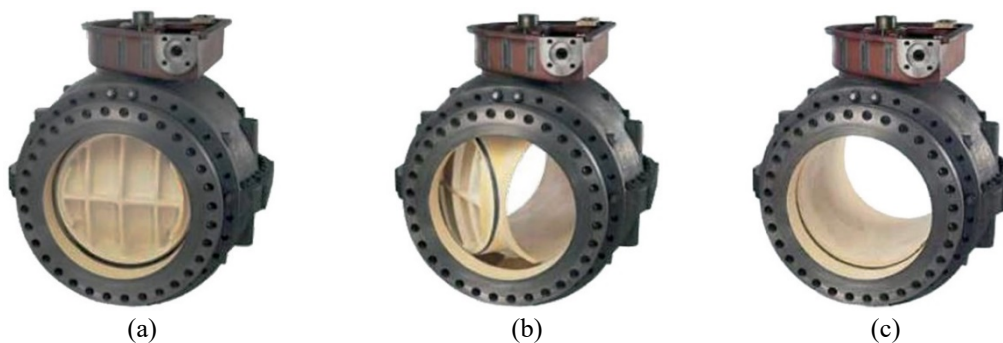
gde koeficijent proticanja K_v [m^3/h] predstavlja karakteristiku zatvarača i određuje se kao protok u [m^3/h] za svaki položaj zapornog tela pri čemu pad pritiska iznosi 1 [bar], a D [mm] je prečnik cevi.

Koeficijent proticanja K_v [m^3/h] za sve ovde posmatrane vrste zatvarača, definisan je izrazom:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{1000 \Delta p}}, \quad (4.4.2)$$

u kome je: Q [m^3/h] – protok, Δp [bar] – pad pritiska na zatvaraču, ρ [kg/m^3] – gustina fluida.

Jedno od izvođenja sfernih zatvarača prikazano je na slici 4.13. u tri pozicije, a u tabeli 4.1. date su vrednosti koeficijenta C_v za ove zatvarače.



Slika 4.13. Sferni zatvarač: (a) Potpuno zatvoren, (b) 50% otvoren, (c) potpuno otvoren

(Izvor: <http://docplayer.net/29237352-Willamette-ball-and-cone-valves.html>)

Sferni zatvarači imaju radni element u obliku nepotpune sfere sa otvorom. Ovi zatvarači omogućavaju pokretanje, regulaciju i zaustavljanje strujanja. Oni se odlikuju nepropustnim i pouzdanim zaptivanjem i kod visokih pritisaka. Dobar su izbor za zatvaranje i kontrolu cevovoda, ali nisu za fino upravljanje. Jednostavni su za korišćenje i održavanje.

U tabeli 4.1. date su vrednosti koeficijenta proticanja C_v koji se koristi u anglosaksonskoj literaturi. U ostaloj literaturi koristi se koeficijent proticanja K_v . Koeficijenti proticanja K_v i C_v definisani su istim izrazom (4.4.2) s tim što se u anglosaksonskoj literaturi

za protok koristi jedinica [gal/min], za pad pritiska jedinica [psi], a za gustinu [kg/dm^3], tako da je veza između ovih koeficijenata:

$$C_v = 1.168K_v. \quad (4.4.3)$$

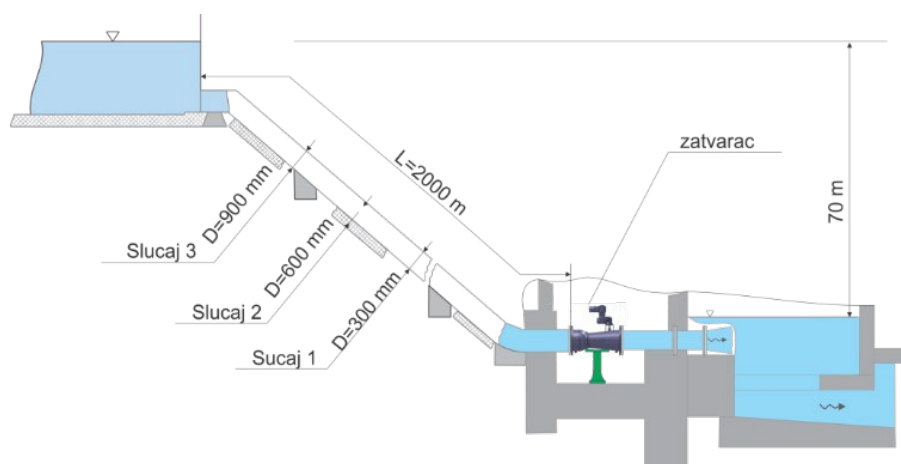
Tabela 4.1. Aproximativne C_v vrednosti sfernih zatvarača za različite stepene otvorenosti

Izvor: <http://docplayer.net/29237352-Willamette-ball-and-cone-valves.html>

Aproximativne C_v vrednosti						
Prečnik ventila [mm]	5°	10°	30°	50°	70°	Potpuno otvoren
200	61	124	401	859	1.853	6.688
300	137	280	902	1.934	4.170	19.300
400	245	497	1.605	3.440	7.414	34.400
500	382	777	2.508	5.375	11.586	59.900
600	550	1.119	3.612	7.740	16.683	88.900
900	1.238	2.517	8.126	17.413	37.535	222.000

4.5. METODOLOGIJA I REZULTATI

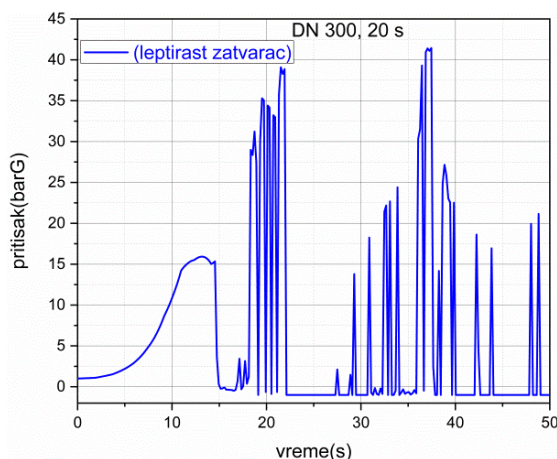
Za proračune hidrauličkog udara izazvanog zatvaranjem ventila koristi se jednostavan hidraulički sistem prikazan na slici 4.14. Ovaj sistem nije relano izveden ali prema katastru malih hidroelektrana u Srbiji on je dobar predstavnik i ovih i vodovodnih gravitacionih sistema. Sistem se sastoji od otvorenog gornjeg rezervoara u kome je nivo vode na 70 [m] u odnosu na nivo donje vode, zatvarača koji je na visini 5 [m], cevi ispred zatvarača koja je dužine 2000 [m] i cevi iza zatvarača čija je dužina 25 [m]. Temperatura vode je 15 [°C].



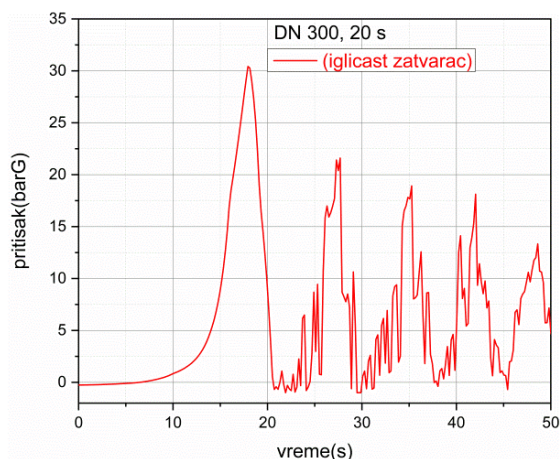
Slika 4.14. Hidraulički sistem

U praksi, zatvaranje/otvaranje zatvarača nikada nije trenutno već se to dešava u nekom vremenskom intervalu ma koliko on bio kratak. Ovde se, za sve pomenute zatvarače, razmatraju vremenski intervali zatvaranja od 20 [s] i 40 [s]. Za sve posmatrane zatvarače proračuni se vrše za nominalne prečnike od 300 [mm], 600 [mm] i 900 [mm], a za gore navedene intervale vremena zatvaranja. Proračuni su izvršeni za slučaj kada su cevi koje služe

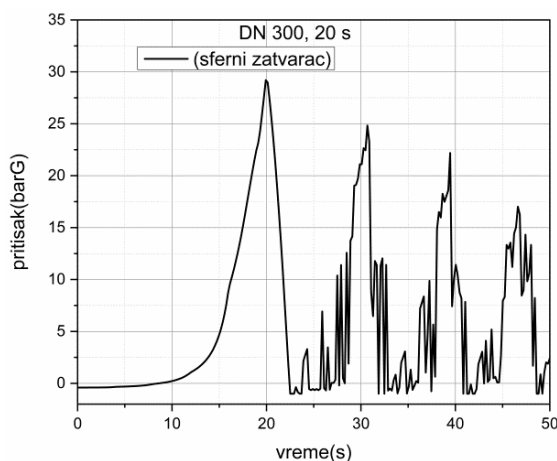
za transport vode izrađene od čelika. Rezultati proračuna hidrauličkog udara za cev prečnika 300 [mm] i vreme zatvaranja zatvarača 20 [s], a za leptirasti, igličasti i sferni zatvarač predstavljeni su na slikama 4.15., 4.16. i 4.17., respektivno. Radi preglednosti na slici 4.18. prikazani su prethodni rezultati uporedo.



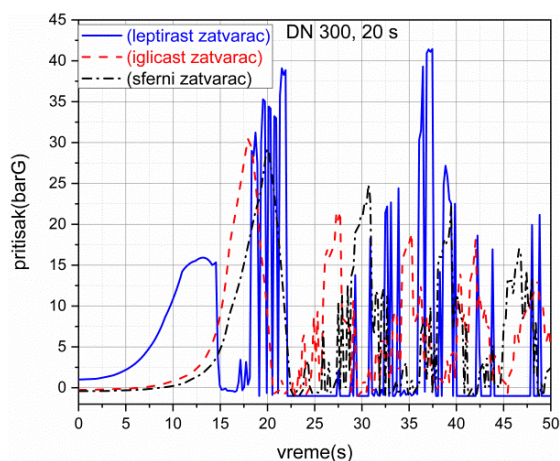
Slika 4.15. Promena pritiska u funkciji vremena, (leptirast zatvarač, DN 300, 20 [s])



Slika 4.16. Promena pritiska u funkciji vremena (igličast zatvarač, DN 300, 20 [s])



Slika 4.17. Promena pritiska u funkciji vremena (sferni zatvarač, DN 300, 20 [s])

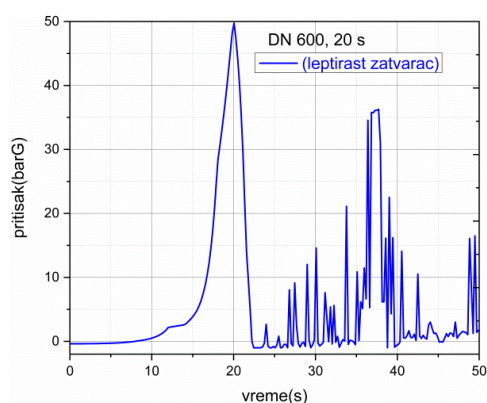


Slika 4.18. Promena pritiska u funkciji vremena (sva tri zatvarača, DN 300, 20 [s])

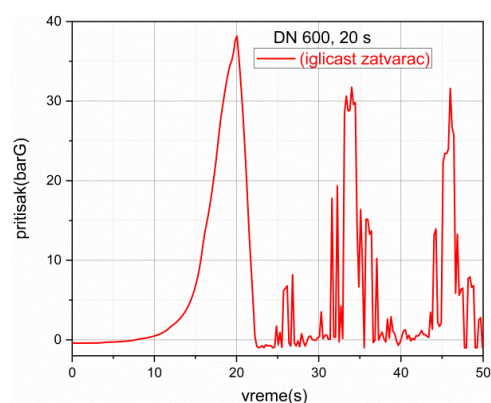
Sa slike 4.15. se zapaža da ugradnja leptirastog zatvarača u hidraulički sistem prikazan na slici 4.14, pri njegovom zatvaranju u vremenskom intervalu od 20 [s], dovodi do porasta pritiska $\Delta p=43,33$ [bar] pri hidrauličkom udaru. Sa slike 4.16. se zapaža da ugradnja igličastog zatvarača, koji se zatvara u intervalu od 20 [s], u ovaj hidraulički sistem, izaziva porast pritiska $\Delta p=30,59$ [bar] pri hidrauličkom udaru. Sa slike 4.17. se zapaža da ugradnja sfernog zatvarača sa intervalom vremena zatvaranja 20 [s], dovodi do porasta pritiska $\Delta p=29,71$ [bar] u sistemu, pri hidrauličkom udaru. U cilju preglednijeg prikaza rezultata istraživanja, rezultati za isti prečnik cevi i isti interval vremena zatvaranja za različite zatvarače, predstavljeni su na istoj slici 4.18. Osim razlike u porastu pritiska između

posmatrana tri zatvarača potrebno je ukazati na još jednu važnu činjenicu. U sva tri slučaja jasno se vidi pojava potpritiska u sistemu, tj. mogućeg razdvajanja vodenog stuba. Ipak, u slučaju leptirastog zatvarača dolazi do pojave potpunog vakuuma i razdvajanja vodenog stuba te ponovnog “sekundarnog” hidrauličkog udara koji je sad i većeg intenziteta. U slučaju ostala dva zatvarača naknadne promene pritiska su manje i vremenom sistem teži stacionarnom stanju.

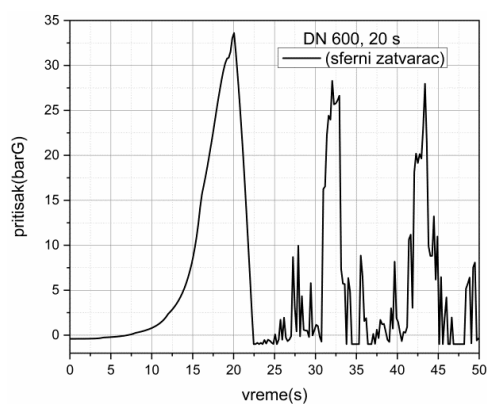
Promene pritiska u funkciji vremena za prečnik cevovoda 600 [mm] i interval vremena zatvaranja 20 [s], za leptirasti, igličasti i sferni zatvarač date su na slikama 4.19., 4.20., 4.21. i 4.22., respektivno. Uočava se sa prethodno navedenih slika da je za interval vremena zatvaranja 20 [s] kod svih vrsta zatvarača, porast pritiska $\Delta p=50$ [bar] pri ugradnji leptirastog zatvarača, $\Delta p=38,82$ [bar] pri ugradnji igličastog zatvarača i $\Delta p=33,91$ [bar] pri ugradnji sfernog zatvarača u sistemu pri hidrauličkom udaru. Na slikama 4.23., 4.24., 4.25. i 4.26. prikazani su rasporedi pritiska u cevovodu prečnika 900 [mm], a za vreme zatvaranja 20 [s] za sve tri vrste zatvarača. Vrednosti povišenja pritiska su $\Delta p=41,2$ [bar], $\Delta p=35,15$ [bar] i $\Delta p=30$ [bar], za leptirast, sferni i igličast zatvarač, respektivno.



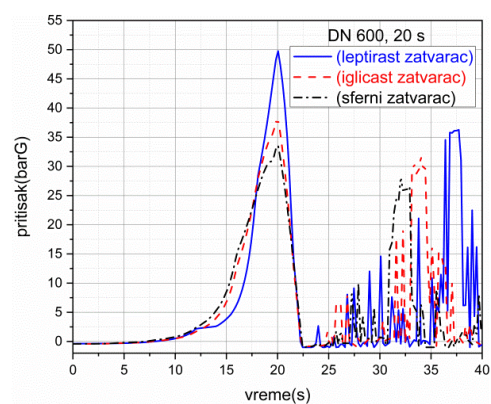
Slika 4.19. Promena pritiska u funkciji vremena, (leptirast zatvarač, DN 600, 20 [s])



Slika 4.20. Promena pritiska u funkciji vremena, (igličast zatvarač, DN 600, 20 [s])

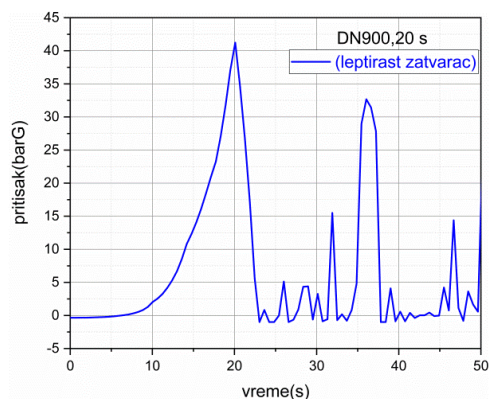


Slika 4.21. Promena pritiska u funkciji vremena, (sferni zatvarač, DN 600, 20 [s])

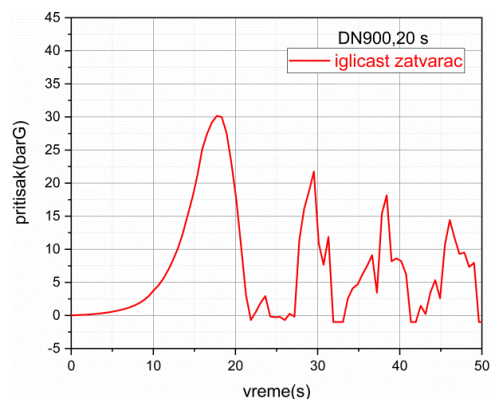


Slika 4.22. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN600, 20 [s])

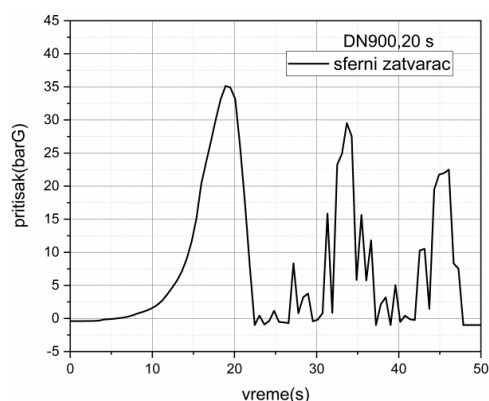
Sa slika 4.18. i 4.22., zaključuje se da za interval vremena zatvaranja zatvarača od 20 [s], a za cevi prečnika 300 [mm] i 600 [mm], ako ne postoje druga ograničenja, najbolje je ugraditi sferni zatvarač, jer će tako biti najmanji porast pritiska u sistemu pri hidrauličkom udaru. Sa slike 4.26. zaključuje se da za interval vremena zatvaranja zatvarača od 20 [s], a za prečnik od 900 [mm], najmanji porast pritiska bi bio pri ugradnji igličastog zatvarača.



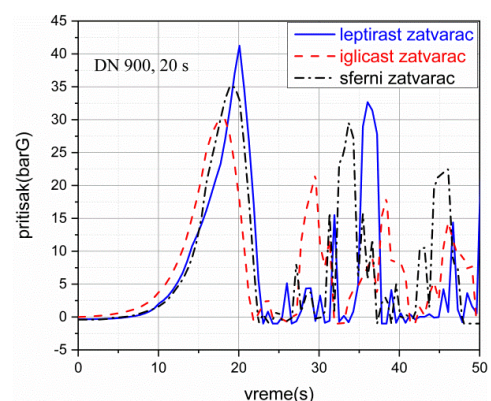
Slika 4.23. Promena pritiska u funkciji vremena, (leptirast zatvarač, DN 900, 20 [s])



Slika 4.24. Promena pritiska u funkciji vremena, (igličast zatvarač, DN 900, 20 [s])

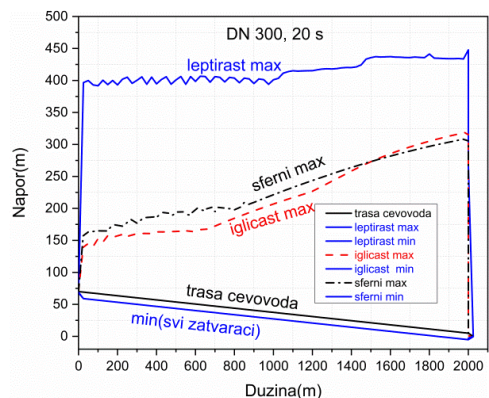


Slika 4.25. Promena pritiska u funkciji vremena, (sferni zatvarač, DN 900, 20 [s])

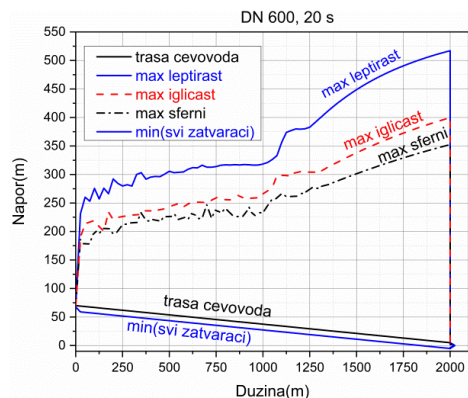


Slika 4.26. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN 900, 20 [s])

Anvelope pritiska za sve vrste razmatranih zatvarača, prečnika cevi 300, 600 i 900 [mm] i vreme zatvaranja 20 [s] date su slikama 4.27, 4.28. i 4.29., respektivno.

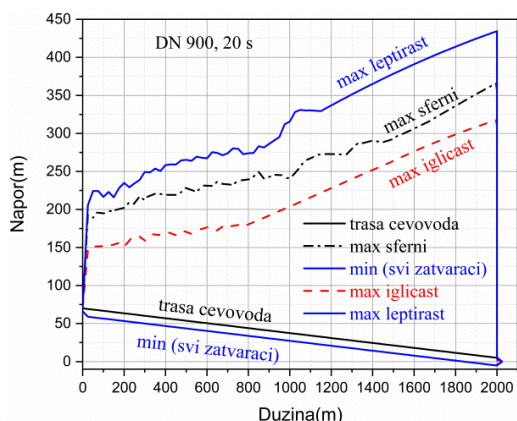


Slika 4.27. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritiska (za sva tri razmatrana zatvarača, DN 300, 20 [s])



Slika 4.28. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritiska (za sva tri razmatrana zatvarača, DN 600, 20 [s])

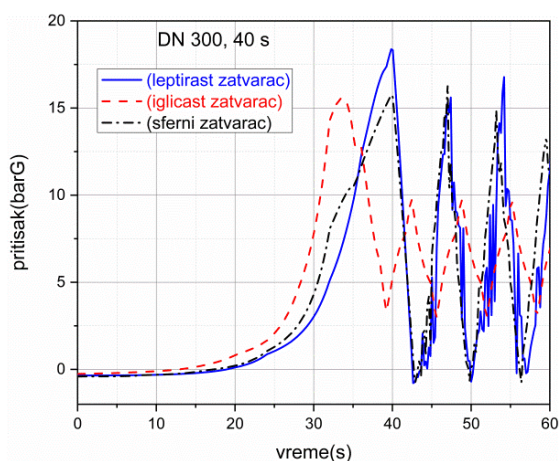
Sa dijagrama se vidi da se duž cevodova javljaju veliki potpritisci (minimalne anvelope pritiska seku ili su ispod trase cevodova), što uzrokuje mogućnost pojave razdvajanja



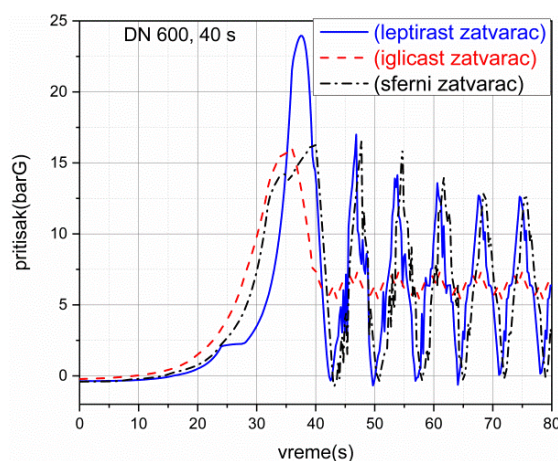
Slika 4.29. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritiska (za sva tri razmatrana zatvarača, DN900, 20 [s])

vodenog stuba i ponovnog hidrauličkog udara, a što se jasno vidi kod prvog primera. Ovakvo vreme zatvaranja nije dozvoljeno, te dolazimo do zaključka da, iako je gore zaključeno da će pri ugradnji sfernog zatvarača za prečnike 300 i 600 [mm], ili igličastog zatvarača za prečnik od 900 [mm], njegovim zatvaranjem za 20 [s] biti najmanji porast pritiska, ovo vreme nije preporučljivo.

Na slikama 4.30. i 4.31. i 4.32. predstavljeni su rezultati proračuna hidrauličkog udara u razmatranom hidrauličkom sistemu kada je interval vremena zatvaranja zatvarača 40 [s], za prečnike cevi 300, 600 i 900 [mm], a za sve razmatrane vrste zatvarača, respektivno.

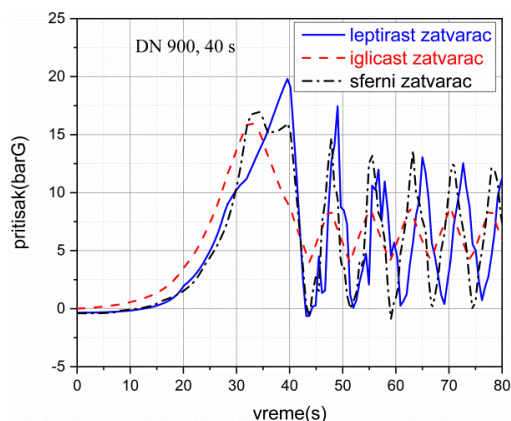


Slika 4.30. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN=300[mm], t= 40 [s])



Slika 4.31. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN=600[mm], t=40 [s])

Sa slike 4.30 se zapaža da, ako se u razmatrani sistem čiji je prečnik cevi ispred zatvarača 300 [mm], ugradi zatvarač sa intervalom vremena zatvaranja 40 [s], onda je porast pritiska pri hidrauličkom udaru za ugradnju leptirastog zatvarača $\Delta p=18,33$ [bar]. Ugradnjom igličastog zatvarača u isti sistem, porast pritiska je $\Delta p=15,56$ [bar] dok ugradnja sfernog zatvarača izaziva porast pritiska $\Delta p=15,87$ [bar]. Sa slike 4.31, se zapaža da, ako se u sistem čiji je prečnik cevi 600 [mm], ugradi zatvarač sa intervalom vremena zatvaranja 40 [s], onda je za leptirast zatvarač porast pritiska $\Delta p=24$ [bar], za igličast zatvarač $\Delta p=15,88$ [bar] i za sferni zatvarač $\Delta p=16,52$ [bar].

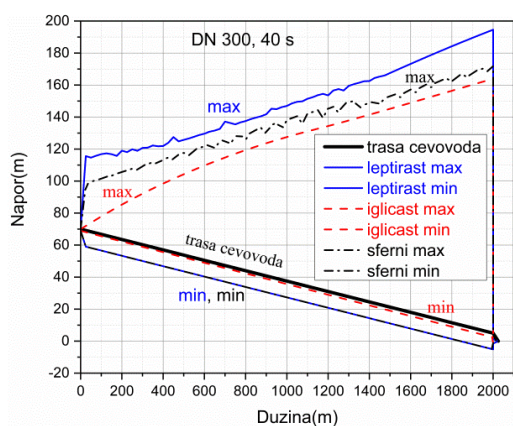


Slika 4.32. Promena pritiska u funkciji vremena (leptirast, igličast i sferni zatvarač, DN=900 [mm], t=40 [s])

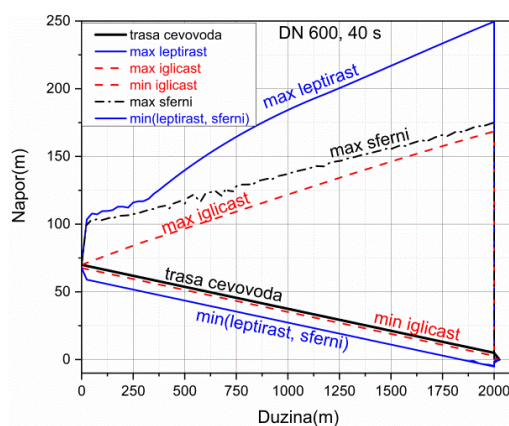
Sa slike 4.32, se zapaža da, ako se u sistem čiji je prečnik cevi 900 [mm], ugradi zatvarač sa intervalom vremena zatvaranja 40 [s], onda je za leptirast zatvarač porast pritiska $\Delta p=19,81$ [bar], za sferni zatvarač $\Delta p=17,04$ [bar] i za igličast zatvarač $\Delta p=16,03$ [bar].

Odavde zaključujemo da je za sve razmatrane prečnike cevi, ako drugih ograničenja nema, najbolje ugraditi igličast zatvarač jer će onda porast pritiska usled hidrauličkog udara biti najmanji.

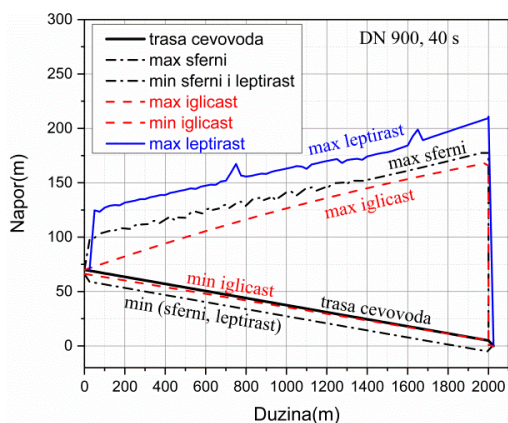
Anvelope pritiska za sve vrste razmatranih zatvarača, prečnike cevi 300, 600 i 900 [mm] i vreme zatvaranja 40 [s] date su na slikama 4.33., 4.34. i 4.35., respektivno.



Slika 4.33. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritiska (za sva tri razmatrana zatvarača, DN300, 40 [s])



Slika 4.34. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritiska (za sva tri razmatrana zatvarača, DN600, 40 [s])



Slika 4.35. Anvelope maksimalnih i minimalnih pritiska (za sva tri razmatrana zatvarača, DN900, 40 [s])

Sa prethodna tri dijagrama se vidi, što potvrđuje i prethodne zaključke o porastu pritiska za vreme zatvaranja 40 [s], da je najbolje ugraditi igličast zatvarač.

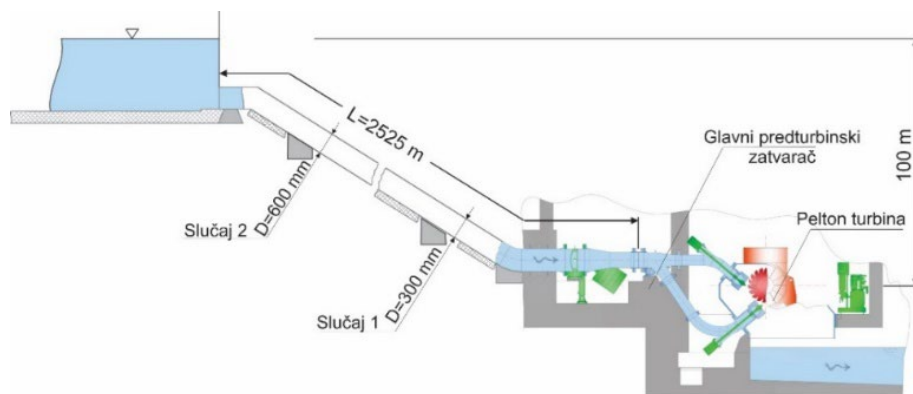
Imajući u vidu predstavljene rezultate zaključuje se da je za razmatrani sistem najbolje ugraditi igličasti zatvarač, čije je vreme zatvaranja 40 [s]. Ovo dovodi do zaključka da, projektant mora za konkretan sistem i interval vremena zatvaranja zatvarača, izvršiti analizu porasta

pritiska pri hidrauličkom udaru kao i analizu mogućnosti pojave razdvajanja vodenog stuba i lokalne pojave potpritiska, za svaki ponuđeni zatvarač, pre opredeljenja za konkretni.

Značajno je napomenuti da se pored analize maksimalnih pritisaka posebna pažnja treba posvetiti analizi anvelopa minimalnih pritisaka i vremena zatvaranja zatvarača. U slučaju leptirastog zatvarača u više navrata je pokazano da sekundarni porast pritiska može da ima značajne vrednosti i da znatno produžava vreme dovođenja sistema u stacionarno stanje, a pored toga lokalno se mogu javiti i pojave kavitacije praćene brзом kondenzacijom vode, ponovnim porastom pritiska i oscilacijama u sistemu.

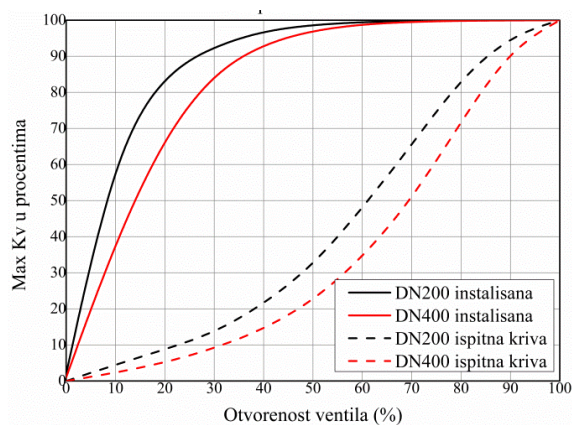
4.6. MODEL HIDRAULIČKOG SISTEMA ZA ANALIZU HIDRAULIČKOG UDARA

U ovom delu se razmatra hidraulički sistem koji je šematski prikazan na slici 4.36. Ovaj sistem se karakteriše bruto padom od 100[m], Pelton-ove turbine, predturbinskog zatvarača i cevovoda. Ovaj sistem nije relano izveden ali prema katastru malih hidroelektrana u Srbiji on je dobar predstavnik velikog broja njih. U prvom posmatranom slučaju dužina i prečnik cevovoda su: $L=2525$ [m], $D=300$ [mm], respektivno. Drugi posmatrani slučaj hidrauličkog sistema se od prethodnog razlikuje u prečniku cevovoda, a kod kojeg je: $D=600$ [mm]. Radna tečnost je voda čija je temperatura 15 [°C].

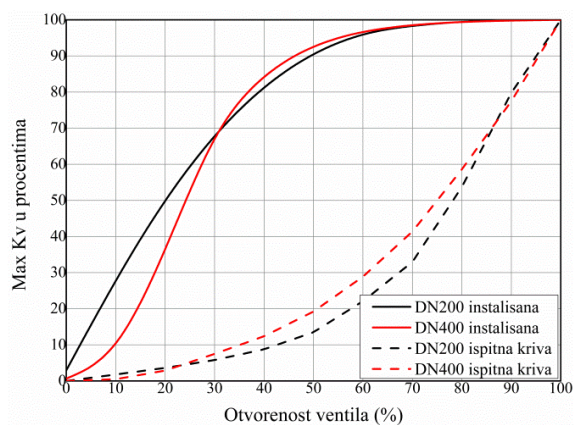


Slika 4.36. Šema hidrauličkog sistema

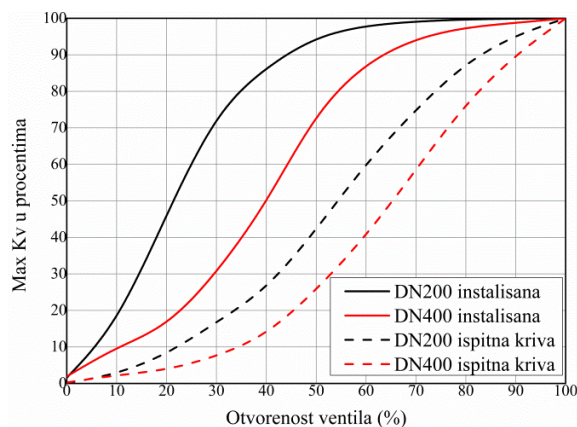
Za analizu ponašanja sistema u nestacionarnim režimima rada odabrana su tri najčešće korišćena tipa zatvarača kao glavni zatvarači za dovod do turbine: leptirasti, sferni i klipno-prstenasti (igličast) zatvarači. Prečnik zatvarača bira se prema uobičajenoj tehničkoj praksi na dve trećine prečnika cevi. Tipične bezdimenzione karakteristike zatvarača zasnovane na podacima proizvođača i utvrđene instalisane karakteristike za svaki razmatrani slučaj prikazane su na slikama 4.37, 4.38 i 4.39, gde je K_v koeficijent proticanja zatvarača. Ponovo, u skladu sa uobičajenom tehničkom praksom, za proračun se koristi linearno kretanje zatvarača (sa hidrauličkim ili električnim pogonom).



Slika 4.37. Karakteristike leptirastog zatvarača



Slika 4.38. Karakteristike sfernog zatvarača



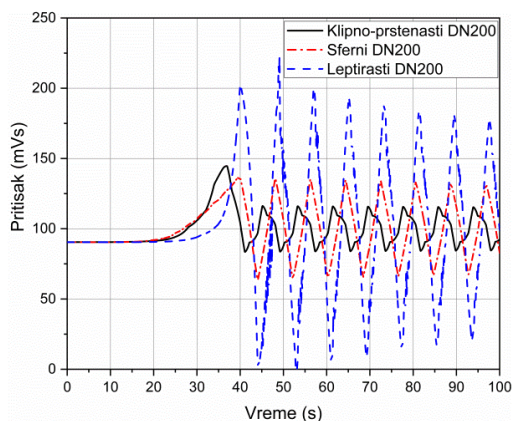
Slika 4.39. Karakteristike klipnog zatvarača

4.7. REZULTATI PRORAČUNA I ANALIZA HIDRAULIČKOG UDARA U SISTEMU

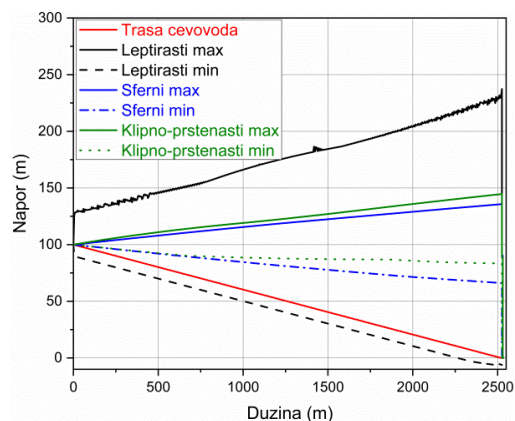
Radi preglednosti i jednostavnije analize deo rezultata proračuna fenomena hidrauličkog udara, u posmatranim hidrauličkim sistemima, prikazan je u obliku grafika, na slikama od 4.40. do 4.47.

Na slici 4.40. predstavljeni su rasporedi pritiska (napora) ispred sva tri tipa zatvarača, a za prečnik cevi 300 [mm], i vreme zatvaranja 30 [s]. Na slici 4.41. su predstavljene anvelope pritiska za ovaj slučaj.

Slika 4.40. pokazuje da je maksimalna promena pritiska tokom hidrauličkog udara najmanja za sferni zatvarač, a najveća na ulazu leptirastog zatvarača. Po zatvaranju zatvarača, amplitude oscilacije pritiska su najveće kod leptirastog, a najmanje kod klipnog zatvarača. Maksimalne promene pritiska događaju se na samom kraju zatvaranja zatvarača za leptirast i sferni zatvarač, dok se u slučaju klipnog zatvarača maksimum događa gotovo 5 [s] ranije.



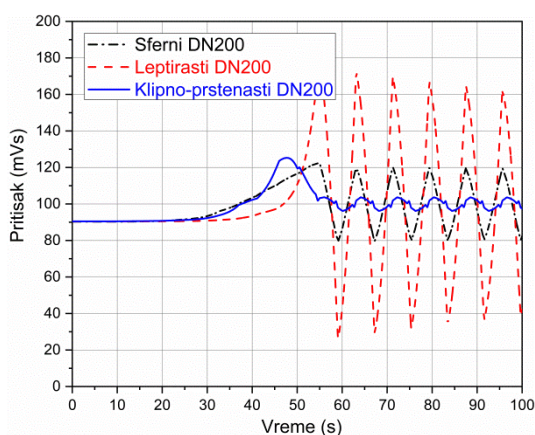
Slika 4.40. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_Z=30$ [s], cev DN300



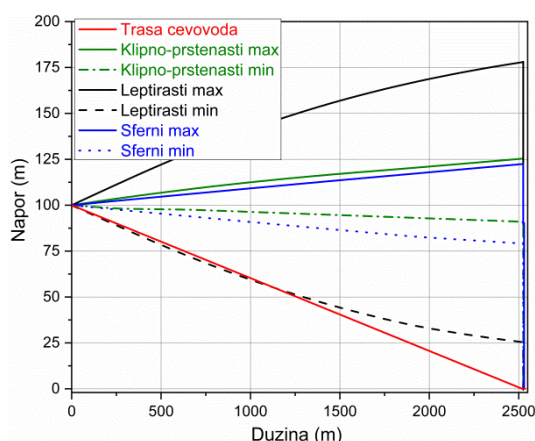
Slika 4.41. Anvelope pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_Z=30$ [s], cev DN300

Slika 4.41. pokazuje da samo u slučaju leptirastog zatvarača dolazi do pojave potpritiska duž cevovoda i mogućeg odvajanja vodenog stuba i posledičanog porasta pritiska, što se može videti iz dobijenih rezultata.

Na slici 4.42. prikazan je raspored pritiska pri hidrauličkom udaru kod različitih zatvarača, sa vremenom zatvaranja zatvarača od 45 [s]. Kao i u prethodnom slučaju, prečnik cevi je $D=300$ [mm]. Na slici 4.43. prikazane su anvelope pritiska za isti slučaj. Slika 4.42. pokazuje da je maksimalna promena pritiska tokom hidrauličkog udara najmanja za sferni zatvarač, a najveća na ulazu leptirastog zatvarača. Kod leptirastog i sfernog zatvarača, maksimalne promene pritiska događaju se na samom kraju zatvaranja, dok se u slučaju klipno-prstenastog zatvarača maksimum događa gotovo 5 [s] ranije.



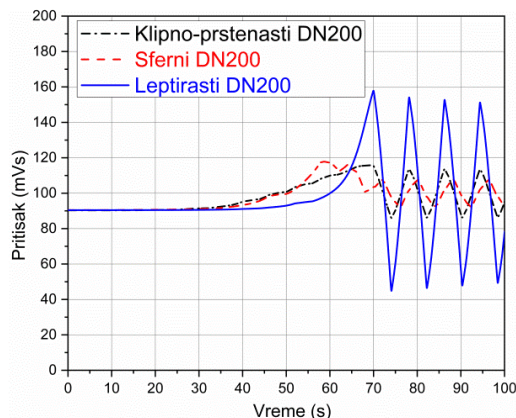
Slika 4.42. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_Z=45$ [s], cev DN300



Slika 4.43. Anvelope pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_Z=45$ [s], cev DN300

Sa slike 4.43. se vidi da produženje vremena zatvaranja zatvarača značajno smanjuje mogućnost pojave lokalnog potpritiska duž cevovoda i naknadnog odvajanja vodenog stuba.

Na slici 4.44. prikazani su pritisci pri hidrauličkom udaru za vreme zatvaranja zatvarača od 60 [s]. U ovom slučaju, minimalno povećanje pritiska je sa klipno–prstenastim zatvaračem. Ovde nije neophodno prikazivati anvelope pritiska jer one ne pružaju značajne nove zaključke o slučaju koji se razmatra.



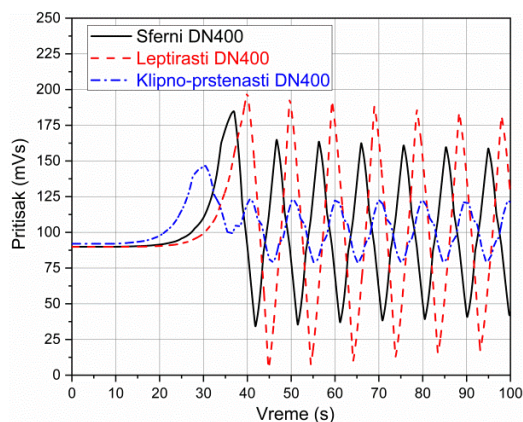
Slika 4.44. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=60$ [s], cev DN300

Za dati hidraulički sistem i vremena zatvaranja zatvarača od 30 [s], 45 [s] i 60 [s], bezdimenziona vremena zatvaranja su 7.57 (6.31), 11.35 (10.1) i 15.14 (12.11), respektivno. Vrednosti se odnose na prečnike zatvarača DN200, a vrednosti u zagradama na prečnike DN400. Preporuka je da bezdimenziono vreme zatvaranja (odnos vremena zatvaranja ventila T_z i vremena refleksije talasa $T_R = 2L/c$) bude veće od 5, ali

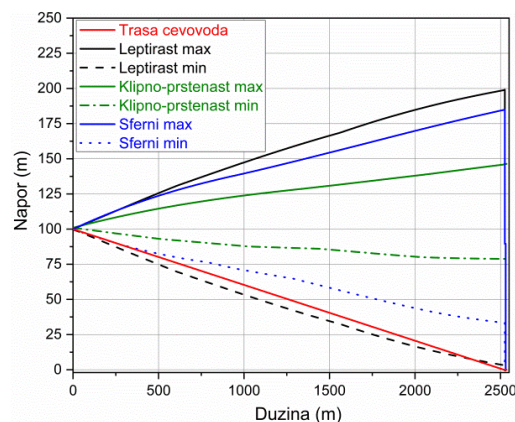
u slučaju kada je vreme zatvaranja 30 [s] to ni za jedan od zatvarača, svakako, nije dovoljno.

Na osnovu dobijenih rezultata mogao bi se doneti zaključak da treba birati sferni zatvarač za kraće ili klipni zatvarač za duže vreme zatvaranja. Kako bi se prethodni zaključci proverili, dalje analize su izvršene za cevovod prečnika DN600 i zatvarač nazivnog prečnika DN400.

Sledeće slike prikazuju deo numeričkih rezultata proračuna za drugi analiziran slučaj hidrauličkog sistema opisanog u prethodnom odeljku. Na slici 4.45. prikazan je raspored pritiska pri hidrauličkom udaru za različite zatvarače s vremenom zatvaranja $T_z=30$ [s]. Na slici 4.46. prikazane su anvelope pritiska za ovaj slučaj.



Slika 4.45. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=30$ [s], cev DN600

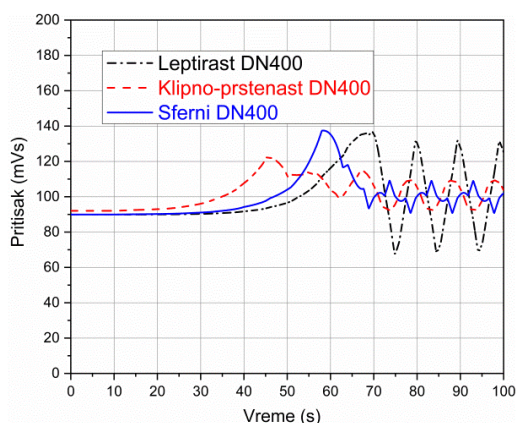


Slika 4.46. Anvelope pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=30$ [s], cev DN600

Slika 4.45. pokazuje znatno bolje rezultate za klipni zatvarač, tj. znatno manje povećanje pritiska, a položaj maksimuma se i sada javlja gotovo 10 [s] pre potpunog zatvaranja zatvarača, dok je ovo pomeranje kod sfernog zatvarača oko 3 [s]. Amplitude oscilacije pritiska najmanje su za klipni zatvarač, a najveće kod leptirastog zatvarača.

Na slici 4.46. prikazana je pojava potpritiska duž cevovoda u slučaju leptirastog zatvarača, ali ne dolazi do posledičnog povećanja pritiska, tj. ne postoji odvajanje vodenog stuba.

Sa slika 4.45. i 4.46. se vidi da nije moguće postići opšti zaključak o izboru tipa zatvarača i mogućem vremenu zatvaranja. Dobijeni rezultati ukazuju na to da je za svaki sistem potrebno odrediti instalisanu karakteristiku zatvarača i analizirati nestabilne režime



Slika 4.47. Raspored pritiska za različite zatvarače: vreme zatvaranja $T_z=60$ [s], cev DN600

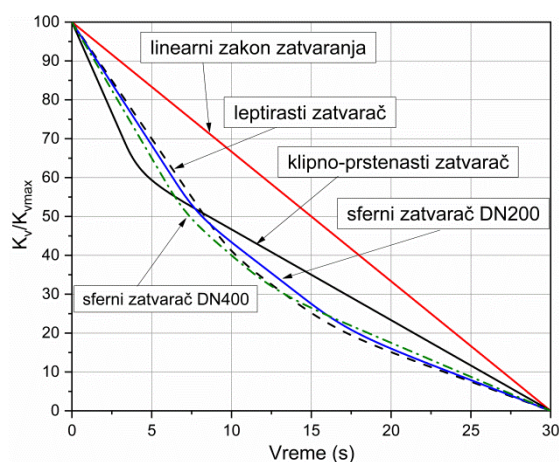
rada za različita vremena zatvaranja zatvarača. Na slici 4.47. prikazan je raspored pritiska pri hidrauličkom udaru za vreme zatvaranja $T_z=60$ [s]. Na osnovu dobijenih rezultata očigledno je da klipno-prstenasti zatvarač u ovom slučaju daje najbolje rezultate iako je bezdimenziono vreme zatvaranja kod njega najkraće. Svi prethodno dobijeni rezultati pokazuju da nema jedinstvenog rešenja koje bi se moglo uvek primeniti, a takođe se nameće i zaključak da je uvek potrebno odrediti instalisanu

karakteristiku zatvarača za razmatrani sistem i utvrditi dozvoljeno vreme zatvaranja.

Moderni sistemi regulacije i upravljanja omogućavaju da se postojeći sistemi znatno poboljšaju i da se odziv sistema uskladi sa željenim parametrima bez velikih promena u sistemu. Naime, tradicionalno se koriste aktuatori koji imaju jednaku brzinu otvaranja i zatvaranja ventila, a danas su dostupni električni aktuatori promenljivog broja obrtaja koje je moguće jednostavno regulisati. Takođe, moguće je postojeći hidraulički pogon dograditi tako da ima promenljivu brzinu zatvaranja, ali ova nadogradnja se uglavnom svodi na postizanje hoda sa dve brzine.

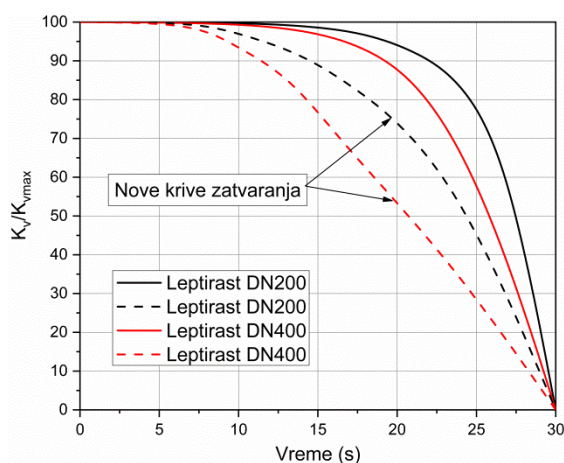
U daljim analizama razmatrani su zakoni zatvaranja zatvarača sa promenljivom brzinom pri čemu je osnovni cilj bio postizanje boljih karakteristika sistema pri nestacionarnim radnim režimima i to za najkraće vreme zatvaranja zatvarača.

Na slici 4.48. prikazan je linearni i više nelinearnih zakona zatvaranja kojima se koriguje karakter promene instalisane krive zatvarača tokom procesa zatvaranja zatvarača. Za svaki od definisanih zakona zatvaranja grafički su prikazane krive zatvaranja zatvarača pri čemu je razmatrano samo najnepovoljnije vreme zatvaranja zatvarača od 30 [s], za koje je najteže odrediti optimalan zakon. Za ovako projektovane zakone zatvaranja sa promenljivim brojem obrtaja pogona zatvarača prikazana je procentualna vrednost koeficijenta proticanja zatvarača u funkciji vremena. Gotovo za svaki od zatvarača su korišćeni različiti zakoni zatvaranja kako bi se za razmatrane sisteme dobile najbolje karakteristike i pri tome su korišćeni realni podaci proizvođača za električne pogone (AUMA VFD) promenljive brzine.

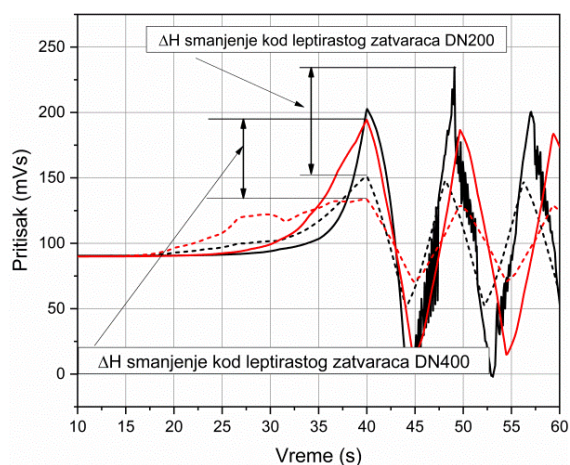


Slika 4.48. Novi zakoni zatvaranja zatvarača sa promenljivom brzinom aktuatora

Na slikama 4.49 i 4.50. prikazane su nove krive zatvaranja leptirastih zatvarača i promene pritiska koje nastaju ispred samih predturbinskih zatvarača pri korišćenju linearnih i korigovanih zakona zatvaranja.

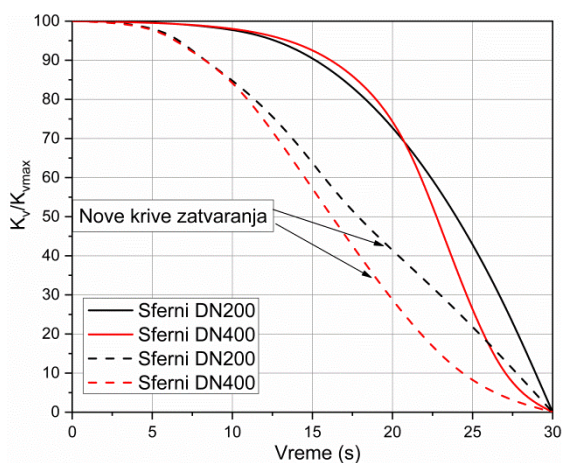


Slika 4.49. Nove krive zatvaranja-leptirastog zatvarača

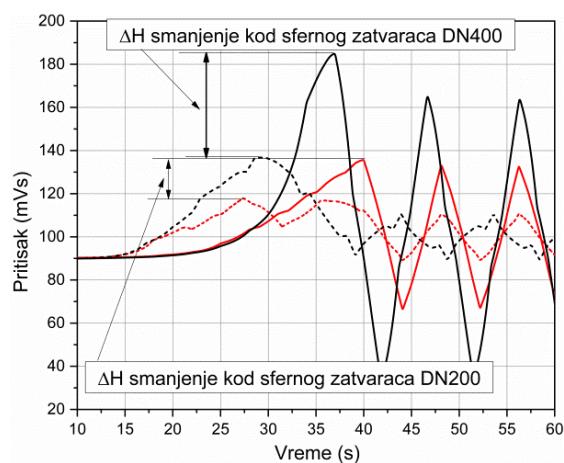


Slika 4.50. Promena pritiska ispred zatvarača, linearni i nelinearni zakon zatvaranja

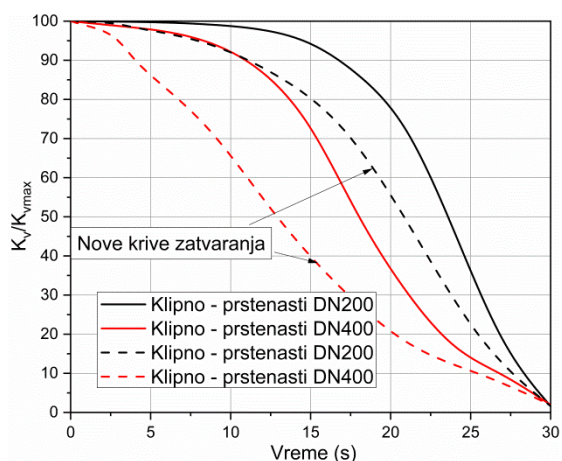
Na slikama 4.51. i 4.52. prikazani su rezultati koji su dobijeni korekcijama krivih zatvaranja sfernog zatvarača. Iako zakoni prikazani na slici 4.48. imaju prividno male razlike, karakter promene krive zatvaranja zatvarača je značajan što se jasno vidi sa slike 4.51.



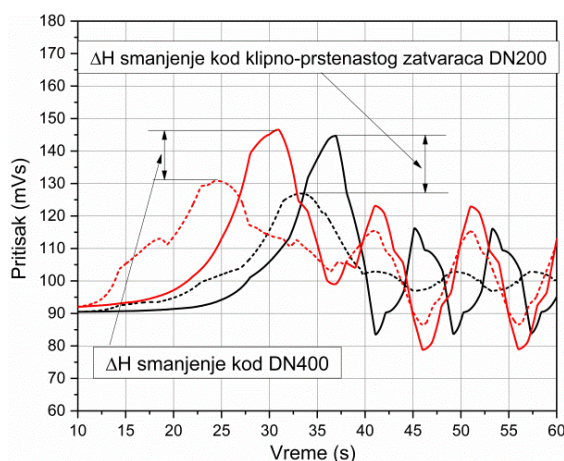
Slika 4.51. Nove krive zatvaranja–sfernog zatvarača



Slika 4.52. Promena pritiska ispred zatvarača, linearni i nelinearni zakon zatvaranja



Slika 4.53. Nove krive zatvaranja–klipno–prstenastog zatvarača



Slika 4.54. Promena pritiska ispred zatvarača, linearni i nelinearni zakon zatvaranja

Na slikama 4.53. i 4.54. prikazani su rezultati koji su dobijeni korekcijama krivih zatvaranja klipno–prstenastih zatvarača. I u ovom slučaju se uočava znatna razlika između krivih koje se za isti nelinearni zakon preslikavaju u krive zatvaranja zatvarača sa realnog sistema i konkretno izabrani zatvarač.

Opšti zaključak koji se ovde nameće je da nije moguće dati generalni zaključak o izboru zakona zatvaranja, ali svakako se može doneti zaključak da nelinearni zakoni zatvaranja daju, pri dobrom projektovanju, znatno bolje rezultate i da aktuatori promenljivog broja obrtaja čine sistem znatno fleksibilnijim i upravljivijim.

U tabeli 4.2. dati su sledeći podaci: bruto i neto pad turbine u metrima vodenog stuba [mVs], ΔH_{max} –maksimalni porast pritiska u metrima vodenog stuba [mVs], i H^* –amplitude

oscilacije pritiska nakon zatvaranja zatvarača. Podaci se daju za različite prečnike zatvarača, različita vremena zatvaranja zatvarača i različite zakone zatvaranja. U istoj tabeli su, takođe, dati i podaci koji se odnose na vremena zatvaranja od 45 [s] i 60 [s] koji nisu predstavljeni grafički jer nisu od većeg značaja za analizu, ali su zbog kompletnosti podataka ovde prikazani.

Tabela 4.2. Rezultati dobijeni numeričkim proračunima

Prečnik	Zatvarač		Tz=30 [s]			Tz=45 [s]	Tz=60 [s]
			Linearno zatvaranje	Nelinearno zatvaranje	ΔH -smanjenje [mVs]	Linearno zatvaranje	Linearno zatvaranje
DN 200	Sferni	Bruto pad	100	100	19.3 (41 %)	100	100
		Neto pad	90	90		90	90
		ΔH_{max}	47	27.7		32	28
		H*	32	9.7		19	6
	Klipno-prstenasti	Bruto pad	100	100	18.4 (33 %)	100	100
		Neto pad	90	90		90	90
		ΔH_{max}	55	36.6		35	26
		H*	16	2.7		4	13
	Leptirasti	Bruto pad	100	100	67.6 (53 %)	100	100
		Neto pad	90	90		90	90
		ΔH_{max}	128	60.4		86	67
		H*	91	49		68	52
DN 400	Sferni	Bruto pad	100	100	47.4 (50 %)	100	100
		Neto pad	90	90		90	90
		ΔH_{max}	94	46.6		68	47
		H*	63	10.6		31	9
	Klipno-prstenasti	Bruto pad	100	100	15.2 (27 %)	100	100
		Neto pad	90	90		90	90
		ΔH_{max}	56	40.8		44	32
		H*	21	15		14	9
	Leptirasti	Bruto pad	100	100	60.4 (57 %)	100	100
		Neto pad	90	90		90	90
		ΔH_{max}	106	43.6		74	46
		H*	88	28.3		62	31

U ovom delu je prikazan uticaj ispitne krive (zasnovane na podacima proizvođača) i instalisane krive na nestacionarne radne režime jednog hidroenergetskog postrojenja. Iako je dobro poznato da su primarni uređaji kojima se vrši regulacija protoka kod malih hidroelektrana lopatice pretkola ili mlaznice, postoje situacije kako kod ovih postrojenja tako i kod drugih sistema hidrauličkog transporta gde se za potrebe prekida strujanja koriste

sekundarni uređaji tj. predturbinski zatvarači. U slučajevima kada dođe do otkaza primarnih uređaja za regulaciju protoka (kod hidrauličkih turbina) predturbinski zatvarač preuzima funkciju prekidanja dotoka vode ka turbini kod njenog ispada sa mreže. Kod izbora predturbinskog zatvarača veoma je važno poznavati njegovu karakteristiku–ispitnu krivu koja se dobija od proizvođača, ali je od posebne važnosti i utvrđivanje instalisane karakteristike u sistemu koja može značajno da se razlikuje. Za potrebe analize izabrana su tri tipična predstavnika regulacionih zatvarača i utvrđene su njihove ispitne i instalisane karakteristike za dva prečnika cevovoda pri čemu su zadržani parametri koji se odnose na bruto i neto pad. Najpre su izvršeni proračuni koji se odnose na tri vremena zatvaranja zatvarača i ukazano je na razlike koje se dobijaju i nemogućnost donošenja uopštenog zaključka o tipu i prečniku zatvarača koji daje najoptimalnije karakteristike pri nestacionarnim režimima. Pored toga određene su obe navedene karakteristike za tri razmatrana tipa predturbinskih zatvarača i proračunima je pokazano kako njihove instalisane karakteristike utiču na nestacionarne radne režime tj. na porast pritiska pri hidrauličkom udaru.

Kako bi se postigle bolje karakteristike sistema pri nestacionarnim radnim režimima i to za najkraće vreme zatvaranja zatvarača u daljim analizama razmatrani su zakoni zatvaranja zatvarača sa promenljivom brzinom električnog (ili hidrauličkog) pogona. Daljim analizama je pokazano kako se instalisana karakteristika zatvarača menja primenom nelinearnih zakona zatvaranja i promenom brzine pogona, a zatim su izvršeni proračuni nestacionarnih radnih režima i hidrauličkog udara kod promenjenih zakona zatvaranja i grafički i tabelarno su dati podaci koji ukazuju da je moguće značajno ublažiti porast pritiska i sekundarne oscilacije koje nastaju nakon njegovog zatvaranja.

Zaključak koji se nameće posle izvršenih analiza je da se korišćenjem aktuatora promenljivog broja obrtaja sistem čini znatno fleksibilnijim i upravljivijim, ali takođe da je neophodno analizirati svaki hidraulički sistem ponaosob i regulacione zatvarače uz definisanje ispitne i instalisane karakteristike i zakone zatvaranja.

5. PRORAČUN NESTACIONARNIH–PRELAZNIH PROCESA U HIDROTURBINSKIM POSTROJENJIMA

5.1. HIDROTURBINSKA POSTROJENJA–HIDROELEKTRANE

Hidraulička energija je obnovljiva energija koju poseduje tečnost koja struji u rekama, potocima, kanalima. Ova energija je vekovima transformisana u mehaničku energiju i kao takva korišćena. Njena transformacija u električnu energiju realizovana je nešto ranije od jednog veka.

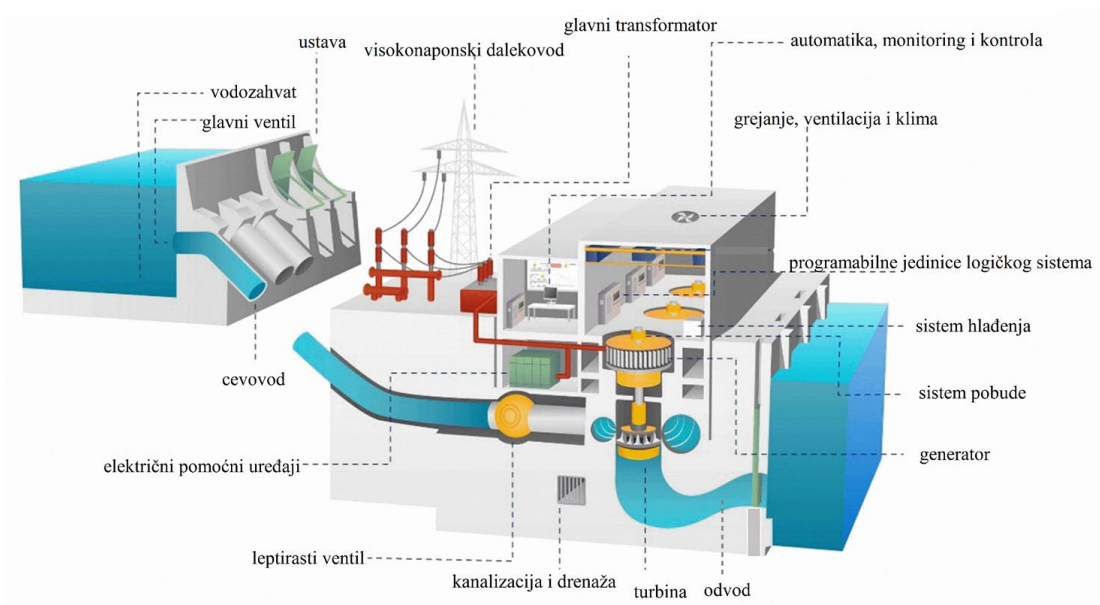
Hydroelektrana (HE) je energetska postrojenja za proizvodnju električne energije na račun transformacije energije vodene struje. Lokaciju za gradnju HE treba birati tako da ona ima veliki protok vode ili da postoji visinska razlika između gornjeg i donjeg nivoa vode. Dakle, za izgradnju HE biraju se reke koje imaju velike protoke ili pak planinski protoci koji uglavnom imaju male protoke, ali zato imaju velike padove. Pod velikim HE podrazumevaju se HE sa snagom većom od 100 [MW], srednje HE snage od 10 [MW] – 100 [MW], male HE snage od 1 [MW] – 10 [MW], mini HE sa snagom od 100 [kW] – 1 [MW] i mikro HE sa snagom do 100 [kW].

5.2. TIPOVI HIDROELEKTRANA

Sve HE se mogu podeliti na: akumulacione, reverzibilne i protočne.

Akumulacione HE se mogu nazvati tzv. klasičnim HE sa uobičajenim komponentama: akumulacija, brana, dovodni tunel ili cevovod, mašinska zgrada, turbinski agregat i odvodni kanal do donje vode. Reverzibilne HE mogu da se svrstaju i u akumulacione, ali se njihova akumulacija puni prirodnim putem dok se veći deo vode dobija vraćanjem vode na gornji nivo (recirkulacija). Reverzibilne elektrane se uvek izvode kao derivacione tj. sa cevovodom koji spaja “gornju” i “donju” vodu i njihova osnovna namena je uravnotežavanje proizvodnje i potrošnje električne energije u toku dana i noći. Akumulacione HE su najčešće izvedene kao pribranske ili sa kratkom derivacijom. Sa druge strane protočne HE nemaju akumulaciju i izvode se češće kao derivacione, a rade kao pribranske. U ovom slučaju termin pribranske možda nije potpuno odgovarajući, jer se ove elektrane izvode malim–niskim pregradama u

reci koje imaju namenu vodozahvatanja ili ostvarivanja manjeg pada koji se koristi za rad turbinskih agregata.



Slika 5.1. Osnovni delovi hidroelektrane

Izvor: <https://med.neduet.edu.pk/node/227>

5.3. KLASIFIKACIJA VODNIH TURBINA

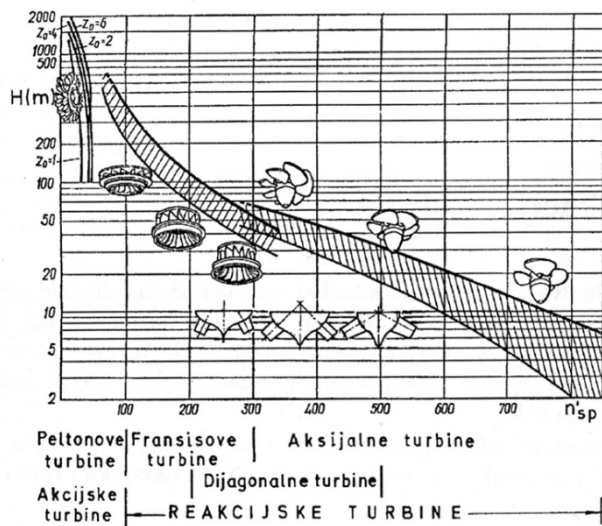
Turbina predstavlja element HE u kome se realizuje transformacija hidrauličke energije u mehaničku. Ova transformacija energije vrši se, uglavnom, u obrtnom kolu turbine i zato se ono smatra osnovnim elementom turbine. U zavisnosti od toga kakav oblik ima hidraulička energija struje vode pri izlazu iz sprovodnog aparata, hidrauličke turbine se dele na akcijske i reakcijske.

Akcijske turbine. Za ove turbine se koriste i nazivi aktivne i slobodnostrujne. Kod njih se voda čiji je nivo na nekoj visini u odnosu na nivo slobodne površi slivnog kanala, iz rezervoara transportuje cevovodom i ispušta kroz mlaznik, koji je na nekoj visini u odnosu na slobodnu površ kanala. Na izlazu iz mlaznika potencijalna energija se transformiše u kinetičku koja izaziva obrtanje obrtnog kola i tako se transformiše u mehaničku. Ova transformacija se dešava pri atmosferskom pritisku, a korišćenjem slobodne struje i zato se nazivaju i slobodnostrujne.

Reakcijske turbine. Osnovna razlika ovih turbina od akcijskih je u tome, što one rade sa natpritiskom: u struji vode koja dolazi na lopatice radnog kola turbine, pritisak je viši od pritiska u struji koja izlazi sa lopaticom. Kod njih se, praktično svi oblici hidrauličke energije transformišu u mehaničku energiju. Često se za ove turbine koristi i naziv pritisne turbine.

Istraživanja i razvoj u oblasti hidrauličkih turbina doveli su do jedne veoma važne činjenice, da je nemoguće sa jednim tipom (geometrijskim oblikom) turbine ostvariti kvalitetnu razmenu energije za sve protoke i padove, koji se mogu javiti na različitim vodotocima.

Na slici 5.2. prema preporukama jednog od najvećih proizvođača turbine na svetu–Voith, date su šeme obrtnih kola Pelton–ovih, Francis–ovih, dijagonalnih i aksijalnih turbina [138].



Slika 5.2. Oblaci kola i oblast primene savremenih turbina u zavisnosti od pada H i specifične brzine obrtanja n'_{sp}

Oblik kola i konstrukcija turbine zavisi od specifične brzine obrtanja n'_{sp} . Područje primene uslovljava se i neto padom H zbog kavitacije. U tabeli 5.1. data je klasifikacija turbina u zavisnosti od specifične brzine obrtanja [138].

Tabela 5.1. Klasifikacija turbina prema specifičnim brzinama obrtanja n'_{sp}

Tip turbine	Interval padova H [m]	Specifičnabrzinaj obrtanja n'_{sp}		
		Sporohode	Normalne	Brzohode
Pelton–ove	100–2000	4–15	15–25	25–60
Broj mlaznica		$Z_0=1-2$	$Z_0=2-4$	$Z_0=5-6$
Francis–ove	40–700	80–150	150–250	150–450
Dijagonalne	30 – 200	230–280	280–340	340–500
Aksijalne	3–80	350–450	450–650	650–1100

5.3.1. Pelton–ove turbine

Pelton-ove turbine, kao što je rečeno, spadaju u grupu akcijskih turbina. Osnovni delovi Pelton–ove turbine su dati na slici 5.3. a to su:

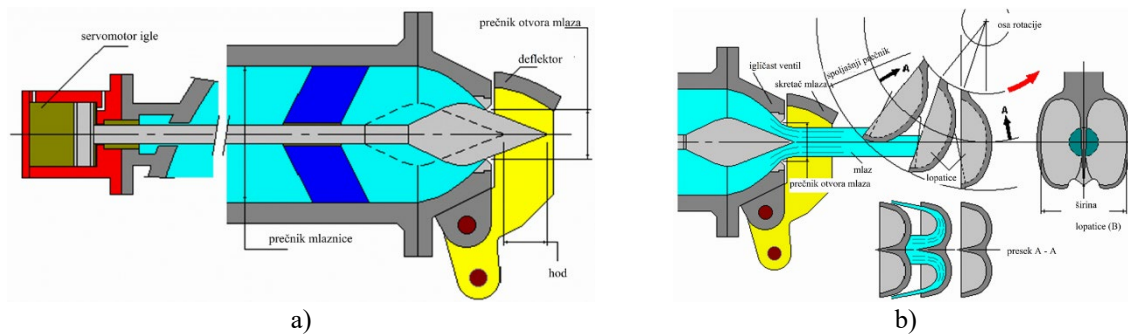
- turbinski razvod ispred mlaznica,
- mlaznik sa kopljem za regulaciju,
- usmerivač mlaza,
- obrtno kolo sa lopaticama,
- vratilo i
- kućište.



Slika 5.3. Pelton–ova turbina

Izvor: <http://hydrohrom.cz/en/pelton-turbines/hhp-h-type-horizontal-compact-pelton-turbine-4.html>

Voda se cevovodom i turbinskim razvodom dovodi do jedne ili više mlaznica. Regulacija protoka vode u mlazniku vrši se pozicijom koplja za regulaciju. Promena pozicije koplja vrši se servo mehanizmom, a pozicija zavisi od nivoa u akumulaciji ili raspoloživog dotoka, slika 5.4. [138].



Slika 5.4. a) Regulisanje protoka kopljem, b) Dejstvo mlaza na lopaticu

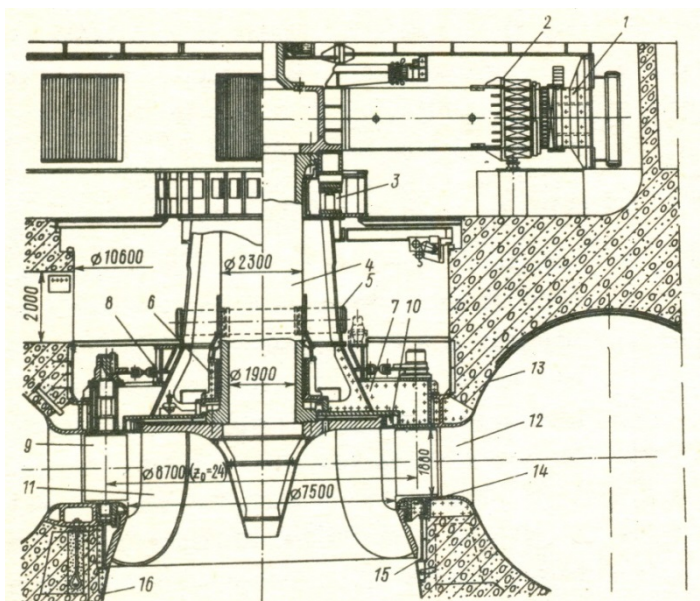
Prilikom zaustavljanja turbine, usmerivač vode preseca struju i njeno dejstvo usmerava izvan lopatica kako bi se sprečila pojava velikog pobega turbine.

5.3.2. Francis–ove (Radijalno–osne) turbine

Francis–ove turbine se danas koriste za napore od 40 [m] do 600 [m], mada postoji izvedeno postrojenje sa $H_{max}=674$ [m]. Radijalno–osne turbine se dele na niskonaporne, ili

brzohode, za napore od 70 [m] do 80 [m], srednje brzohodosti od 80 [m] do 200 [m] i visokonaporne, ili sporohode, za napore više od 200 [m]. U poslednje vreme izdvaja se posebna grupa sporohodih radijalno–osnih turbina sa naporima od 400 [m] do 450 [m]. Radijalno–osne turbine se izvode sa vertikalnim i horizontalnim vratilom. Turbine sa horizontalnim vratilom se češće izvode za male hidroelektrane.

Na slici 5.5. dat je presek hidroelektrane Krasnojarsk [139] u kojoj je ugrađena Francis–ova turbina, snage 508 [MW], sa vertikalnim vratilom, pri naporu od $H=93$ [m].



Legenda:

- 1 – stator generator
- 2 – rotor generator
- 3 – noseći ležaj
- 4 – vrtilo agregata
- 6 – vodeći ležaj
- 7 – poklopac turbine
- 8 – aparat za pokretanje lopatica sprovednog kola
- 9 – lopatice sprovednog kola
- 10 – odzračni ventil
- 11 – Francis–ova turbina
- 12 – stator turbine
- 13 – spirala
- 14 – zaptivni prsten
- 15 – izlazni prsten
- 16 – obloga difuzora

Slika 5.5. Agregat sa Francis–ovom turbinom

Osnovni elementi turbinskog bloka jednog agregata sa Francis–ovom turbinom su: protočni deo, obrtno turbinsko kolo i uređaji za turbinsku regulaciju.

Protočni deo turbinskog bloka čine: spirala, koja ima zadatak da skrene vodu i da je ravno–merno dovede do obrtnog kola, stator turbine sa fiksiranim lopaticama, koji takođe skreće vodu i raspoređuje je prema turbini, sprovedni aparat–pretkolo sa zakretnim lopaticama kojim se reguliše protok kroz turbinu, i najzad difuzor, na izlazu turbine, koji služi da se ostvari sifonsko dejstvo i iskoristi veći deo kinetičke energije koju poseduje voda pri izlazu iz radnog kola.

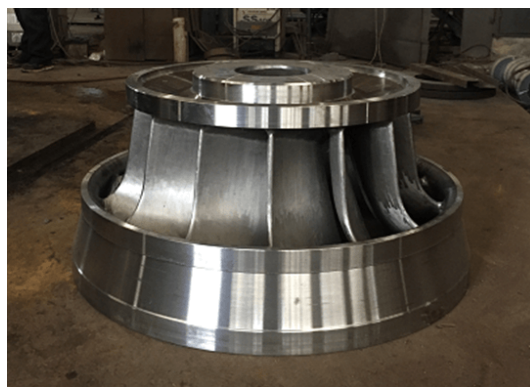
Turbinsko kolo Francis–ove turbine sastoji se iz gornjeg diska i obodnog prstena za koji su pričvršćene lopatice (slika 5.6).

Uređaje za turbinsku regulaciju čine servomotori i drugi mehanički uređaji koji obezbeđuju zakretanje lopatica sprovednog kola, a time obezbeđuju regulaciju protoka vode. Da bi se obezbedilo pokretanje svih lopatica sprovednog kola za isti ugao, sve su osovine za zakretanje lopatica vezane preko zglobnih poluga za regulacioni prsten slika 5.7. [140] i na taj

način se uspostavlja protok kroz turbinu koji odgovara željenoj snazi. Iznad turbine je postavljen generator, koji pretvara mehaničku energiju u električnu.



1)

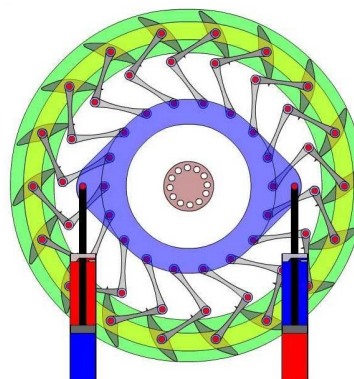


2)

Slika 5.6. Radno kolo Francis–ove turbine

1) <https://selida.en.made-in-china.com/product/QMpEsueKCwkR/China-Runner-of-Francis-Turbine.html>

2) <https://www.smallhydro turbine.com/>



Slika 5.7. Šema zakretanja lopatica sprovednog kola delovanjem servomotora na prsten

5.4. OSNOVNI PARAMETRI HIDROTURBINA

Svako hidroturbinsko postrojenje karakteriše se osnovnim parametrima. Pri projektovanju turbinskog postrojenja neophodno je da se na osnovu svih prirodnih karakteristika vodotoka, ekonomskih i tehničkih mogućnosti, definišu potrebne veličine na osnovu kojih se određuje broj i vrsta turbine. Kod već izgrađenih turbinskih postrojenja, turbine rade sa određenim parametrima, od kojih neki mogu biti konstantni, dok se većina njih menja zavisno od radnog režima.

Osnovnim parametrima hidrauličkih turbina smatraju se sledeće veličine: protok, bruto pad, neto pad, snaga, stepen korisnosti, brzina obrtanja, kavitacijski koeficijent i dr.

Protok turbine Q [m^3/s] predstavlja onu zapreminu vode koja u jednoj sekundi protekne kroz turbinu i on se može menjati za različite radne režime turbine.

Bruto jedinični strujni rad $Y_{br} = gH_{br}$ [J/kg], gde je g [m/s²] gravitaciono ubrzanje, a H_{br} [m], koji se naziva bruto pad elektrane, predstavlja razliku ukupne jedinične energije gornjeg nivoa vode u akumulaciji e_g i energije donjeg nivoa nizvodno od turbine e_d tj. $Y_{br} = gH_{br} = e_g - e_d$. Kako se tokom godine obično menja gornji nivo vode, a u slučaju velikih voda i donji nivo i H_{br} je promenljiva veličina.

Neto jedinični strujni rad $Y_n = gH_n$ [J/kg], gde je H_n [m] predstavlja ukupnu razliku jediničnih strujnih energija na ulazu i izlazu iz turbine, dok se u praksi češće koristi H_n [m] kao neto pad turbine. Obično se neto pad turbine H_n označava samo sa H [m]. Računski neto pad turbine $H_n = H$ određuje se pre projektovanja turbine i to na osnovu protoka Q , dimenzija cevovoda i armature, kao i analize promene gornjeg i donjeg nivoa vode.

Hidraulička snaga turbine P_h [W] predstavlja onu količinu rada u jedinici vremena koju bi voda razmenila u turbini kada ne bi bilo energijskih gubitaka, tj. $P_h = \rho QY = \rho QgH$ [W], gde je ρ [kg/m³] gustina vode. Snaga turbine P [W] je snaga koja se dobija na izlazu iz generatora turbine i jednaka je $P = \rho QgH\eta$, gde je η ukupi stepen korisnosti agregata.

Brzina obrtanja kola turbine n [min⁻¹] i ugaona frekvencija kola turbine ω [s⁻¹] su povezani izrazom: $\omega = 2\pi n/60$. Ako je turbina direktno spojena sa sinhronim generatorom naizmjenične struje, onda se ona mora obrtati stalnom brzinom kako bi frekvencija mreže $f = pn/60 = p\omega/(2\pi)$ u Evropi iznosila 50 [Hz]. Na osnovu ovih izraza sinhrona brzina obrtanja za frekvenciju u mreži od 50 [Hz] iznosi $n = 3000/p$, gde je p –broj pari polova generatora.

Kavitacioni koeficijent σ koji definiše kavitaciono stanje turbine tj. moguće je da dođe do javljanja mehurova vodene pare u radnom kolu. Zato se modelskim ispitivanjem utvrđuje kolika je vrednost kavitacionog koeficijenta ispod koje ne sme da se ide, tj. kolika je kritična vrednost σ_{kr} , jer će u protivnom doći do kavitacijskih oštećenja.

Samo promenom protoka se može ostvariti značajna promena snage turbine, ali tada treba uzeti u obzir da se promenom protoka menjaju energijski i kavitacioni parametri turbine. Inače, protok kroz turbinu zavisi od njenih dimenzija, oblika strujnog toka u protočnom delu

turbine, brzine obrtanja kola, jediničnog strujnog rada, kao i od hidrauličkih i zapreminskih stepena korisnosti η_h i η_Q .

5.5. KARAKTERISTIKE VODNIH TURBINA

Karakteristike turbina predstavljaju analitičku ili grafičku vezu između geometrijskih (D_1, d_{SA}), energijskih (H, P, Q, η, T, n) i kavitacionih parametara (σ, H_s) određenog tipa turbine i veoma su važne pri projektovanju hidroturbinskih postrojenja–hidroelektrana. Pravilno projektovanje hidroelektrana je nemoguće bez poznavanja karakteristika turbine jer se na osnovu njih biraju svi važni parametri: broj agregata, prečnik obrtnog–radnog kola, broj obrtaja, radna tačka, dubina potapanja i dr. Na osnovu karakteristika turbine vrši se i projektovanje njihovih regulatora. Izgrađene hidroelektrane funkcionišu na osnovu pouzdanih, poznatih karakteristika turbine pomoću kojih je moguće izabrati najpovoljniji režim rada, kao i opseg dozvoljenih režima rada.

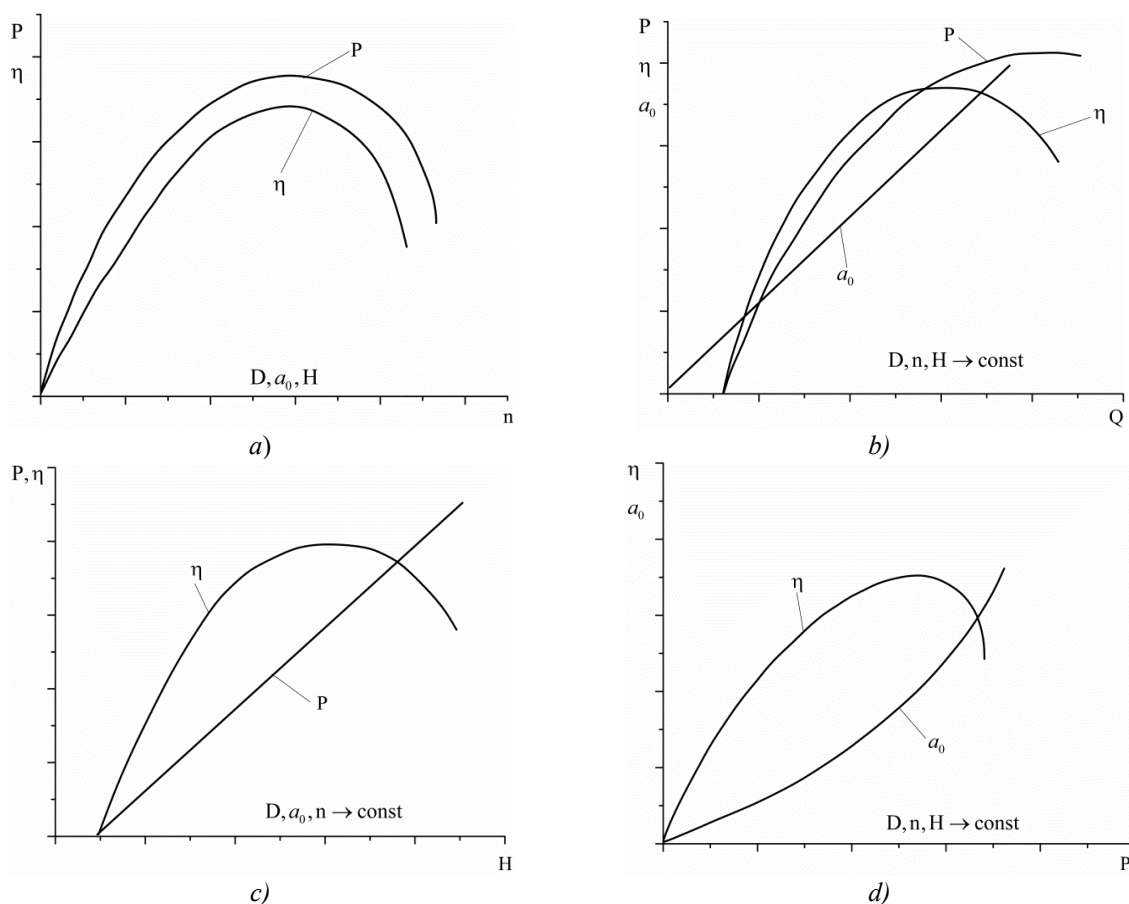
Energijske i kavitacione karakteristike turbine sa jediničnom regulacijom, koje se u ovom radu razmatraju (Pelton–ove i Francis–ove turbine, kod kojih se regulacija vrši samo jednim elementom–vrhom koplja u mlaznici ili zakretanjem lopatica sprovednog aparata), date su sledećim zavisnostima:

$$\left. \begin{aligned} P &= f_1(D_1, a_0, Q, n), & H &= f_2(D_1, a_0, Q, n) \\ \eta &= f_3(D_1, a_0, Q, n), & \sigma_{kr} &= f_4(D_1, a_0, Q, n) \end{aligned} \right\} \quad (5.5.1)$$

gde oznaka a_0 – predstavlja otvor sprovednog aparata ili mlaznice, D_1 –prečnik radnog kola, Q –protok, n –broj obrtaja i ugao $\alpha_{SA} = f(a_0)$ za Francis–ove turbine. Navedene zavisnosti (5.5.1) se obično predstavljaju u obliku grafika, jer se njihovo analitičko određivanje može dati samo približno.

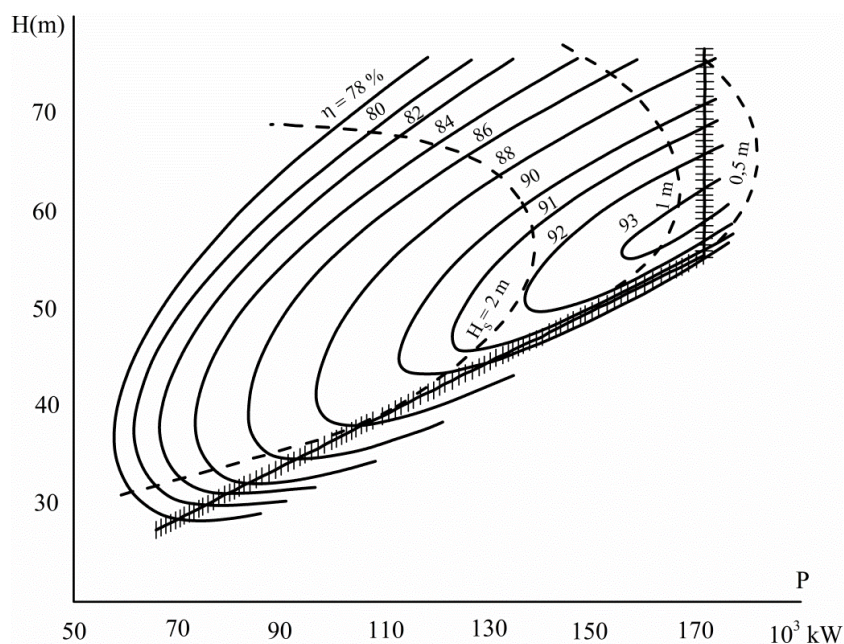
Zavisnosti (5.5.1.) mogu se prikazati u obliku više jednostavnijih zavisnosti u kojima se pojedine veličine mogu smatrati nepromenljivim dok se među ostalim promenljivim veličinama određuje funkcionalna zavisnost. Ovakve zavisnosti se u literaturi [138] nazivaju jediničnim karakteristikama. Obično su to zavisnosti između dve veličine pri čemu se treća veličina uvodi kao parametar. U zavisnosti od izabrane nezavisno promenljive veličine, koja se nanosi na apcisnoj osi definišu se sledeće linijske karakteristike koje su prikazane na slici 5.8. [138].

Potpunu sliku o energijskim i kavitacionim karakteristikama turbina mogu dati samo karakteristike koje uključuju sve uticajne parametre date izrazima (5.5.1.).



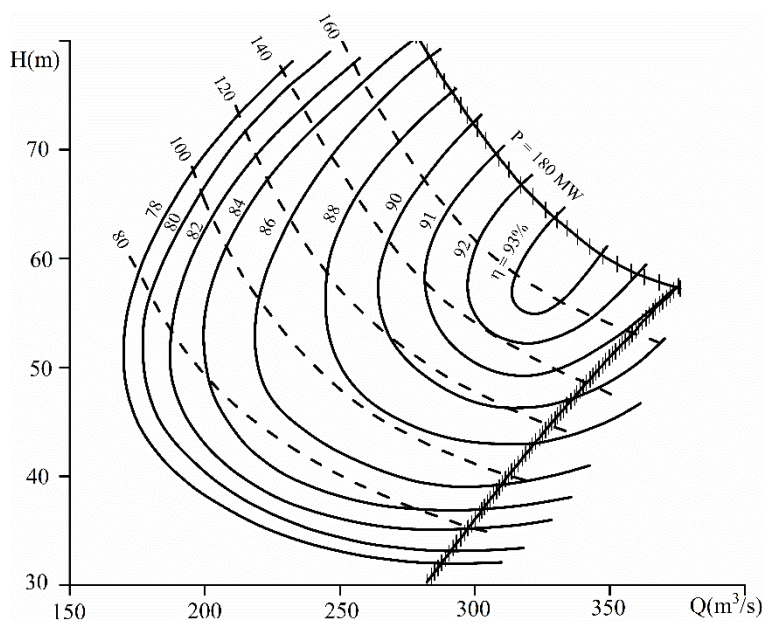
Slika 5.8. a) – karakteristika brzine obrtanja, b) – karakteristika protoka, c) – karakteristika pada, d) – karakteristika snage

Postoji nekoliko tipova univerzalnih karakteristika. Veliku primenu ima karakteristika napor–snaga tzv. eksploataciona karakteristika, koja daje zavisnost $\eta = f(H, P)$ za zadate vrednosti D i n dok se protok iz nje preračunava. Taj naziv je proistekao iz obaveze da broj obrtaja agregata mora biti konstantan pri radu hidroelektrane pod opterećenjem. Kao primer, na slici 5.9. [141] data je univerzalna eksploataciona karakteristika radijalno–osne turbine prečnika $D_1 = 6.3$ [m] i broja obrtaja $n = 88.3$ [min^{-1}]. Sve promenljive u polju P, H date su u obliku izolinija. Na datoj slici nanešene su linije stepena korisnosti u procentima i dozvoljene vrednosti usisne visine H_s , koja obezbeđuje odsustvo kavitacije. Osim toga, postoje dve granične linije (date crticama): donja kosa određuje graničnu vrednost najveće snage koju treba da obezbedi turbina pri datom naporu (što je manji napor, manja je i granična snaga) i vertikalna desno koja definiše najveću snagu prema uslovu opterećenja generatora (npr., pri $H = 60$ [m], turbina obezbeđuje snagu oko 190 [MW], ali ona dovodi do preopterećenja generatora). Presek tih dveju graničnih linija određuje računski napor (u ovom slučaju $H_p = 57$ [m]).



Slika 5.9. Univerzalna karakteristika $\eta = f(H, P)$

Ponekad se crta eksploataciona karakteristika $H-Q$ za konstantne vrednosti D i n , pri čemu se na osnovu podataka preračunava snaga P . Izgled te karakteristike za napred datu turbinu predstavljen je na slici 5.10. [141]. Ovde granične krive imaju isto značenje, ali se oblik krivih menja. Specijalno, gornja ograničavajuća kriva na osnovu snage generatora ima oblik, blizak hiperboli, analogni oblik imaju sve izolinije konstantne snage (one su hiperbole pri konstantnom stepenu korisnosti).



Slika 5.10. Univerzalna karakteristika turbine $P = f(H, Q)$

Da bi se dobila glavna univerzalna kriva uvode se veličine koje se nazivaju značicama i date su izrazima:

$$n_{11} = nD_1/\sqrt{H}; \quad Q_{11} = Q/(D_1^2\sqrt{H}), \quad (5.5.2)$$

ili umesto njih

$$\varphi = 4Q/(D_1^2\pi u_1); \quad \psi = 2Y/u_1^2, \quad (5.5.3)$$

zatim stepen korisnosti

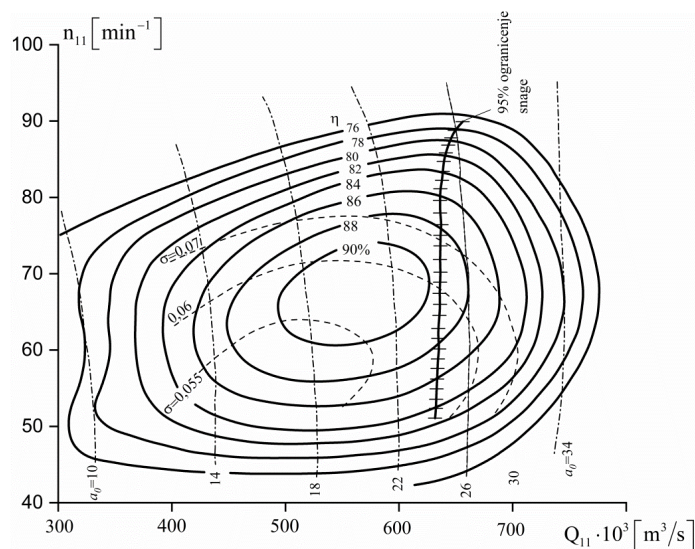
$$\eta_i = P_i/(\rho gHQ), \quad (5.5.4)$$

i kavitacioni koeficijent

$$\sigma_{kr} = NPSH/Y. \quad (5.5.5)$$

Grafička zavisnost veličina n_{11}, Q_{11}, η_i i σ jedne turbine u literaturi [138] naziva se univerzalnom karakteristikom. Ove karakteristike, za svaku turbinu, dobijaju se eksperimentalnim ispitivanjem modela turbine na posebnim ispitnim postrojenjima poštujući propise IEC (International Electrotechnical Commission) kao i EN (European norm) standarde. Detaljno određivanje univerzalne glavne karakteristike turbine jedinične regulacije dato je u literaturi [138].

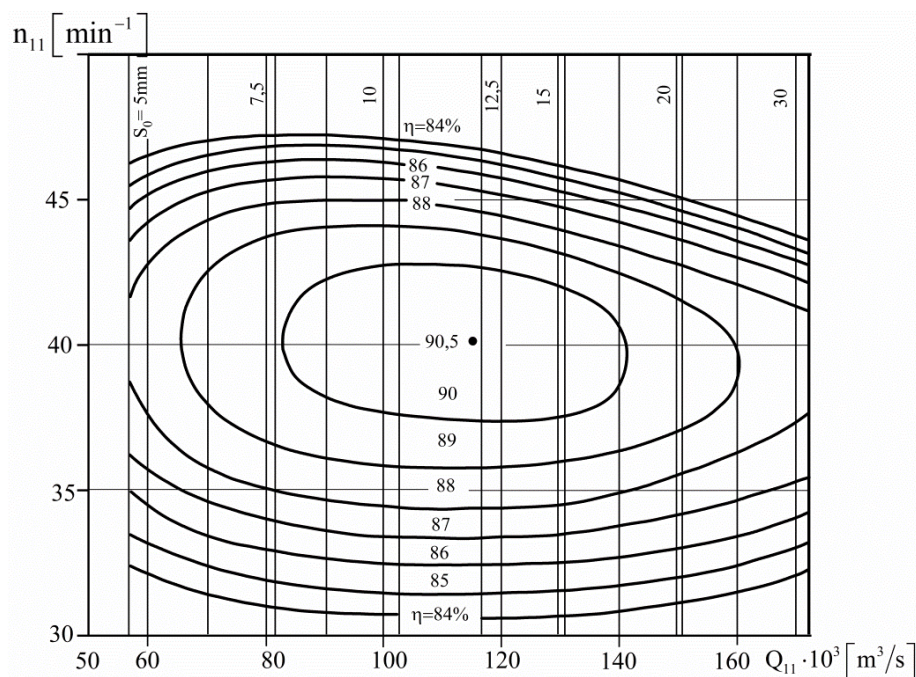
Na slici 5.11. data je glavna univerzalna karakteristika modela jedne Francis–ove turbine jedinične regulacije, prečnika $D=460$ [mm] predstavnika turbina primenljivih na padovima do 200 [m].



Slika 5.11. Univerzalna karakteristika jedne Francis–ove turbine

Na karakteristici su prikazane krive linije $a_0 = f_1(Q_{11}, n_{11}) = \text{const}$, $\eta = f_2(Q_{11}, n_{11}) = \text{const}$, $\sigma = f_3(Q_{11}, n_{11}) = \text{const}$ kao i linija 95 % –og ograničenja snage. Za svaku pogonsku tačku (Q_{11}, n_{11}) iz dijagrama se određuju veličine a_0, η_H, σ , a poznavanjem veličina D_1 i n , mogu se odrediti veličine H, Q, P, \dots

Treba naglasiti, da bilo koja linearna karakteristika turbine predstavlja neki presek univerzalne karakteristike. Univerzalna, glavna, karakteristika vodne Pelton–ove turbine prečnika obrtnog kola $D_1 = 0.335$ [m] data je na slici 5.12. [138]



Slika 5.12. Univerzalna karakteristika jedne Pelton–ove turbine

Na karakteristici su prikazane linije $\eta = \text{const}$ i $S_0 = \text{const}$ (položaj koplja) u zavisnosti od n_{11} i Q_{11} .

5.5.1. Postupak određivanja linearnih i univerzalnih eksploatacionih karakteristika prema glavnoj univerzalnoj karakteristici

Kako je već rečeno, moguće je nacrtati linearne i univerzalne eksploatacione karakteristike za turbinu sa jednostrukom regulacijom ako postoji njena univerzalna kriva za odgovarajući model. Potrebno je nacrtati karakteristiku za konkretnu turbinu datog tipa, zato je kod svih karakteristika neophodno odrediti prečnik D_1 , koji je za svaki tip turbine različit. Osim toga, linearne karakteristike zahtevaju zadavanje još dva parametra, a univerzalna jedan. Izbor tih dopunskih parametara određuje i tip karakteristike.

Za dobijanje bilo koje karakteristike neophodno je prethodno sprovesti dve operacije:

- Odrediti popravku stepena korisnosti $\Delta\eta$

$$\Delta\eta = \eta_{\text{Hopt}} - \eta_{\text{HoptM}}, \quad (5.5.6)$$

$$\eta = \eta_M + \Delta\eta. \quad (5.5.7)$$

Nekada se popravka vrši korišćenjem faktora [141]:

$$K_k = \frac{\eta_{\text{Hopt}}}{\eta_{\text{HoptM}}}; \quad \eta = \eta_M K_k. \quad (5.5.8)$$

Pri proračunu uzimaju se u obzir mehanički gubici, koji u radnim režimima iznose (1–1.5) [%].

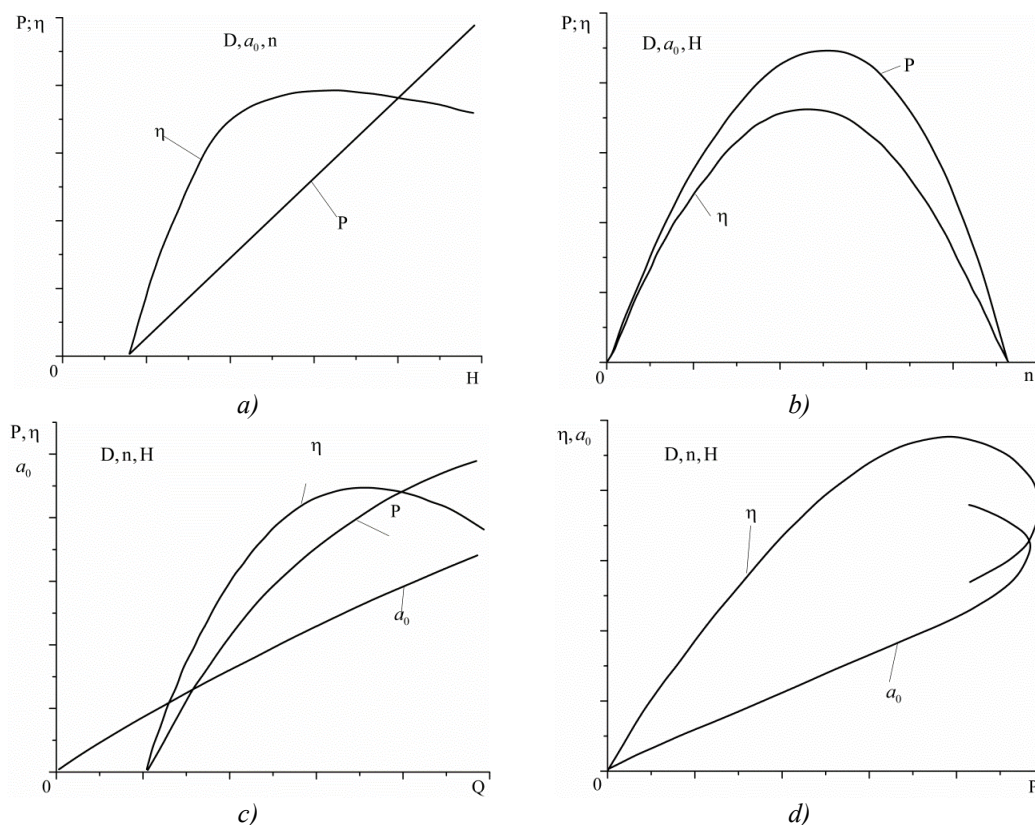
- Odrediti popravku kavitacionog koeficijenta

$$\Delta\sigma = (K_\sigma - 1)\sigma, \quad (5.5.9)$$

gde je $K_\sigma = 1.15 - 1.3$ (raste sa porastom napora).

5.5.2. Linearna karakteristika Q–P

Na slici 5.13. [141] date su linearne karakteristike turbine koje treba odrediti ako je poznata glavna univerzalna karakteristika modela.



Slika 5.13. Linearne karakteristike turbina

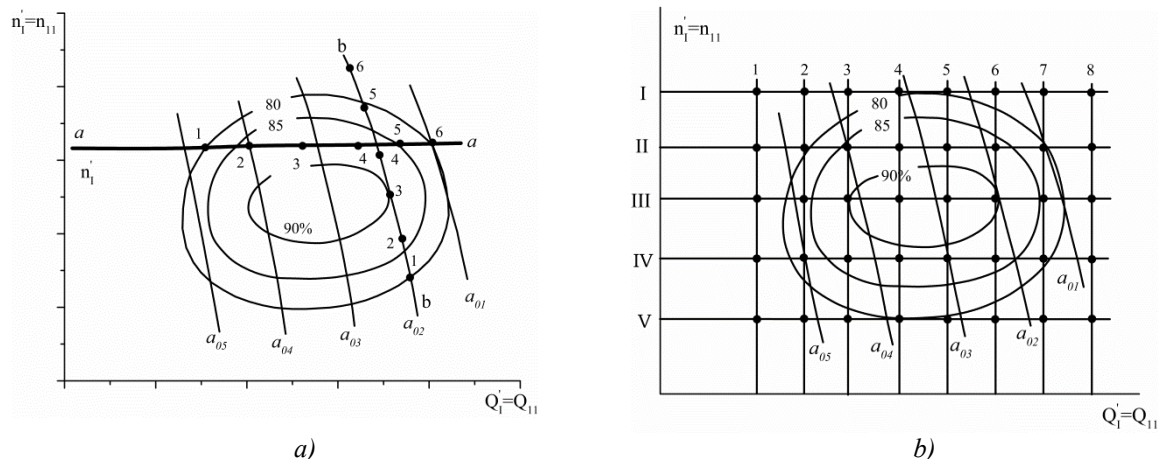
Promena karakteristika Q–P predstavlja presek glavne univerzalne karakteristike i horizontalne prave aa , slika 5.14 [141]. Jedinični broj obrtaja dat je izrazom:

$$n'_1 = n_{11} = \frac{nD_1}{\sqrt{H}} = \text{const}, \quad (5.5.10)$$

a jedinični protok izrazom:

$$Q'_1 = Q_{11} = Q / (D_1^2 \sqrt{H}). \quad (5.5.11)$$

Na toj liniji se nanosi više tačaka (režima) i sprovodi preračunavanje tabelarno (tabela 5.2). Brojne vrednosti se uzimaju korišćenjem interpolacije.



Slika 5.14. Opređivanje linearne karakteristike turbine

Za svaku izabranu tačku, sračunavaju se vrednosti izvedene prirodne (stvarne) turbine korišćenjem izraza za protok (5.5.12.), snagu (5.5.13.), otvor sprovodnog aparata (5.5.14.):

$$Q = AQ'_1, \quad (5.5.12)$$

gde je $A = D^2 \sqrt{H}$, a promena stepena korisnosti se ne uzima u obzir jer nema veliki uticaj na rezultat;

$$P = 9,81QH\eta, \quad (5.5.13)$$

gde se uzima popravka stepena korisnosti (5.5.7) i kavitacionog koeficijenta (5.5.9):

$$a_0 = a_{0M} \frac{D_1}{D_{1M}}. \quad (5.5.14)$$

Prema podacima datim u tabeli 5.2. crta se tražena linearna karakteristika Q–P.

Tabela 5.2. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina

	Vrednosti uzete sa glavne univerzalne karakteristike				Za prirodna izvođenja $D = \dots, H = \dots, a_0 = \dots$						
	Q'_1	η_M	σ	a_{0M}	Q	η	P	σ_P	H_s	a_0	
	

5.5.3. Linearna naporna karakteristika

Linearna naporna karakteristika predstavlja presek glavne karakteristike krivom $a_0 = \text{const}$ (linija bb' na slici 5.14. (a)). Duž te linije nanosi se više tačaka (režima) i sprovodi preračunavanje za prirodne uslove (tabela 5.3.).

Tabela 5.3. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina

	Vrednosti uzete sa glavne univerzalne karakteristike					Za prirodna izvođenja $D = \dots, n = \dots, a_0 = \dots$						
	n'_I	Q'_I	η_M	σ		H		η	P	σ_p	H_S	

Napor, koji odgovara svakoj režimskoj tački, uz uslov da se ne uzima promena stepena korisnosti, određuje se korišćenjem formule:

$$H = \frac{B}{(n'_I)^2}, \quad (5.5.15)$$

gde je $B = (nD_1)^2$.

Ostale veličine se sračunavaju na isti način kao i za tabelu 5.2.

5.5.4. Linearna (linearizovana) karakteristika po broju obrtaja

Ova karakteristika takođe predstavlja presek linije (krive) bb (Slika 5.14. a) i glavne univerzalne karakteristike. Za njeno crtanje leva polovina tabele 5.3. ostaje ista, dok će desna polovina imati druge vrednosti jer se menjaju uslovi rada turbine (tabela 5.4).

Tabela 5.4. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina

	Vrednosti uzete sa glavne univerzalne karakteristike					Za prirodna izvođenja $D = \dots, H = \dots, a_0 = \dots$						
	n'_I	Q'_I	η_M	σ	a_0	H		η	N	σ_p	H_S	

Brzina obrtanja određuje se korišćenjem izraza:

$$n = \frac{n'_I \sqrt{H}}{D}, \quad (5.5.16)$$

a ostale vrednosti kao i u tabeli 5.2.

5.5.5. Univerzalna eksploataciona karakteristika

Ova karakteristika (slika 5.9. i slika 5.10.) u celini predstavlja odraz celog polja glavne univerzalne karakteristike u polju novih koordinata P, H ili Q, H. Pri tom su konstantni parametri karakteristika D i n. Ako se zanemari promena hidrauličkog stepena korisnosti modela i prirodnog izvođenja turbine dobijaju se sledeći odnosi između polaznih koordinata H, Q i P:

$$H = \left(\frac{nD}{n'_I} \right)^2; \quad Q = \frac{Q'_I}{n'_I} nD^2, \quad P = 9,81 \left(\frac{n}{n'_I} \right)^3 D^5 \eta. \quad (5.5.17)$$

Treba naglasiti da je ovde η ukupni stepen korisnosti. Preračunavanje se daje u obliku tabele 5.5.

Tabela 5.5. Preračunavanje parametara modela na prirodno izvođenje turbina

	Vrednosti uzete sa glavne univerzalne karakteristike						Za prirodna izvođenja $D = \dots, n = \dots$						
	n'_I	Q'_I	η_M	σ	a_0		H	Q	η	N	σ_p	H_S	

Preračunavanje karakteristika, prema izrazima (5.5.17) moguće je na različite načine. Najjednostavnije je to uraditi pomoću mreže: u polju glavne univerzalne karakteristike nanosi se mreža, kao što je dato na slici 5.14.b) [141], vertikale su označene brojevima 1, 2, 3,..., a horizontale I, II, III,...Na taj način, na karakteristici svaka tačka (režim), obrazovana presekom vertikale i horizontale, ima broj na primer III, 2. Rezultati se i ovde daju tabelarno (tabela 5.5.).

Koeficijenti korisnog dejstva η i σ_p računaju se na isti način kao i za tabelu 5.2. Crtanje univerzalne eksploatacione karakteristike sprovodi se na sledeći način. U koordinatnim sistemima P, H, ili Q, H nanosi se položaj svih tačaka iz tabele 5.5. U svakoj tački upisuju se vrednosti η i H_S i drugih veličina, a potom crtaju linije konstantnog stepena korisnosti η, H_S i druge. Pri ovome se u većini slučajeva mora vršiti interpolacija kako bi se postigla određena tačnost.

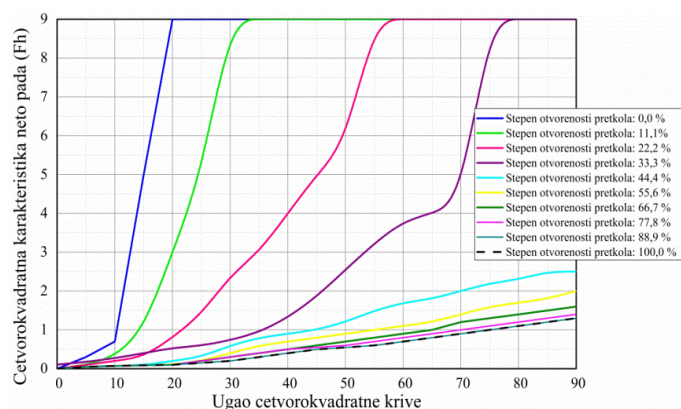
Tabela 5.6. Podaci za modelske Francis–ove turbine

Tip	Radijalno–osne											
	PO 45 - B	PO 75 - B	PO 15 - B	PO 140 - B	PO 170a-B	PO 170b-B	PO 230a-B	PO 230b-B	PO 310 - B	PO 400 - B	PO 500-B	
N_0 YX	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
H_{pred} [m]	45	75	115	140	170	170	230	230	310	400	500	
H_{min}/H_{max}	0.60	0.60	0.60	0.60	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.70	0.80	
n_{1opt} [ob/min]	82	83	75	73	68	69	66	69	64	65	66	
Q_{1opt} [l/s]	1200	1020	900	840	625	585	535	500	400	237	227	
η_{Mopt}	0.921	0.920	0.927	0.927	0.923	0.928	0.927	0.926	0.928	0.908	0.907	
Q_{1max} [l/s]	1430	1200	1080	980	780	670	640	580	500	310	280	
(σQ_{1max})	0.23	0.13	0.15	0.15	0.07	0.12	0.085	0.065	0.075	0.04	0.04	
D_{1m} [m]	0.460	0.460	0.5156	0.515	0.4355	0.5587	0.625	0.630	0.388	0.800	0.800	
H_{mod} [m]	4	4	4	4	4	4	4	4	30	5	5	
t_{mod} [°C]	8	20	2	16	7	4	8	7	20	19	19	

Za formiranje modela nestacionarnih radnih režima turbinskih agregata korišćene su razvijene univerzalne karakteristike modelskih turbina. U tabeli 5.6. [142] dati su podaci za 11 modelskih Francis–ovih turbina. Ovi podaci se pored njihovog korišćenja za formiranje školjkastog dijagrama izvedenih turbina koriste i za određivanje Suterovih karakteristika koje su od značaja za analizu nestacionarnih radnih režima, a o kojima se u nastavku teksta detaljnije govori.

5.6. KORIŠĆENJE POZNATIH UNIVERZALNIH KARAKTERISTIKA ZA DOBIJANJE SUTEROVIH KRIVIH

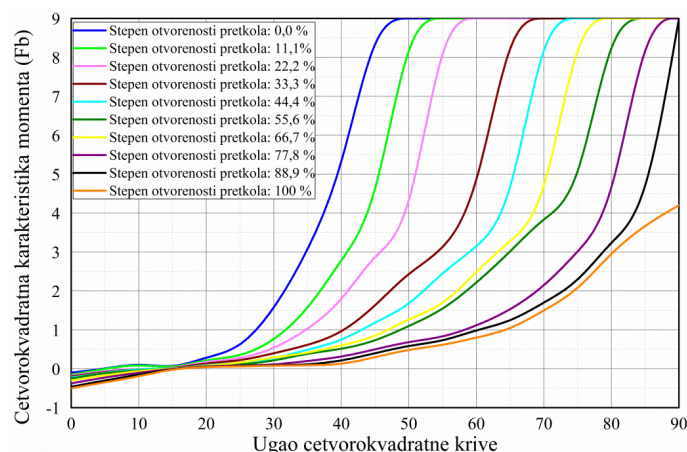
Konvencionalna metoda modeliranja ponašanja Francis-ove turbine zasniva se na četvorokvadratnim karakteristikama turbine. Četvorokvadratne karakteristike povezuju protok, neto pad turbine, obrtni moment i brzinu u obliku koji je pogodan za digitalne računare. Slične četvorokvadratne karakteristike se koriste za modeliranje ponašanja pumpe, s tim što za turbinu obično nije karakteristično suprotno strujanje i obrnuta rotacija.



Slika 5.15. Tipična četvorokvadratna karakteristika neto pada u zavisnosti od stepena otvorenosti pretkola turbine

Tipičan dijagram koji povezuje karakteristiku neto pada F_h i ugla četvorokvadratne krive prikazan je na slici 5.15., za različite stepene otvorenosti sprovdnog aparata.

Slične krive prikazane su za karakteristiku obrtnog momenta turbine i različite stepene otvorenosti sprovdnog aparata na slici 5.16.



Slika 5.16. Tipična četvorokvadratna karakteristika momenta (F_b) u zavisnosti od stepena otvorenosti pretkola turbine

Formiranje krivih se vrši za definisani broj položaja pretkola turbine i za određeni broj uglova, a zatim se vrši interpolacija krivih. Za određivanje četvorokvadratne karakteristike za turbinu neophodan je kompletan skup parametara nominalnih performansi turbine.

Prelazni režimi turbine

Generalno, postoje tri vrste prelaznih režima turbine koji se obično modeliraju:

- Nagli prekid rada turbine–Pretkolo turbine se nalazi u nekom položaju, a zatvara se tokom simulacije prelaznog režima.
- Pokretanje turbine–Predturbinski zatvarač i pretkolo su isprva zatvoreni, a otvaraju se tokom simulacije prelaznog režima.
- Bez prelaznog režima–Isključivo reaktivno ponašanje turbine, predturbinski zatvarač i pretkolo ne menjaju položaj tokom proračuna.

Nagli prekid rada turbine

Nagli prekid rada turbine pretpostavlja trenutni prekid obrtnog momenta generatora, između stacionarnog stanja i prvog vremenskog koraka prelaznog režima. Obrtni moment generatora nije preciziran. Umesto toga, početna brzina i četvorokvadratne karakteristike za obrtni moment pružaju početnu neuravnoteženost obrtnog momenta. Početna neuravnoteženost obrtnog momenta se odmah rešava odgovarajućom promenom brzine (ublaženom pomoću inercije) kada počne simulacija prelaznog režima.

Pokretanje turbine

Početni uslovi turbine mogu se odrediti kao nulta brzina i nulti protok. Turbina će imati nulti protok u stacionarnom stanju i ostaće pri nultom protoku sve dok se ne otvore predturbinski zatvarač i pretkolo turbine. Pri otvaranju predturbinskog zatvarača i pretkola turbine, dolazi do povećanja broja obrtaja i kod dostizanja sinhronog broja obrtaja u zavisnosti od neto pada dostiže se određeni protok.

Bez prelaznog režima

U ovom slučaju prelazni režimi se u stvari odnose na reagovanje turbine na okolnosti tj. parametre sistema. Brzina strujanja, protok i obrtni moment u skladu su sa bruto padom, gubicima i stepenom otvorenosti pretkola turbine, naravno, pri tome predturbinski zatvarač ne menja svoj položaj tj. stepen otvorenosti i uobičajeno je potpuno otvoren. Pri ovakvim proračunima brzina turbine će odmah uspostaviti ravnotežu sa definisanim početnim uslovima. U podacima za obrtni moment može se uočiti da postoji tačka prelaza, gde odnos obrtnog momenta prelazi iz pozitivnog u negativni. Ako početni definisani uslovi daju početnu vrednost parametra teta (θ) koja je u blizini ove tačke prelaza, turbina će u početku biti stabilna. Međutim, ako početni odnos obrtnog momenta, određen početnom brzinom i protokom, nije u blizini tačke prelaza, turbina će morati da razreši ne-nulti neto obrtni moment tako što će promeniti brzinu sve dok se ponovo ne uspostavi ravnoteža.

Četvorokvadrantni podaci definisani su pomoću sledećih bezdimenzionih parametara [143]:

- odnos smanjenja neto pada

$$h = \frac{H_L}{H_R}, \quad (5.6.1)$$

- odnos obrtnih momenata (neuravnoteženi obrtni moment)

$$\beta = \frac{T}{T_R}, \quad (5.6.2)$$

- odnos protoka

$$v = \frac{Q}{Q_R}, \quad (5.6.3)$$

- odnos brzina

$$\alpha = \frac{n}{n_R}. \quad (5.6.4)$$

Funkcija koja povezuje promenu neto pada sa protokom i brzinom glasi:

$$Fh(q(\theta)_{int}) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2}. \quad (5.6.5)$$

Funkcija koja povezuje obrtni moment sa protokom i brzinom je:

$$Fb(q(\theta)_{int}) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2}. \quad (5.6.6)$$

Ugao za koji se daju podaci na četvorokvadratnom dijagramu je:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{v}{\alpha}\right). \quad (5.6.7)$$

Celobrojna funkcija za indekse Fh i Fb je:

$$q = \text{int}\left(\frac{\theta}{\Delta\theta}\right) + 1. \quad (5.6.8)$$

Za proračun promene brzine u odnosu na neto obrtni moment, polazi se od jednačina datih u poglavlju 7 [143], s tim što se za obrtni moment ne uzima u startu negativan predznak.

$$T = I \frac{d\omega}{dt}, \quad (5.6.9)$$

$$\omega = \alpha n_R \frac{2\pi}{60}, \quad (5.6.10)$$

$$T = \left(I n_R \frac{2\pi}{60} \right) \frac{d\alpha}{dt}, \quad (5.6.11)$$

$$T = \beta T_R, \quad (5.6.12)$$

$$\beta T_R = \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right) \frac{d\alpha}{dt}, \quad (5.6.13)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \beta T_R dt = \int_t^{t+\Delta t} \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right) \frac{d\alpha}{dt} dt, \quad (5.6.14)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \beta T_R dt = T_R \frac{(\beta + \beta_0)}{2} \Delta t, \quad (5.6.15)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right) \frac{d\alpha}{dt} dt = \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right) (\alpha - \alpha_0), \quad (5.6.16)$$

$$T_R \frac{(\beta + \beta_0)}{2} \Delta t = \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right) (\alpha - \alpha_0), \quad (5.6.17)$$

$$(\beta + \beta_0) = \frac{2 \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right)}{\Delta t T_R} (\alpha - \alpha_0), \quad (5.6.18)$$

$$\beta = \frac{2 \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right)}{\Delta t T_R} (\alpha - \alpha_0) - \beta_0. \quad (5.6.19)$$

Poslednja dobijena jednačina je modifikovana jednačina koju daje Wylie [135], pri čemu on vrši integraljenje za dva vremenska koraka, kako bi se zadržala doslednost sa rešenjem za tzv. „staggered grid” kod metode karakteristika. Iznad prikazani rezultat zasniva se na integraciji za samo jedan vremenski korak, a koristi se u „kompletnoj mreži”.

Ovde je već korisno okupiti sve konstante na jedno mesto i uproseliti proračun.

$$C_T = \frac{2 \left(n_R \frac{2\pi}{60} \right)}{\Delta t T_R} = \frac{n_R \pi}{15 \Delta t T_R}, \quad (5.6.20)$$

$$\beta = C_T (\alpha - \alpha_0) - \beta_0, \quad (5.6.21)$$

$$Fb(q(\theta)_{int}) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2}, \quad (5.6.22)$$

$$Fb(q(\theta)_{int}) = B_1 + B_2 \theta, \quad (5.6.23)$$

$$B_2 = \frac{Fb(q+1) - Fb(q)}{\Delta \theta}, \quad (5.6.24)$$

$$B_1 = Fb(q+1) - q\beta_2 \Delta \theta, \quad (5.6.25)$$

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} = B_1 + B_2 \theta, \quad (5.6.26)$$

$$\beta = (B_1 + B_2 \theta)(\alpha^2 + v^2), \quad (5.6.27)$$

$$(B_1 + B_2 \theta)(\alpha^2 + v^2) = C_T (\alpha - \alpha_0) - \beta_0, \quad (5.6.28)$$

$$0 = C_T (\alpha - \alpha_0) - \beta_0 - (B_1 + B_2 \theta)(\alpha^2 + v^2), \quad (5.6.29)$$

$$F_T = C_T (\alpha - \alpha_0) - \beta_0 - (B_1 + B_2 \theta)(\alpha^2 + v^2). \quad (5.6.30)$$

Promena neto pada i pritiska se može opisati pomoću sličnog postupka, zajedno s karakterističnim jednačinama:

$$H_{Up} = C_p - B_p Q, \quad (5.6.31)$$

$$H_{Dn} = C_p + B_m Q, \quad (5.6.32)$$

$$Fb(q(\theta)_{int}) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2}, \quad (5.6.33)$$

$$Fb(q(\theta)_{int})(\alpha^2 + v^2) = h, \quad (5.6.34)$$

$$h = \frac{H_L}{H_R}, \quad (5.6.35)$$

$$Fb(q(\theta)_{int})(\alpha^2 + v^2) = \frac{H_L}{H_R}, \quad (5.6.36)$$

$$Fb(q(\theta)_{int})(\alpha^2 + v^2)H_R = H_L, \quad (5.6.37)$$

$$Fb(q(\theta)_{int}) = A_1 + A_2\theta, \quad (5.6.38)$$

$$H_L = (A_1 + A_2\theta)(\alpha^2 + v^2)H_R, \quad (5.6.39)$$

$$H_L = H_{Up} - H_{Dn}, \quad (5.6.40)$$

$$H_{Up} - H_{Dn} = (A_1 + A_2\theta)(\alpha^2 + v^2)H_R, \quad (5.6.41)$$

$$C_p - B_p Q - (C_m + B_m Q) = (A_1 + A_2\theta)(\alpha^2 + v^2)H_R, \quad (5.6.42)$$

$$C_p - C_m - Q(B_p + B_m) = (A_1 + A_2\theta)(\alpha^2 + v^2)H_R, \quad (5.6.43)$$

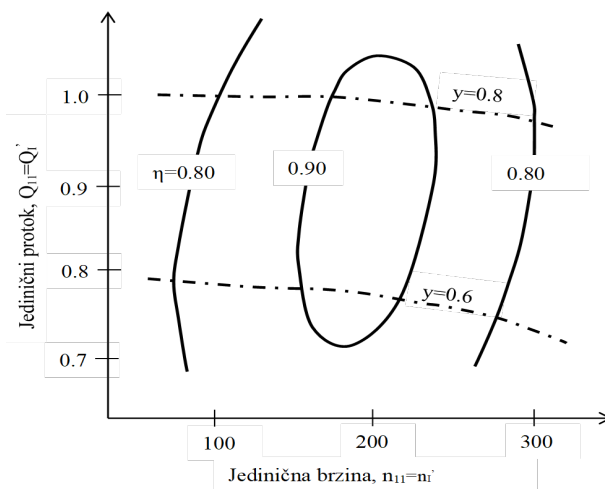
$$F_H = (A_1 + A_2\theta)(\alpha^2 + v^2)H_R - C_p + C_m - Q(B_p + B_m). \quad (5.6.44)$$

Može se primetiti da su kod poslednje jednačine znakovi obrnuti u odnosu na izvorno izvođenje [143] što je u skladu sa smanjenjem neto pada turbine umesto s povećanjem neophodnog napora pumpe. Ovde se F_H i F_b mogu rešiti primenom Newton–Raphson–ove metode, u obliku matrice 2×2 .

Sa podacima za krive bezdimenzionih karakteristika postupa se isto kao što se navodi u poglavlju 6 [143], iako je neophodno daleko više podataka kako bi se pokrili svi mogući položaji pretkola turbine. Podaci o turbini dobijaju se od različitih proizvođača i u različitim oblicima. Za prebacivanje tih informacija u tabelarne bezdimenzione podatke za kompjuterski program potrebno je nekoliko koraka. U nastavku je dat postupak takve pripreme podataka.

Na slici 5.17. prikazan je deo školjkastog dijagrama. Koordinate predstavljaju jediničnu brzinu $n_1 = nD/\sqrt{H}$ u odnosu na jedinični protok $Q_1 = Q/(D^2\sqrt{H})$. Položaji sprovednog aparata turbine prikazani u inkrementima (priraštajima) od 20 [%], dok su linije jednake efikasnosti prikazane u inkrementima (priraštajima) od 10 [%].

U cilju dobijanja karakteristike obrtnog momenta i napora formiraju se tabelarni podaci za $h/(\alpha^2 + v^2)$ i $\beta/(\alpha^2 + v^2)$ u zavisnosti od $\tan^{-1}v/\alpha$ kako bi se upotrebili za numeričku analizu prelaznih režima rada turbinskog agregata.



Slika 5.17. Deo školjkastog dijagrama

Iz definicija jediničnog protoka i jedinične brzine sledi da su:

$$v = \frac{Q}{Q_R} = \frac{Q_1}{Q_R} D^2 \sqrt{\frac{H H_R}{H_R}} \text{ ili } v = \frac{Q_1 \sqrt{h}}{1.01}, \quad (5.6.45)$$

$$h = \frac{H}{H_R} = \left(\frac{n D}{n_R n_1} \right)^2 \frac{n_R^2}{H_R} \text{ ili } h = \left(\frac{190.2 \alpha}{n_1} \right)^2. \quad (5.6.46)$$

Odnos između snage i obrtnog momenta na vratilu turbine omogućava izračunavanje bezdimenzionog obrtnog momenta:

$$\beta = \frac{T}{T_R} = \frac{1}{T_R} \frac{\rho g Q H \eta}{\omega} = \frac{\rho g Q_R H_R}{T_R \omega_R} \frac{v h \eta}{\alpha} = \frac{1}{\eta_R} \frac{v h \eta}{\alpha}, \quad (5.6.47)$$

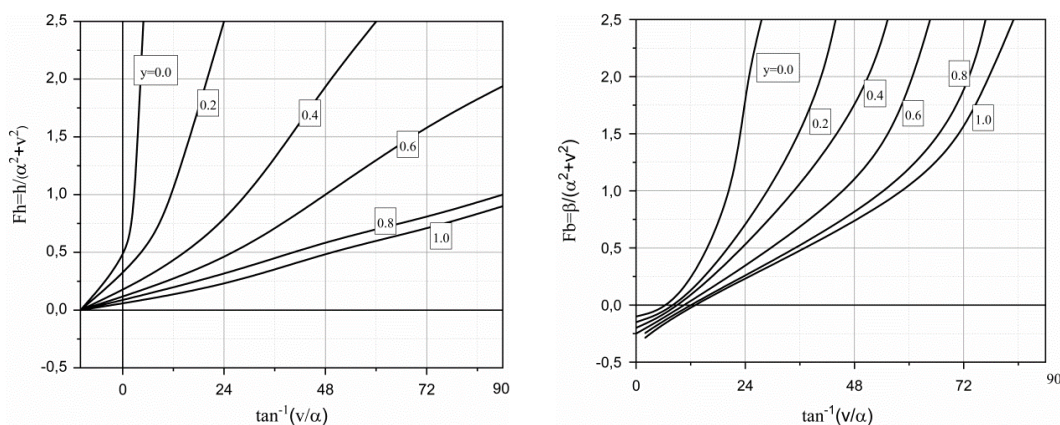
$$\beta = \frac{1}{0.94} \frac{v h \eta}{\alpha}. \quad (5.6.48)$$

Za svaki položaj sprovođenog aparata turbine, odgovarajuće vrednosti $Q_{11} = Q_1'$, $n_{11} = n_1'$ i stepena korisnosti čitaju se iz školjkastog dijagrama (slika 5.17). Ako se pretpostavi nominalna brzina, tj. $\alpha = 1$, vrednosti h, v i β mogu se izračunati pomoću gore navedenih jednačina. Proračunom se formira sledeća tabela 5.7. sa odgovarajućim podacima:

Tabela 5.7.

n_1	Q_1	η	h	v	β	$h/(\alpha^2 + v^2)$	$h/(\alpha^2 + v^2)$	$\tan^{-1} \frac{v}{\alpha}$
...

Na slici 5.18. prikazan je primer dobijenih dijagrama prethodno opisanom procedurom. Krive ne prikazuju podatke ni za jednu konkretnu turbinu, ali su profili reprezentativnog karaktera.



Slika 5.18. Bezdimezione karakteristične krive

Za potrebe analize izvedenih hidroelektrana potrebno je na osnovu dostupnih univerzalnih karakteristika turbine izabrati sličnu turbinu na osnovu poređenja specifičnog broja obrtaja i zatim za izveden turbinski agregat i njegove optimalne radne parametre treba izvršiti formiranje tzv. Suterove bezdimezione karakteristike u cilju njenog korišćenja za analizu nestacionarnih radnih režima kako je to ranije opisano.

U radu se analizira validnost izvedenog modela na četiri hidroelektrane za koje su podaci nestacionarnih radnih režima dobijeni eksperimentalnim ispitivanjima.

5.7. HIDRAULIČKI UDAR U SISTEMIMA SA PELTON–OVIM I FRANCIS–OVIM TURBINAMA

U ovom delu, prvo se razmatraju hidroturbinska postrojenja sa ugrađenim Pelton–ovim turbinama u hidroelektranama Tegirmenti 2 (Kirgijska Republika) i Jermajur 2 (Jermenija), a potom sa Francis–ovim turbinama u hidroelektranama Amberd 2 (Jermenija) i Raul Alb (Rumunija). U HE Tegirmenti 2 se nalaze vertikalne, dok su u HE Jermajur 2 nalaze horizontalne Pelton–ove turbine. U HE Amberd 2 su vertikalne, a u HE Raul Alb su horizontalne Francis–ove turbine.

5.7.1. Modeliranje hidrauličkog udara u sistemima sa Pelton–ovom turbinom

Slično kako smo modelirali probleme sa ventilima u prethodnom poglavlju, vrši se modeliranje i kod sistema sa Pelton–ovom turbinom. Razvoj modela bazira se na utvrđivanju karakteristika mlaznice turbine koja po svom obliku najviše podseća na igličast zatvarač.

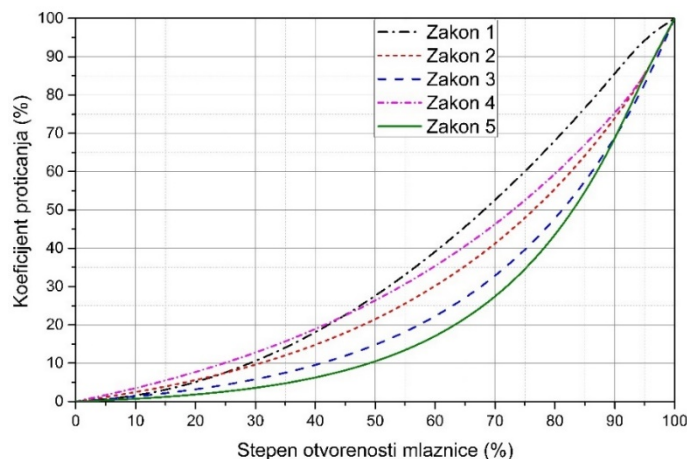
Pre dalje analize izvedenih objekata hidroelektrana sa Peltonov–im turbinama izvršeno je poređenje rezultata za sve zakone zatvaranja igličastih zatvarača čija je karakteristika veoma slična karakteristici mlaznice Pelton–ove turbine. Mlaznica turbine sa servopogonom zavisno od svog oblika i promene poprečnog preseka u zavisnosti od hoda igle dobija karakteristiku koja se definiše preko koeficijenta proticanja i stepena otvorenosti mlaznice. Razvijeni modeli omogućavaju proveru pojedinih geometrijskih izvođenja, a zatim se nakon poređenja sa realno izvedenim postrojenjima usvaja model čija se karakteristika najbolje poklapa sa merenjima.

Tabela 5.8. Zakoni zatvaranja

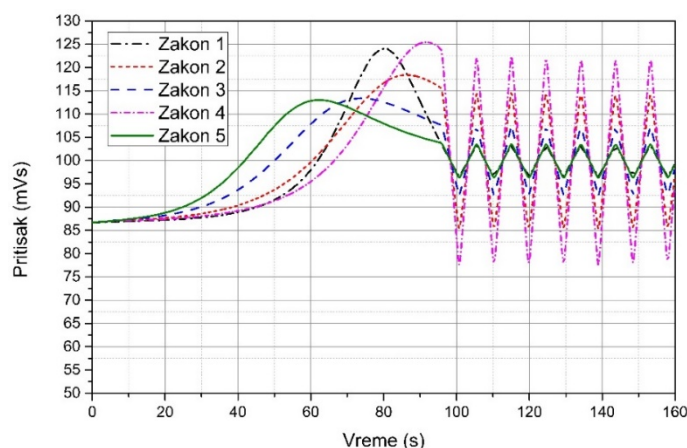
položaj zatvarača (otvorenost %)	zakon 1	zakon 2	zakon 3	zakon 4	zakon 5
0	0	0	0	0	0
5	0.5	1.135	0.595	1.65	0.3125
10	1.5	2.423225	1.30305	3.465	0.703125
15	3	3.88536	2.14563	5.4615	1.191406
20	5	5.544884	3.148299	7.65765	1.801758
25	7.5	7.428443	4.341476	10.07342	2.564697
30	10.5	9.566283	5.761356	12.73076	3.518372
35	14	11.99273	7.451014	15.65383	4.710464
40	18	14.74675	9.461707	18.86922	6.200581
45	22.5	17.87256	11.85443	22.40614	8.063226
50	27.5	21.42036	14.70177	26.29675	10.39153
55	33	25.44711	18.09011	30.57643	13.30192
60	39	30.01746	22.12223	35.28407	16.93989
65	45.5	35.20482	26.92045	40.46248	21.48737
70	52.5	41.09247	32.63034	46.15872	27.17171
75	60	47.77496	39.42511	52.42459	34.27714
80	68	55.35958	47.51088	59.31705	43.15892
85	76.5	63.96812	57.13294	66.89876	54.26115
90	85.5	73.73882	68.5832	75.23864	68.13894
95	95	84.82856	82.20901	84.4125	85.48617
100	100	100	100	100	100

Za zatvaranje mlaznice Pelton–ove turbine, korišćena su pet zakona zatvaranja koji su dati tabelarno (tabela 5.8.) i grafički (slika 5.19.). Zakoni su primenjeni prvo na jednom modelu koji po karakteristikama odgovara tipičnom hidroenergetskom sistemu sa Pelton–ovom turbinom. Zatim su isti zakoni primenjeni i na modelima koji su formirani za izvedena hidroenergetska postrojenja (MHE Tegirmenti 2 i Jermajur 2) sa Pelton–ovim turbinama. U sva tri slučaja se pokazalo da su rezultati, koje daje zakon 5, najpribližniji rezultatima dobijenim merenjem pri čemu se on odlikuje najmanjim porastom pritiska i najmanjim oscilacijama pritiska. Tako da je, prilikom numeričke analize hidrauličkog udara u sistemima, korišćen zakon zatvaranja 5. U tabeli su dati procentualni odnosi trenutnog koeficijenta proticanja ventila Kv u odnosu na njegovu maksimalnu vrednost.

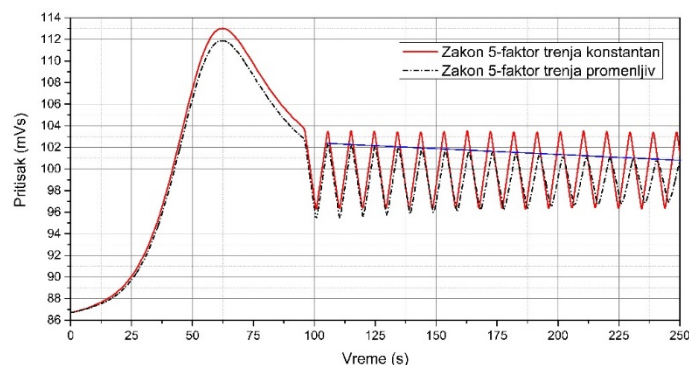
Na slici 5.19. su najpe prikazana sva 5 zakona zatvaranja koja su primenjena na tipičnom hidroenergetskom sistemu sa Pelton–ovom turbinom. Slika 5.20. pokazuje promene pritiska nakon zatvaranja mlaznice turbine pri korišćenju definisanih modela zakona zatvaranja malznica. Ono što se jasno uočava kod svih modela je prisustvo gotovo nesmanjene amplitude oscilacija pritiska nakon zatvaranja mlaznica. U realnim sistemima pri prostiranju talasa pritiska kroz sistem dolazi do tzv. talasanja vode u sistemu sa sve manjim i manjim brzinama, tako da se faktor trenja menja tokom vremena. Naime, faktor trenja raste jer se Reynoldsov broj smanjuje i uticaj trenja postaje značajan na smanjenje oscilacija pritiska. Kako bi se ovaj uticaj jasno prikazao i uzeo u obzir na slici 5.21. prikazane su promene pritiska u slučaju kada se u svakom koraku numeričke simulacije sračunava faktor trenja iterativno prema izrazu Colebrook–White (3.5.6).



Slika 5.19. Koeficijent proticanja mlaznice u odnosu na stepen njene otvorenosti



Slika 5.20. Promena pritiska ispred mlaznice tokom i nakon njenog zatvaranja



Slika 5.21. Razlika u promeni pritiska pri korišćenju modela promenljivog trenja

Poslednja slika 5.21. jasno pokazuje da se korišćenjem modela koji uključuje promenljivi faktor trenja dobijaju rezultati koji više odgovaraju realnom slučaju. Potrebno je napomenuti da se vrednost maksimalne promene pritiska gotovo ne razlikuje, a razlike su vidljive kod tzv. procesa dovođenja sistema u stacionarno stanje. Sa stanovišta proračuna hidrauličkog udara ovim se pristupom ne dobijaju značajnije koristi jer je vreme numeričkog proračuna znatno duže, a maksimalni porast pritiska gotovo identičan. Ipak sa stanovišta posmatranja realnog sistema, ovi proračuni su znatno precizniji.

MHE Tegirmenti 2

Prvi realni sistem, čiji su se merni rezultati koristili za validaciju rezultata dobijenih proračunima, jeste mala hidroelektrana (MHE) Tegirmenti 2 (slika 5.22.) u Kirgiskoj Republici. MHE se odlikuje tirolskim vodozahvatom (slika 5.24.) i taložnicom (slika 5.25.), od koje kreće čelični cevovod dužine 2425 [m] i nazivnog prečnika DN850 dok je predturbinski zatvarač nazivne mere DN700.



Slika 5.22. Objekat MHE Tegirmenti 2



Slika 5.23. Predturbinski leptirasti zatvarač sa obilaznim vodom



Slika 5.24. Vodozahvat



Slika 5.25. Ulaz u taložnicu

U samoj hidroelektrani najpre su instalirani leptirasti predturbinski zatvarači (slika 5.23.), a zatim vertikalne Pelton–ove turbine (slika 5.26.). Na slici 5.27. je predstavljena mlaznica Pelton–ove turbine kojom se vrši regulacija protoka.



Slika 5.26. Vertikalna Pelton–ova turbina

Izvor: <https://www.cink-hydro-energy.com/>



Slika 5.27. Mlaznice Pelton–ove turbine

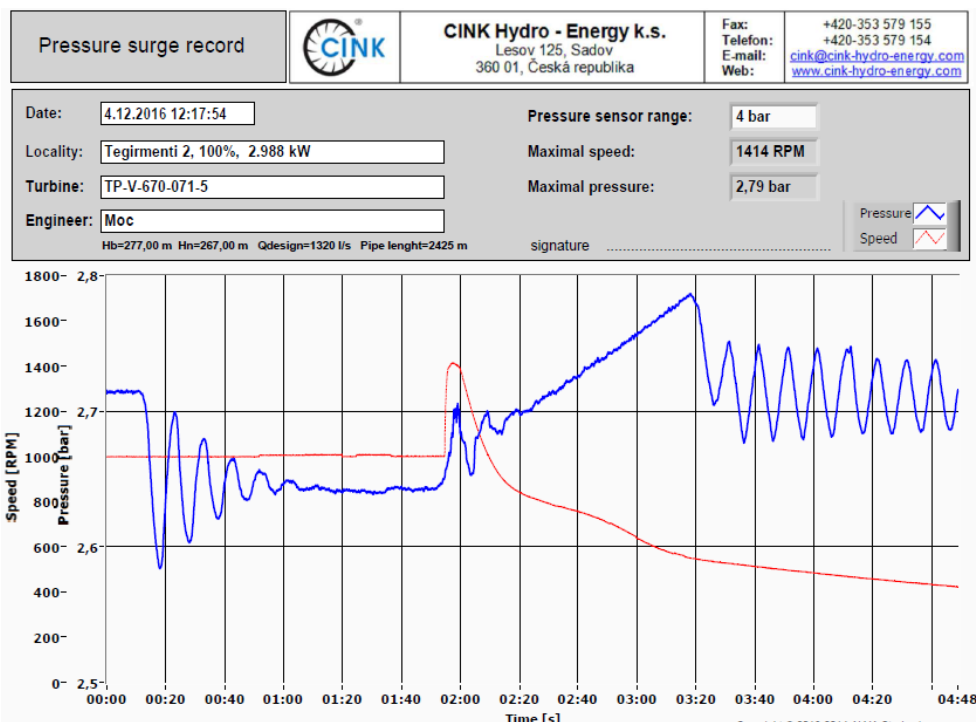
Izvor: Proyectos con turbinas Pelton (Parte 10: Proyectos con turbinas Pelton–YouTube)

Podaci sistema koji su od značaja za analizu nestacionarnih režima dati su u tabeli 5.9.

Tabela 5.9. Osnovni podaci sistema

Tip turbine	Protok Q [l/s]	Bruto pad H_b [m]	Neto pad H_n [m]	Dužina cevovoda [m]	Snaga turbine P_t [kW]	Snaga generatora P_g [kW]
TP–V–670–071–5	1320	277	267	2425	2847	2702

Rezultati merenja promene pritiska i broja obrtaja prilikom ispada turbine u sistemu Tegirmenti 2 prikazani su na slici 5.28. Podaci o HE i nestacionarnim radnim režimima dobijeni su od kompanije CINK Hydro–Energy k.s. i snimljeni su kroz SCADA aplikaciju pri testiranju ispada turbine iz rada i primopredajnim ispitivanjima.



Slika 5.28. Promena pritiska i broja obrtaja u sistemu Tegirmenti 2

Na slici 5.29. je prikazana promena pritiska u sistemu primenom svih pet zakona zatvaranja. Sistem na kome su primenjeni zakoni je modeliran na osnovu realnog modela MHE Tegirmenti 2. Kako se, i u gore navedenom slučaju a i u ovom, zakon 5 pokazao kao zakon koji daje rezultate koji su najpribližniji mernim rezultatima tako je prilikom simulacije hidrauličkog udara u sistemu, korišćen ovaj zakon. S obzirom da se u realnom sistemu usled ispada turbine deflektorima vrši skretanje mlaza, to se manifestuje na početku dijagrama, kroz manji skok pritiska. Na slici 5.30. su prikazane promene pritiska pri zatvaranju mlaznica i promene pritiska pri zatvaranju mlaznica uz korekciju modela turbine. Korekcija modela turbine vrši se tako što joj se menja faktor proticanja (c_v) na osnovu dijagrama prikazanog na slici 5.31. a u cilju korekcije početnog dela dijagrama. Kako Karadžić i saradnici [33] navode da model koji uključuje dve brzine zatvaranja mlaznice bolje odslikava promene pritiska u odnosu na model sa jednom brzinom, jer se pri ovom modeliranju uzima u obzir prirodno prigušenje, prikazani su rezultati korišćenja i ovog modela. Za model koji uključuje dve brzine zatvaranja mlaznice, korišćeni su izrazi [33]:

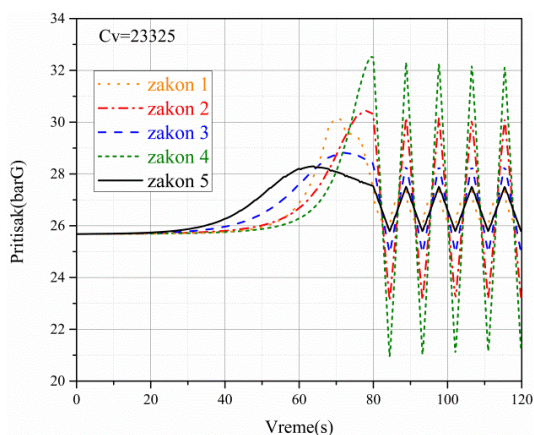
Za prvi vremenski period ($t < t_p$) bezdimenzioni otvor mlaznice se definiše kao:

$$\tau = \tau_i - (\tau_i - \tau_r) \left(\frac{t}{t_{c1}} \right)^{E_{m1}}, \quad (5.7.1)$$

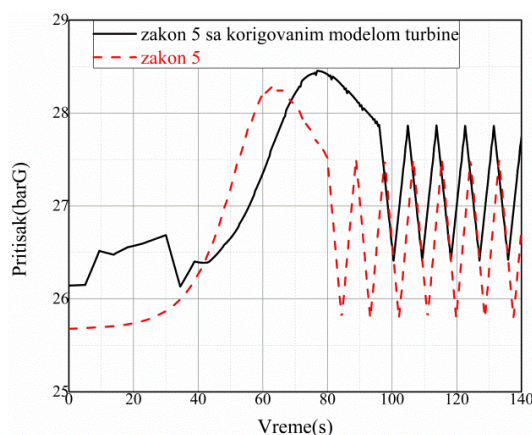
dok se za drugi vremenski period ($t_p \leq t \leq t_c$) on definiše izrazom:

$$\tau = \tau_1 - (\tau_1 - \tau_f) \left(\frac{t - t_p}{t_c - t_p} \right)^{E_{m2}}, \quad (5.7.2)$$

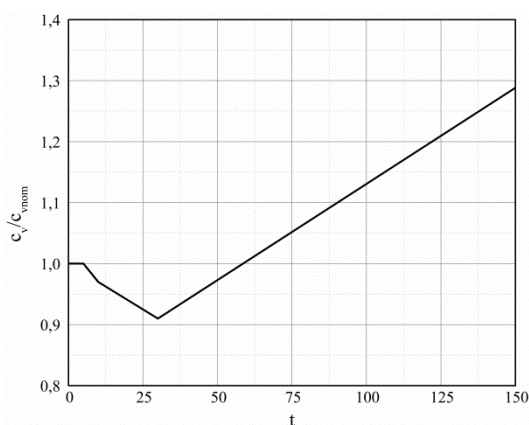
gde je τ_i početno otvaranje mlaznice, τ_f je končano otvaranje mlaznice, τ_1 je otvaranje mlaznice u vremenu $t=t_p$, t_p je početno vreme priridnog prigušivanja (vreme na početku drugog koraka zatvaranja igle), t_c je vreme zatvaranja igle, t_{c1} je vreme zatvaranja u slučaju jednobrzinskog zatvaranja, a E_{m1} , E_{m2} su parametri zatvaranja mlaznice.



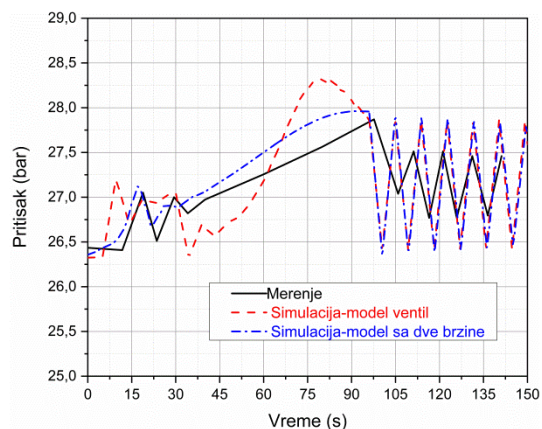
Slika 5.29. Sva 5 zakona zatvaranja, HE Tegirmenti 2



Slika 5.30. Zakon 5 i zakon 5 sa korigovanim modelom turbine Tegirmenti 2



Slika 5.31. Promena faktora proticanja



Slika 5.32. Poklapanje dijagrama merenja i simulacija, HE Tegirmenti 2

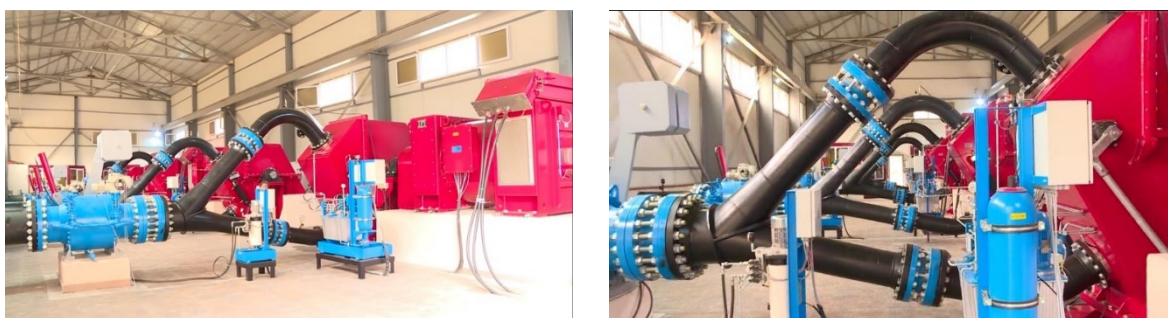
Na slici 5.32. su, zbog lakše uporedne analize, data sva tri dijagrama promene pritiska dobijenih merenjima i numeričkom simulacijom–model ventil i simulacijom–model sa dve brzine. Sa dijagrama se vidi da je prilikom simulacije model ventil maksimalni porast pritiska 28,25 [bar] i javlja se u 80–oj [s], model sa dve brzine maksimalni porast pritiska 27,98 [bar] i javlja se u 96–oj [s] dok je pritisak izmeren na terenu 27,9 [bar] i javlja se u 97–oj [s]. Analiza ovih dijagrama dovodi nas do zaključka da je maksimalni porast pritiska, prilikom simulacije hidrauličkog udara modelom ventil, nešto viši i javlja se ranije nego što je u slučaju modela sa

dve brzine i na terenu, dok su naknadne pulsacije pritiska kod modela ventil nešto veće u odnosu na izmerene na terenu, a nešto manje u odnosu na drugi model.

Iako se zaista ovim modelom (model sa dve brzine) dobijaju bolja poklapanja sa merenjem, potrebno je naglasiti da se i korišćenim modelom ventila dobijaju nešto veće vrednosti promene pritiska i pravi se nešto veća greška, ali sa aspekta provere bezbednosti sistema i brzine razvoja modela dobijeni rezultati su veoma zadovoljavajući.

MHE Jermajur 2

Drugi realni sistem, čiji su merni rezultati korišćeni za validaciju rezultata dobijenih proračunima, jeste mala hidroelektrana Jermajur 2 u Jermeniji.



Slika 5.33. Horizontalne Pelton–ove turbine u sistemu Jermajur 2*



Slika 5.34. Radno kolo horizontalne Pelton–ove turbine**



Slika 5.35. Vodozahvat*

*Izvor za Pelton–ove turbine i vodozahvat: (<https://www.youtube.com/watch?v=hJLf6A2Ftrc>)

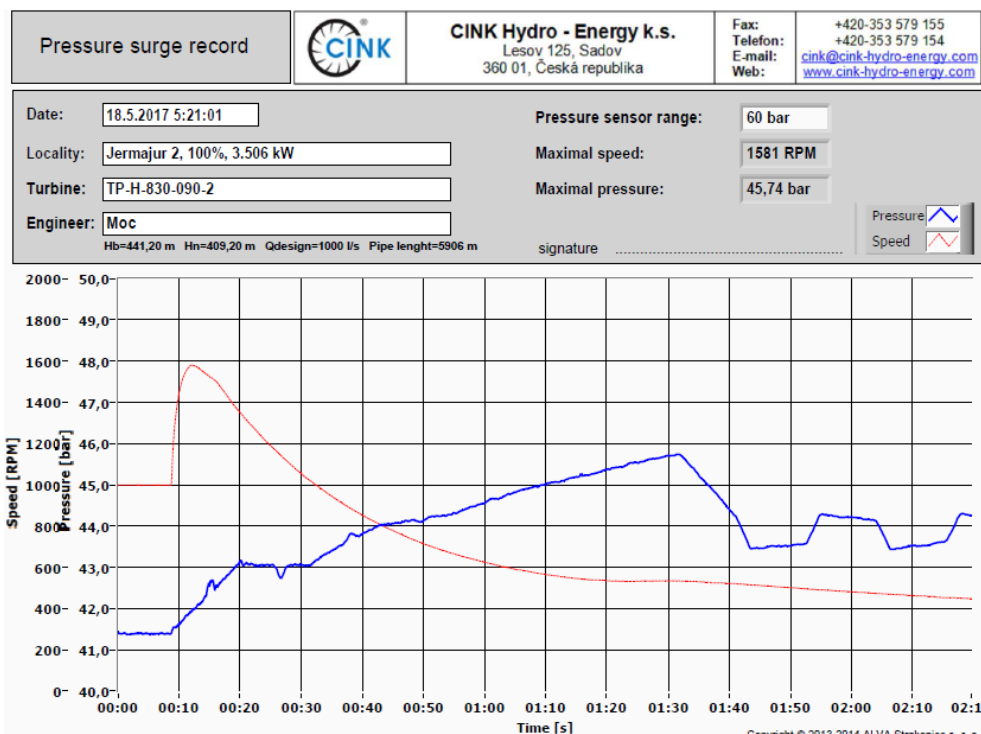
**Izvor za radno kolo Pelton–ove turbine: <https://www.cink-hydro-energy.com/>

U samoj hidroelektrani najpre su instalirani sferni predturbinski zatvarači, a zatim 4 horizontalne Pelton–ove turbine (Slika 5.33.) čiji su podaci koji su od značaja za analizu nestacionarnih režima dati u tabeli 5.10.

Tabela 5.10. Osnovni podaci sistema

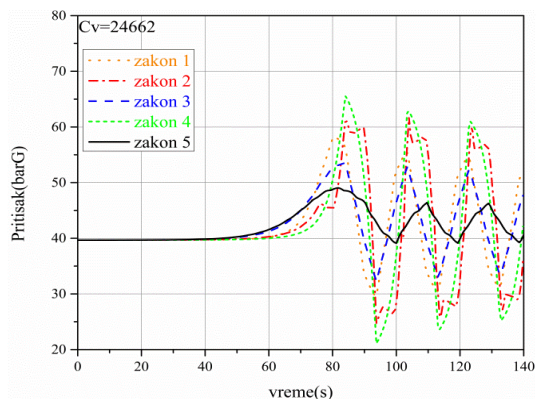
Tip turbine	Protok Q [l/s]	Bruto pad H_b [m]	Neto pad H_n [m]	Dužina cevovoda [m]	Snaga turbine P_t [kW]	Snaga generatora P_g [kW]
TP–H–830–090–2	1000	441,20	409,20	5906	3613	3450

Rezultati merenja promene pritiska i broja obrtaja prilikom ispada turbine u sistemu Jermajur 2 prikazani su na slici 5.36. Podaci o HE i nestacionarnim radnim režimima dobijeni su od kompanije CINK Hydro–Energy k.s. i snimljeni su kroz SCADA aplikaciju pri testiranju ispada turbine iz rada i primopredajnim ispitivanjima.

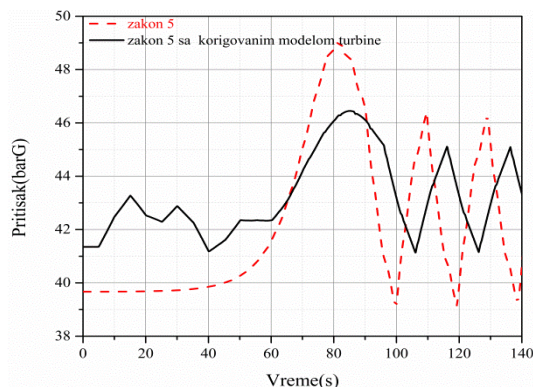


Slika 5.36. Promena pritiska i broja obrtaja prilikom ispada turbine u sistemu Jermajur 2

Na modelu ovog sistema je primenjeno svih pet zakona i na slici 5.37. predstavljena je promena pritiska u sistemu. Vidimo da se, i u ovom slučaju, zakon 5 pokazuje kao zakon koji daje rezultate koji su najpribližniji mernim rezultatima tako da je prilikom simulacije hidrauličkog udara u sistemu, korišćen ovaj zakon. U ovom, kao i u prethodnom sistemu, dolazi do ispada turbine, tako da je na slici 5.38. prikazan zakon 5 i „zakon 5 sa korigovanim modelom turbine”.

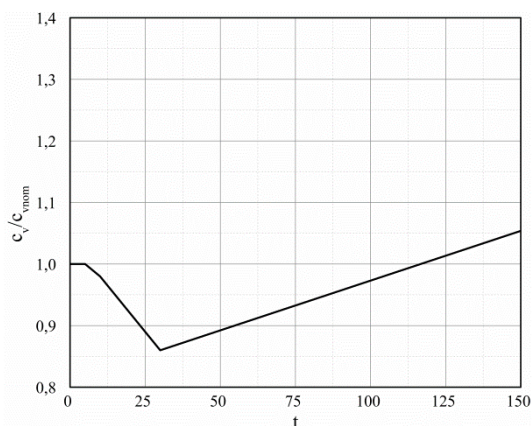


Slika 5.37. Sva 5 zakona zatvaranja, HE Jermajur 2

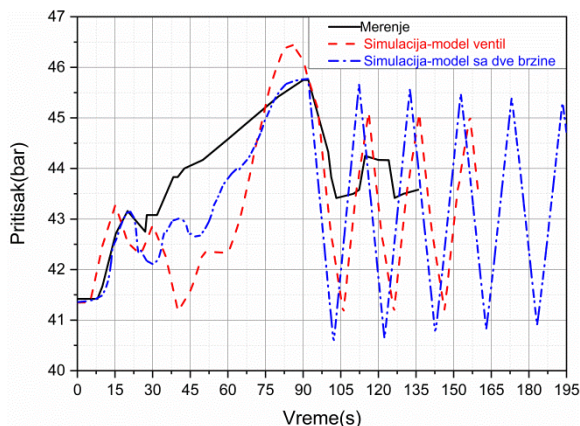


Slika 5.38. Zakon 5 i korigovan zakon 5 Jermajur 2

Korekcija je izvršena korigovanjem modela turbine tako što joj se menja faktor proticanja (c_v) na osnovu dijagrama prikazanog na slici 5.39. Ovim je korigovan početni deo dijagrama na kome se sada jasno vidi posledica dejstva skretača mlaza, u vidu promene pritiska. Na slici 5.40. su upoređeni dijagrami promene pritiska dobijeni merenjem, simulacijom–model ventil i simulacijom–model sa dve brzine. Formirani model za analizu nestacionarnih radnih režima definisan je tako da turbinski agregat radi u nominalnom radom režimu 8 [s] nakon čega dolazi do ispada agregata sa mreže i aktiviranja skretača mlaza.



Slika 5.39. Promena faktora proticanja



Slika 5.40. Poklapanje dijagrama merenja i simulacija, HE Jermajur 2

Porast pritiska dobijen numeričkim proračunom model ventil je nešto viši nego onaj koji je dobijen merenjem na objektu, a takođe su i nešto veće naknadne pulsacije pritiska. Rezultati dobijeni numeričkim proračunom modela sa dve brzine, daju bolja poklapanja sa rezultatima merenja u delu maksimalnog porasta pritiska, ali su naknadne pulsacije pritiska nešto veće nego kod modela ventil.

Maksimalni porast pritiska prilikom merenja je 45,74 [bar] i javlja se u 92–oj [s], dok je prilikom simulacije model ventil 46,5 [bar] i to u 85–oj [s], prilikom simulacije model sa dve brzine dobija se isti porast pritiska u istom trenutku kao što je izmereno na terenu. Što se tiče naknadnih pulsacija pritiska u sistemu, približnije su one koje daje model ventil (slika 5.40.). I u ovom slučaju, bolja poklapanja sa merenjem dobijaju se korišćenjem modela sa dve brzine, međutim iako se korišćenjem modela ventil dobijaju nešto veće vrednosti promene pritiska i pravi se nešto veća greška, ove razlike su na prihvatljivom nivou, i obezbeđuju dodatnu sigurnost sistema.

5.7.2. Modeliranje hidrauličkog udara u sistemima sa Francis–ovim turbinama

MHE Amberd 2

Prva razmatrana mala hidroelektrana sa Francis–ovim turbinama (slika 5.43.) je Amberd 2 u Jermeniji. Izgrađena je tako što se voda koja se koristi za MHE Amberd 1 prebacuje u rezervoar pod pritiskom. Ovo je sistem kaskadnih hidroelektrana. Rezervoar za vodu pod pritiskom nalazi se na 2210,3 [m] nadmorske visine, blizu mašinske zgrade MHE Amberd 1. MHE Amberd 2 sastoji se od sledećih delova: cevovod, mašinska zgrada i odvodni kanal.

Cevovod pod pritiskom izgrađen je na desnoj obali reke Ampur (Amberd) i prelazi reku na dva mesta. To je čelični cevovod dužine 4218 [m], prečnika DN1000 (1.020x16 [mm]), smešten je u kanal širine 1,8 [m]. Mašinska zgrada MHE Amberd 2 (slika 5.41.) i vodozahvat (slika 5.42.) smešteni su na desnoj obali reke. Proizvedena električna energija prenosi se nadzemnim dalekovodom, preko trafostanice MHE Amberd 1 sve do trafostanice Bjurakan 35/10 [kV], koja je 4 [km] udaljena od MHE.



Slika 5.41. Mašinska zgrada*



Slika 5.42. Vodozahvat*



Slika 5.43. Vertikalna Francis–ova turbina**

*Izvor: <https://www.ecolur.org/en/news/energy/-1--2-/7674/>

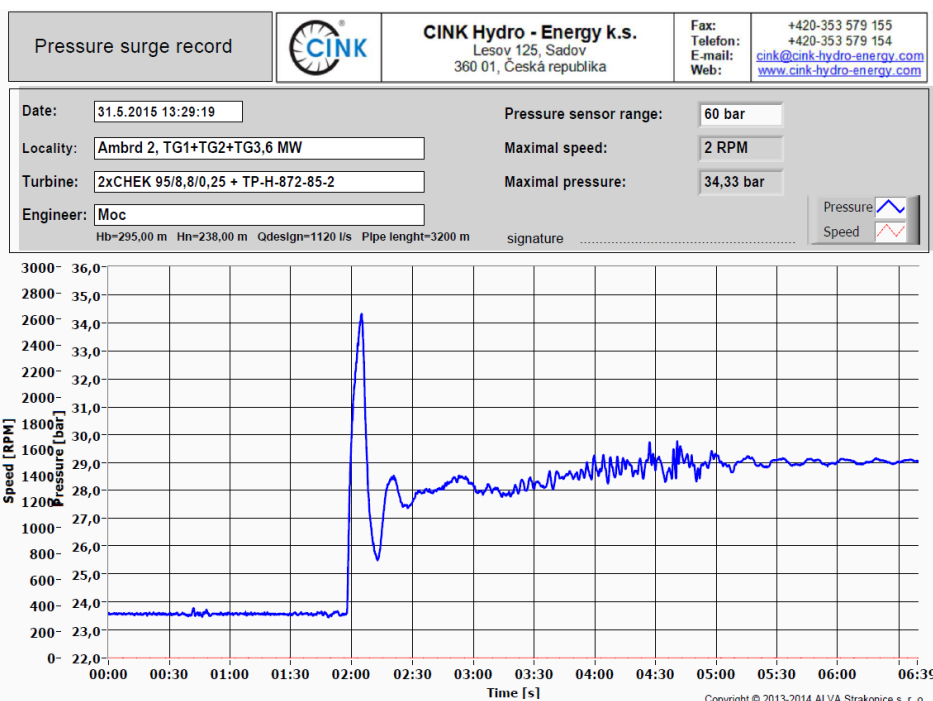
**Izvor za Francis-ovu turbinu: <https://www.cink-hydro-energy.com/>

Nominalni radni parametri turbina su dati u tabeli 5.11.

Tabela 5.11. Nominalni radni parametri Francis-ovih turbina u HE Amberd 2

Naziv projekta	AMBERD 2 turbina 1	AMBERD 2 turbina 2
Tip turbine	Francis–ova vertikalna	Francis–ova vertikalna
Neto pad [m]	276	276
Protok [l/s]	1100	1100
n_q turbine	23	23
Broj obrtaja turbine	1500	1500
Turbina	CHEK95/8, 8/0	CHEK95/8, 8/0
Pt [kW]	2650	2650
Pg [kW]	2492	2492

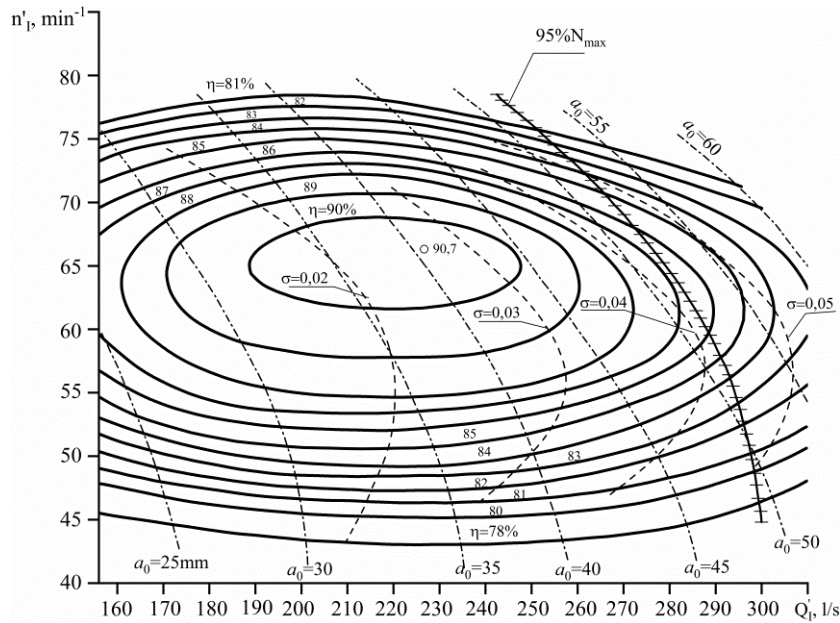
Rezultati merenja promene pritiska prilikom ispada turbine u sistemu Amberd 2 prikazani su na slici 5.44. Podaci o HE i nestacionarnim radnim režimima dobijeni su od kompanije CINK Hydro–Energy k.s. i snimljeni su kroz SCADA aplikaciju pri testiranju ispada turbine iz rada i primopredajnim ispitivanjima.



Slika 5.44. Ispad turbine na hidroelektrani Amberd 2

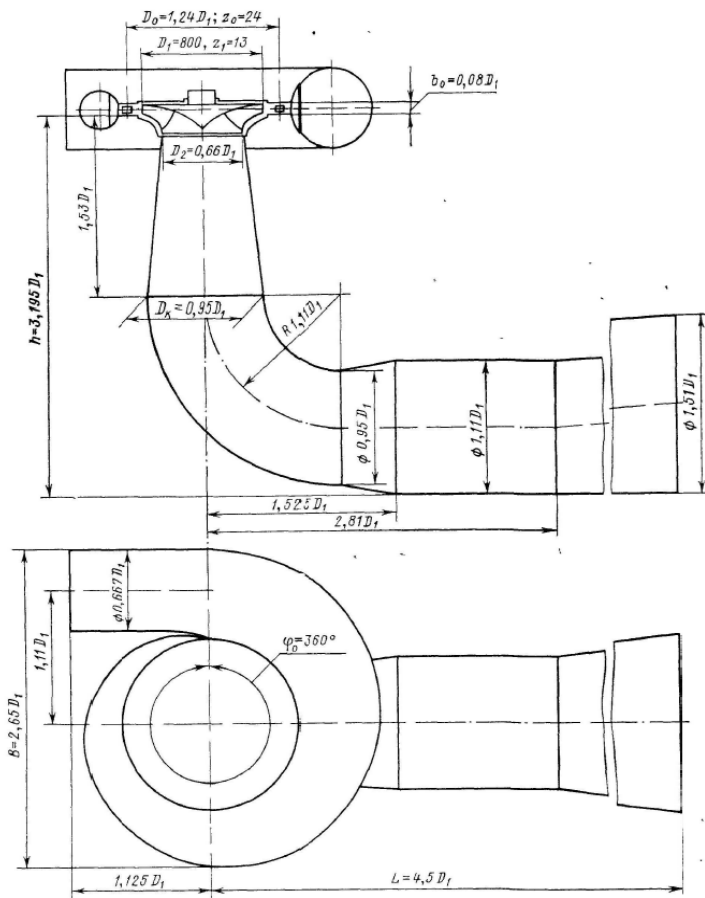
Sa dijagrama možemo videti da turbina radi u nominalom radnom režimu gotovo 2 [min] nakon čega dolazi do njenog ispada iz rada. Za veoma kratko vreme (6–7) [s] dolazi do maksimalog porasta pritiska koji je 1.45 puta veći od nominalnog. Potrebno je, gotovo, 3.5 [min] da nestanu pulsacije pritiska i da sistem dođe u stacionarni režim.

Na osnovu nominalnih radnih parametara turbinskog agregata, za potrebe formiranja modela, izvršen je izbor odgovarajuće univerzalne karakteristike turbine. Turbinskom agregatu na HE Amberd 2, najviše odgovara univerzalna karakteristika PO 500–B (slika 5.45.)



Slika 5.45. Univerzalna karakteristika hidroturbine PO 500–B № 2515

Na slici 5.46. dat je poprečni presek modelske hidroturbine PO 500–B, sve dimenzije su definisane u odnosu na nominalni prečnik radnog kola hidroturbine.



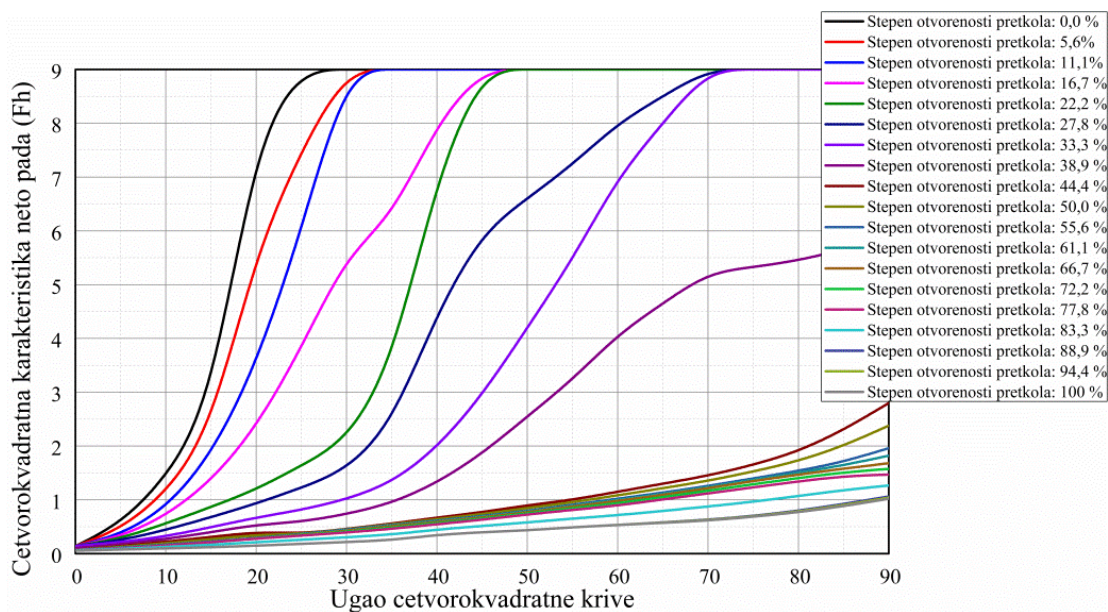
Slika 5.46. Poprečni presek modelske hidroturbine PO 500–B

Korišćenjem podataka sa dijagrama univerzalne karakteristike, kao i tabelarnih podataka, nadalje se formiraju Suterove karakteristike turbine. U tabeli 5.12. je prikazan primer proračuna karakteristika neto pada i obrtnog momenta za jedan položaj sprovodnog aparata, dok su svi podaci prikazani na dijagramima, a tabelarni proračuni se zbog njihovog obima detaljno ne prikazuju.

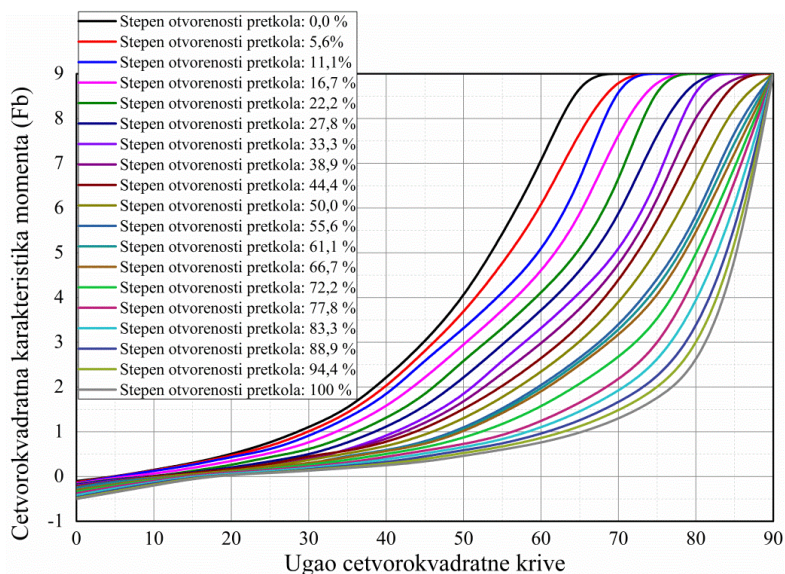
Tabela 5.12. Primer proračuna karakteristika neto pada i obrtnog momenta za jedan položaj sprovodnog aparata

za $a_0=30$ mm								
N_1	Q_1	η	h	v	β	F_b	F_h	$\tan^{-1}(v/\alpha)$
40	202	0,76	2,25	1,589315	2,986515	0,847017	0,638131	57,82182217
45	200	0,79	1,777778	1,398737	2,158735	0,730174	0,601319	54,43786414
50	196	0,84	1,44	1,233686	1,639854	0,650224	0,57098	50,97250551
55	192	0,87	1,190083	1,098644	1,250006	0,566377	0,539226	47,69114495
60	186	0,89	1	0,975619	0,954177	0,488862	0,512339	44,29295794
65	177	0,88	0,852071	0,856996	0,706148	0,407133	0,491265	40,59642811
70	168	0,86	0,734694	0,755318	0,524437	0,333929	0,467807	37,06441109
75	156	0,81	0,64	0,654609	0,372911	0,261049	0,448018	33,20911965
80	148	0,77	0,5625	0,582224	0,277116	0,20696	0,420094	30,2090067

Na sledećim slikama 5.47. i 5.48. su prikazane karakteristike neto pada (F_h) i obrtnog momenta (F_b):



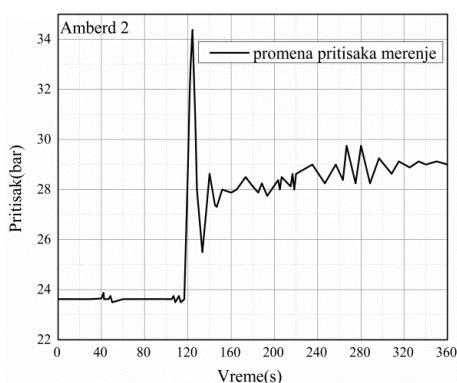
Slika 5.47. Karakteristika neto pada (F_h)



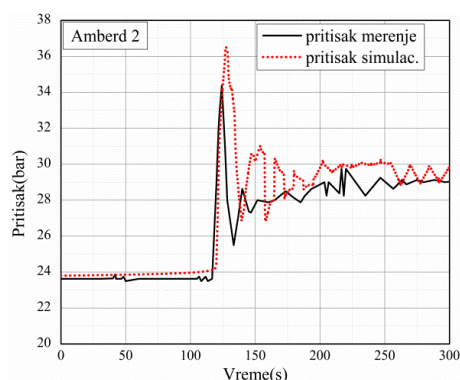
Slika 5.48. Karakteristika momenta (F_b)

Ovako formirane karakteristike su iskorišćene za proračun nestacionarnog radnog režima MHE Amberd 2.

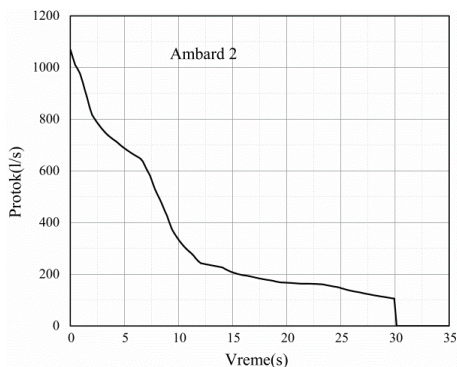
Za potrebe poređenja rezultata koji su dobijeni numeričkim simulacijama izvršena je najpre digitalizacija podataka koji su dobijeni od kompanije CINK Hydro–Energy k.s. Ovako digitalizovani podaci prikazani su na slici 5.49.



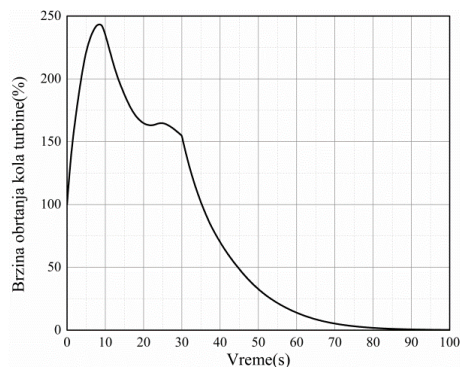
Slika 5.49. Ispad turbine na HE Amberd 2



Slika 5.50. Promena pritiska u sistemu



Slika 5.51. Promena protoka nakon ispada turbine sa mreže



Slika 5.52. Brzina obrtanja radnog kola turbine

Formirani model za analizu nestacionarnih radnih režima definisan je tako da turbinski agregat radi u nominalnom radom režimu 120 [s] nakon čega dolazi do ispada agregata sa mreže. Lopatice pretkola turbine počinju sa zatvaranjem odmah nakon ispada agregata iz rada i njihovo vreme zatvaranja iznosi 30 [s]. Porast pritiska dobijen numeričkim proračunima je nešto viši nego onaj koji je dobijen merenjem na objektu, a takođe su i nešto veće naknadne pulsacije pritiska (slika 5.50.). Vreme dostizanja maksimalnog porasta pritiska gotovo je identično podacima dobijenim merenjima, a razlika u vrednosti pritiska dobijenog numeričkim proračunom je u granicama (6–7) [%] u odnosu na podatke sa terena. Pri zatvaranju lopatica sprovodnog aparata najintenzivnija promena protoka je tokom prvih 10 [s], tako da se za ovo vreme protok smanji gotovo na trećinu od nominalnog, a zatim se tokom narednih 20 [s] dovodi na vrednost nula (slika 5.51.).

Nakon ispada iz rada turbina kreće u pobeg koji iznosi približno 2,4 puta od nominalnog broja obrtaja, i ova maksimalna vrednost se postiže 8 [s] posle ispada turbinskog agregata sa mreže. Prema modeliranoj momentnoj karakteristici turbina se vraća na nominalni broj obrtaja u 35 [s] dok se nakon 90 [s] broj obrtaja ne svede na nulu (slika 5.52.).

MHE Raul Alb

Druga hidroelektrana, sa Francis–ovim turbinama, je Raul Alb (Slika 5.53) u Rumuniji.



Slika 5.53. MHE Raul Alb

U ovoj MHE su dve horizontalne Francis–ove turbine čiji su nominalni radni parametri dati u tabeli 5.13.

Tabela 5.13. Nominalni radni parametri Francis–ovih turbina u HE Raul Alb

Naziv projekta	Tip turbine	Pad [m]	Bruto pad Hb [m]	Neto pad Hn [m]	Protok [l/s]	Turbina	Br. obrtaja turbine	n_q turbine	Nazivni prečnik radnog kola D[mm]	Pt [kW]	Pg [kW]
RAUL ALB T1	Francis-ova horizontalna	87.3–97.15	99,55	85	560	CHEF75/3,0	1500	38	430	464	437
RAUL ALB T2	Francis-ova horizontalna	87.3–97.15	99,55	85	560	CHEF75/3,0	1500	38	430	464	437



Slika 5.54. Horizontalna Francis-ova turbina

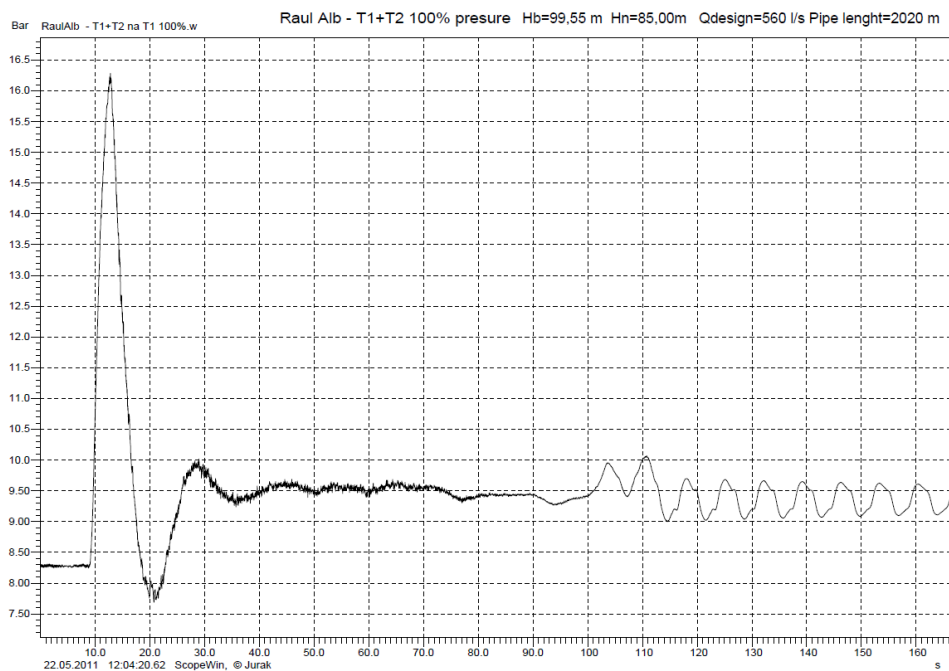


Slika 5.55. Dovodni cevovod

Izvor za Francis-ovu turbinu: <https://www.cink-hydro-energy.com/>

Izvor: http://www.ucmr.ro/en/print0ef4.html?id=103_0_2_0_C

Rezultati merenja promene pritiska i broja obrtaja prilikom ispada turbine u sistemu Raul Alb prikazani su na slici 5.56. Podaci o HE i nestacionarnim radnim režimima dobijeni su od kompanije CINK Hydro–Energy k.s. i snimljeni su kroz SCADA aplikaciju pri testiranju ispada turbine iz rada i primopredajnim ispitivanjima.



Slika 5.56. Ispad turbine na elektrani Raul Alb

Sa dijagrama se uočava da turbina radi u nominalom radnom režimu 10 [s], nakon čega dolazi do njenog ispada iz rada. Za 12 [s] dolazi do maksimalog porasta pritiska koji je dva puta viši od nominalnog. Potrebno je, gotovo, 110 [s] da nestanu pulsacije pritiska i da sistem dođe u stacionarni režim.

Na osnovu nominalnih radnih parametara turbinskog agregata, za potrebe formiranja modela, izvršen je izbor odgovarajuće univerzalne karakteristike turbine sa odgovarajućim n_q .

Kako je:

$$n_{11} = nD/\sqrt{H}. \quad (5.7.3)$$

Stvarni broj obrtaja turbine za dato H i D iznosi:

$$n = \frac{n_{11}\sqrt{H}}{D}. \quad (5.7.4)$$

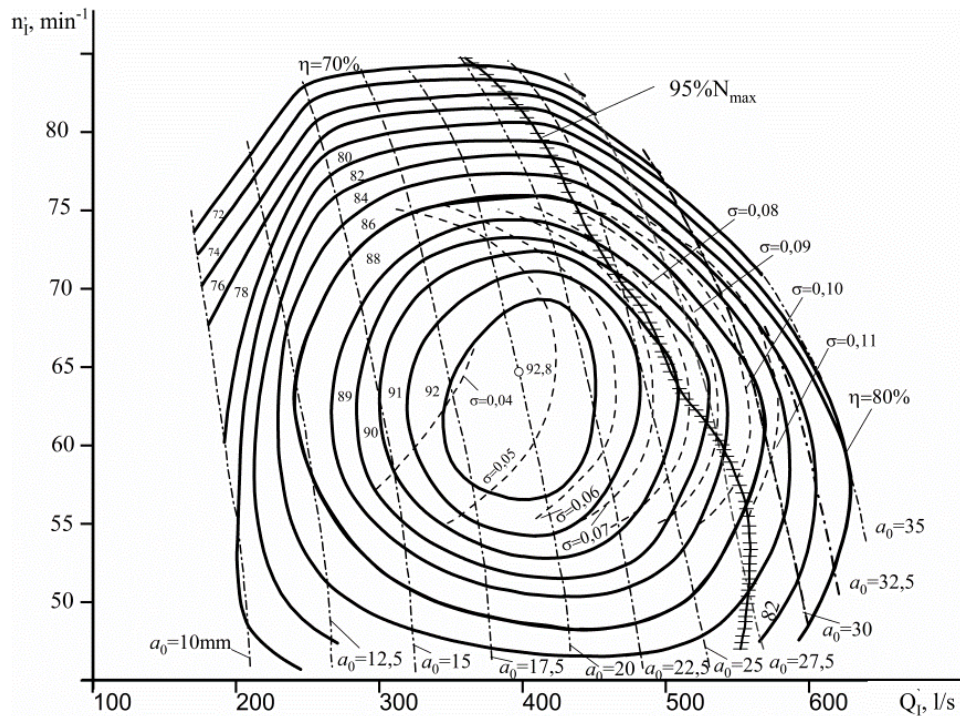
Kako je:

$$Q'_1 = Q_{11} = Q/(D^2\sqrt{H}). \quad (5.7.5)$$

Stvarni protok turbine za dato H i D iznosi:

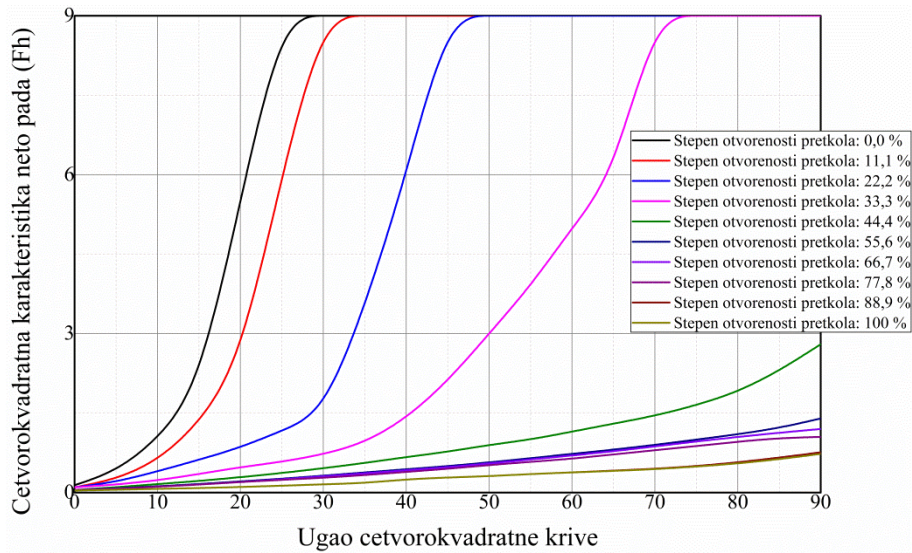
$$Q = Q_{11}D^2\sqrt{H}. \quad (5.7.6)$$

Turbinskom agregatu na HE Raul Alb, najviše odgovara univerzalna karakteristika PO310–B (Slika 5.57)

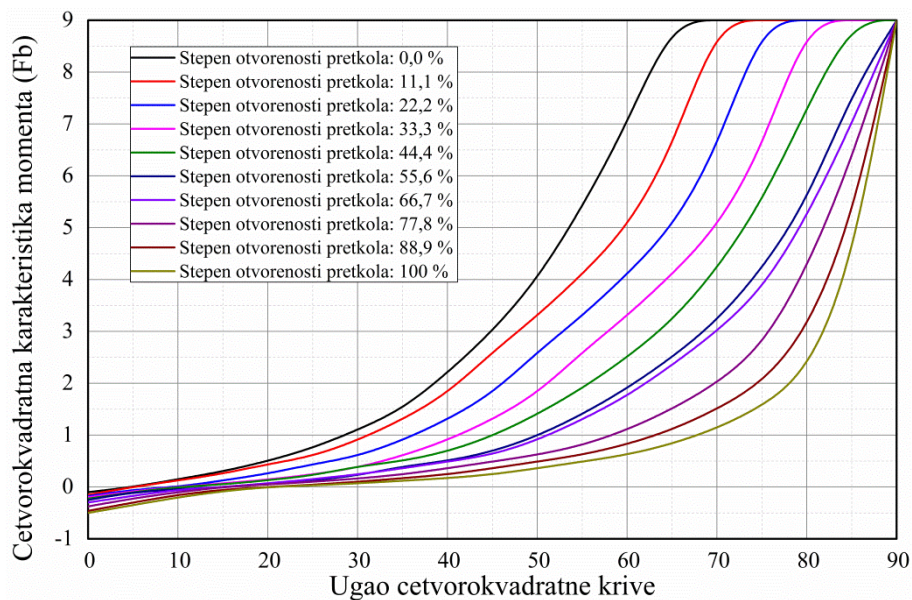


Slika 5.57. Univerzalna karakteristika hidroturbine PO 310–B

Korišćenjem podataka sa dijagrama univerzalne karakteristike (slika 5.57.), kao i tabelarnih podataka (tabela 5.6.), nadalje se formiraju Suterove karakteristike turbine. Na slikama 5.58. i 5.59. je dat izgled karakteristika neto pada i obrtnog momenta, a detaljan proračun ovih karakteristika se zbog njihovog obima, ovde ne prikazuje.



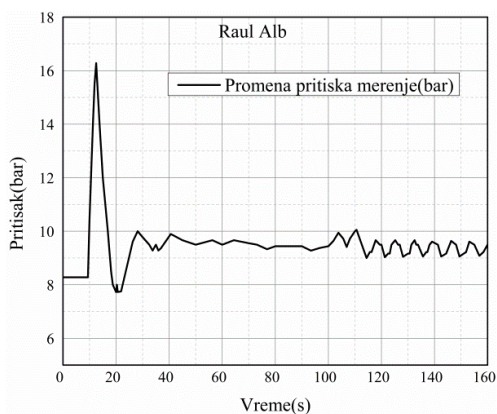
Slika 5.58. Karakteristika neto pada (F_h)



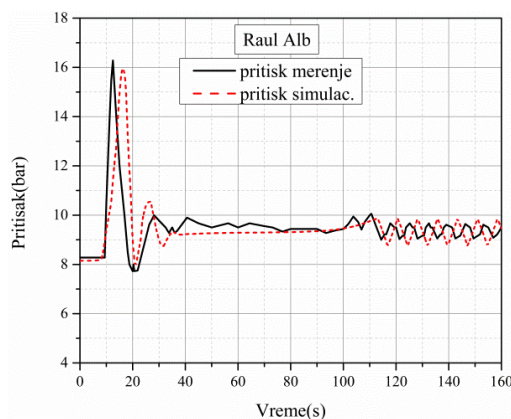
Slika 5.59. Karakteristika momenta (F_b)

Za proračun nestacionarnog radnog režima MHE Raul Alb, korišćene su ovako formirane karakteristike.

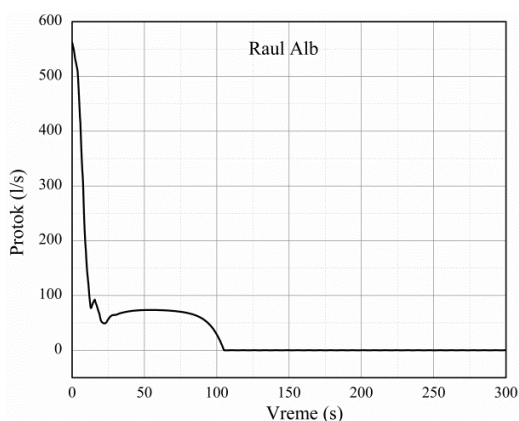
U cilju preciznijeg poređenja rezultata, prvo je izvršena digitalizacija podataka koji su dobijeni od kompanije CINK Hydro–Energy k.s. (slika 5.60.). Na slici 5.61. su predstavljeni rezultati dobijeni numeričkim simulacijama i oni dobijeni merenjem na terenu.



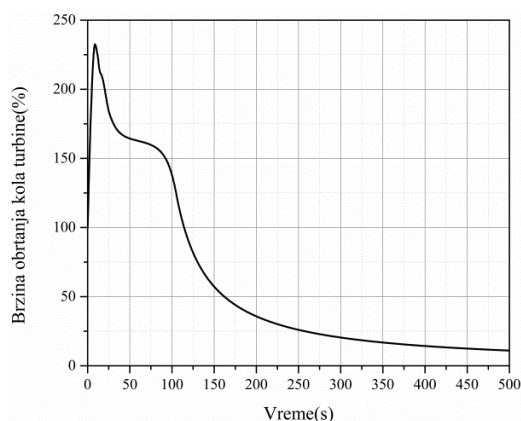
Slika 5.60. Ispad turbine na elektrani Raul Alb



Slika 5.61. Promena pritiska



Slika 5.62. Promena protoka nakon ispada turbine sa mreže



Slika 5.63. Brzina obrtanja radnog kola turbine

Model koji je formiran za analizu nestacionarnih radnih režima definisan je tako da turbinski agregat radi u nominalnom radom režimu 10 [s] nakon čega dolazi do ispada agregata sa mreže. Lopatice pretkola turbine počinju sa zatvaranjem odmah nakon ispada turbine sa mreže i njihovo vreme zatvaranja iznosi 11 [s]. Porast pritiska dobijen numeričkim proračunima je nešto niži nego onaj koji je dobijen merenjem na objektu, dok su naknadne pulsacije pritiska nešto veće. Vreme dostizanja maksimalnog porasta pritiska gotovo je identično podacima dobijenim merenjima, razlika je približno 4 [s], dok je vrednost pritiska dobijenog numeričkim proračunom u granicama (2.4–2.6) [%] u odnosu na podatke sa terena. Pri zatvaranju lopatica sprovednog aparata najintenzivnija promena protoka je tokom prvih 12 [s], tako da se za ovo vreme protok smanji gotovo na sedminu od nominalnog, a zatim se tokom narednih 98 [s] dovodi na vrednost nula (slika 5.62.). Nakon ispada iz rada turbina kreće u pobeg koji iznosi približno 2,3 puta od nominalnog broja obrtaja, i ova maksimalna vrednost se postiže 12 [s] posle ispada turbinskog agregata sa mreže (slika 5.63.). Prema modeliranoj momentnoj karakteristici turbina se vraća na nominalni broj obrtaja u 115 [s] dok se nakon više od 400 [s] broj obrtaja ne svede na nulu.

6. ODREĐIVANJE CURENJA I MESTA CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA

Transport cevima je široko zastupljen u transportu različitih fluida, kao što su nafta, derivati nafte, voda i drugo. Može se slobodno reći da je veći deo planete Zemlje prekriven mrežama cevovoda koji se prostiru nad zemljom, pod zemljom, morima i okeanima. Teško je proceniti ukupnu dužinu cevovoda koji su u ovom trenutku, u eksploataciji. Samo na teritoriji Ruske Federacije, prema zvaničnim podacima njihovog resornog ministarstva iz 2015. godine, dužina podzemnih naftovoda, gasovoda i vodovoda, iznosila je više od sedamnaest miliona kilometara. Sada ih je sasvim sigurno mnogo više jer je u međuvremenu izgrađeno još naftovoda i posebno gasovoda (slika 6.1.).



Slika 6.1. Magistralni naftovod

Izvor: <http://sgeokom.ru/krupnejshie-nefteprovody-rossii/>

Svi cevovodi su, u toku svog rada, opterećeni intenzivnim dinamičkim opterećenjima koja su uglavnom izazvana nestacionarnim radnim režimima, varijacijama pritiska unutar cevovoda i vibracijama. Ove pojave vrlo često dovode do oštećenja cevovoda, a onda može doći i do curenja transportovane supstancije iz cevovoda. Neke statističke procene pokazuju da se čak 65 [%] havarija na cevovodima javljaju upravo zbog ovih pojava. Naravno, nisu ovo jedini razlozi zbog kojih dolazi do pojave havarija na cevovodima, a onda i do curenja, a o

tome će biti reči u daljem tekstu. Curenje dovodi do gubitaka prirodnih resursa pri čemu nastaju ekonomski gubici. Iz tih razloga, neophodno je sanirati oštećenja brzo i kvalitetno. Usled curenja supstancija koje se transportuju cevovodima a koje su po prirodi štetne može doći do zagađenja i degradacije životne sredine, o čemu treba posebno voditi računa. Imajući sve ovo u vidu, postoji veliki interes da se utvrde mogući uzroci pojave oštećenja na magistralnim cevovodima, da se na vreme otkriju curenja kada do njih dođe i mesta na cevovodu na kojima su se ona pojavila i da se u što kraćem vremenskom roku otklone.

6.1. OSNOVNI UZROCI CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA

U ovom delu rada daje se kratak pregled osnovnih uzroka koji mogu dovesti do havarija i mogućih curenja transportovane supstancije iz magistralnih cevovoda. Osnovni uzroci curenja mogu se svrstati u sledeće grupe:

- Kvalitet izrade cevi,
- Izvođenje građevinskih i mašinskih montažnih radova,
- Mehanička oštećenja cevovoda,
- Eksploatacioni uzroci,
- Korozivno razaranje cevi i
- Prirodne katastrofe.

U nastavku će biti reči o svakoj grupi uzroka, koji mogu dovesti do havarija i mogućih curenja. Pri ovome treba imati u vidu da će se pod havarijom smatrati svako i najmanje odstupanje između projektovanog i izvedenog objekta.

Kvalitet izrade cevi. Pri izradi cevi može doći do oštećenja na zidovima cevi kao što su: zarezi, risevi, udubljenja različitih geometrijskih karakteristika i veličina, ogrebotine i dr. Mogu na korišćenom materijalu da se jave metalurški nedostaci, nemetalne primese u obliku šljake i dr. Defekti cevovoda često su rezultat korišćenja nekvalitetnih sirovina za izradu cevi, proizvodni nedostaci i nepoštovanje tehnologije proizvodnje. Iako nisu vezani direktno za izradu cevi ovde se mogu svrstati i oštećenja nastala pri transportu cevovoda, posebno pri utovaru i istovaru, jer se i ona javljaju pre ugradnje.

Izvođenje građevinskih i mašinskih–montažnih radova. Tokom izvođenja ovih radova, ali i pri remontu mogu se javiti skrivena oštećenja koja uglavnom nastaju zbog nepoštovanja tehnologije zavarivanja. Ovi nedostaci se eksponiraju posle duže eksploatacije i uglavnom dovode do pojave curenja. Do ovih defekata dolazi uglavnom zbog nedostataka efikasnog sistema za praćenje izvođenja radova i loše opreme izvođača radova.

Mehanička oštećenja cevovoda. Ova oštećenja mogu nastati pri izvođenju remontnih i građevinsko-mašinskih radova, nailaska autotransporta na cevovod, zbog dejstva različitih spoljašnjih sila i dr. Statistički podaci pokazuju da dejstvo spoljašnjih sila najčešće dovodi do oštećenja i to: pukotina, prekida i dr. Mehanička oštećenja nastala u toku montaže obično se identifikuju u toku hidrauličkog ispitivanja pre puštanja u rad i otklanjaju se.

Eksploatacioni uzroci. U toku eksploatacije magistralnih cevovoda podrazumevaju se uključivanja i isključivanja pumpe i otvaranje i zatvaranje ventila. Ove radnje dovode do nestacionarnih procesa u cevovodima koji su praćeni naglim skokovima pritiska i promene brzine strujanja. Ako je gustina transportovane supstancije veća onda su i sile inercije većeg intenziteta. Posebno je štetna pojava nestacionarnih radnih režima i hidrauličkog udara koji može višestruko povisiti pritisak u odnosu na radni pritisak. Ovi nagli skokovi pritiska mogu dovesti do značajnih oštećenja cevovoda pa čak i do njegovog prekida.

Korozivno razaranje cevi. Korozija ima štetan uticaj na stanje cevi, jer formira pege i kaverne značajne dubine na celoj debljini zida. Ona se javlja spolja, a i unutar cevovoda (slika 6.2).



Slika 6.2. Korozija metala na cevovodu a) korozija spolja i b) korozija unutar cevovoda

Izvor: a) <https://www.modares.ac.ir/en-eng/departments/metal-protection>

b) <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/16645/tesis.pdf?sequence=3>

Štetnija je tzv. električna korozija, koja nastaje usled uticaja lutajućih struja. Ove lutajuće struje se obično javljaju od šina električnog transporta i prirodnog električnog pražnjenja i prodiru u zemlju, a obično dolaze na mesta cevovoda gde je oštećena izolacija ili je on nezaštićen. Unutrašnja korozija cevovoda može dovesti do značajnih oštećenja cevovoda. Uspešna zaštita magistralnih cevovoda može se postići pravilnim izborom zaštitnih mera. Stanje cevovoda u početnom periodu, zavisi od kvaliteta projektovanja i konstrukcije, a sa vremenom se uticaj ovih faktora smanjuje i dolaze do izražaja uslovi eksploatacije cevovoda.

Prirodne katastrofe. Uzrok prekida cevovoda mogu biti prirodne katastrofe kao što su poplave, klizišta, zemljotresi i dr. Ovi defekti su srazmerni katastrofama koje su ih izazvale.

6.2. METODE ZA OTKRIVANJE CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA

Jedan od prvih koji je identifikovao uzroke curenja i predložio metodu za otkrivanje curenja je Žukovski [144]. Trenutno postoji više metoda za otkrivanje curenja, a svaka od njih ima svoje prednosti i nedostatke. Ove metode se dele na spoljašnje i unutrašnje u zavisnosti od toga da li oprema registruje spoljašnje parametre na cevovodu ili parametre unutar cevovoda [145]. Spoljašnje metode otkrivaju curenje koristeći spoljašnje manifestacije koje prate njegovu pojavu, kao što su: akustički šumovi, curenje na površinama isticanja fluida, nivoa zagađenosti i drugo. Ove metode uglavnom koriste patroliranje duž rute cevovoda, primenu osetljivih kablova, termovizijskih kamera i dr. Unutrašnje metode su one kojima se otkriva curenje korišćenjem merila i senzora za merenje parametara unutar cevovoda, kao što su temperatura fluida, protok, pritisak i dr.

6.2.1. Metode praćenja spoljašnjih parametara—eksterne metode

Postoji više metoda za otkrivanje curenja, od kojih su u nastavku rada prikazane:

- Metoda sa primenom optičkog kabla,
- Radijaciona metoda i
- Metoda vizuelnog pregleda.

Metoda sa primenom optičkog kabla. Ovom metodom otkrivanje curenja se realizuje postavljanjem optičkog kabla osetljivog na svetlost duž kontrolisanog dela cevovoda (slika 6.3). Ako fluid “pogodi” kabl, javlja se signal o curenju zahvaljujući laserskom senzoru.



Slika 6.3. Optički kabl postavljen duž cevovoda

Izvor <http://www.mra.pt/repositorio/afea/pdf/1161/2/aplicaciones-fugas.pdf>

Izvor: <https://www.yokogawa.com/library/resources/application-notes/pipeline-leak-detection/>

Ova metoda se može koristiti i za otkrivanje oštećenja, ali se onda optički kabl postavlja unutar cevovoda. Ova metoda se uspešno koristi i za borbu protiv neovlašćenog priključivanja na cevovod. Nedostaci ove metode su: problemi pri izvođenju remontnih radova, ograničen opseg intenziteta curenja koja otkrivaju i veliki investicioni troškovi.

Radijaciona metoda. Kod ove metode se upumpanom fluidu dodaje radioaktivna supstancija. Na mestu curenja fluida javlja se prekoračenje nivoa radijacionog zračenja, koji se otkriva i zapisuje primenom specijalnih uređaja. Korišćenjem radioaktivnih izotopa, na primer ^{24}Na , ^{82}Br mogu se otkriti i mesta malih curenja na cevovodu. Nedostaci ove metode su: visoki eksploatacioni troškovi, niska produktivnost, osetljivost i periodičnost kontrole.

Metoda vizuelnog pregleda. Ova metoda se zasniva na neprekidnom i sistematskom vizuelnom praćenju promena na magistralnom cevovodu i okolini. Ova grupa metoda uključuje i pešački obilazak trase, kada uslovi to dozvoljavaju. Primenjuje se i helikoptersko posmatranje. Ova sredstva se, korišćenjem novih tehnologija, modernizuju tako da se koriste satelitska praćenja, bespilotne letelice, videonadzor i dr. Metode ove grupe su jednostavne, ali imaju i značajne nedostatke kao što su: nemogućnost kontinuiranog praćenje cevovoda, neka se curenja mogu otkriti tek nakon dužeg vremena, a neka ni tada.

6.2.2. Metode praćenja unutrašnjih parametara–interne metode

Isto kao i kod prethodnih, postoji veći broj i ovih metoda, od kojih su u nastavku rada prikazane:

- Metoda hidrauličkog nagiba,
- Metoda diferencijalnog pritiska,
- Grafoanalitička metoda i
- Metoda hidrauličkog ispitivanja cevovoda.

Metoda hidrauličkog nagiba. Ova metoda je zasnovana na statističkoj kontroli parametara pumpanja: pritiska, protoka, snazi koja je potrebna pumpama na pumpnim stanicama. Ove metode se koriste samo za stacionarne režime rada, a za nestacionarne režime daju lažne signale.

Metoda diferencijalnog pritiska. Ova metoda se zasniva na merenju razlike pritisaka ispred i iza zaporne armature pomoću diferencijalnog manometra. Nedostatak im je što je na duže vreme potrebno zaustaviti rad sistema i potrebna je velika količina fluida za ispitivanje, a određivanje mesta curenja je komplikovano.

Grafoanalitička metoda. Ova metoda se zasniva na konstruisanju linija hidrauličkog nagiba na osnovu izmerenih brzina i pritiska na početku i na kraju cevovoda. Kada dođe do curenja linija se razlikuje od linije kada nema curenja, a u njihovom preseku se nalazi mesto curenja. Nedostatak ove metode je što se može primeniti samo za stacionarne režime, a i tada otkriva samo velika curenja.

Metoda hidrauličkog ispitivanja cevovoda. Ova metoda se isključivo koristi na delovima cevovoda koji nisu u radu. U ovaj deo cevovoda upumpa se voda ili vazduh do postizanja pritiska koji je za (10–23) [%] viši od radnog pritiska. Cevovod se drži pod ovim pritiskom (8–24) [h], a u toku tog vremena pritisak se kontroliše i zapisuje korišćenjem manometara sa samozapisom. Ako dolazi do pada pritiska znači da curenje postoji. Velika curenja se praktično odmah otkriju, a manja curenja se, po pravilu, otkrivaju sa porastom pritiska, a sa njegovim sniženjem ona se ne registruju. Ispitivanje vazduhom moguće je nezavisno od klimatskih uslova regiona. Nedostaci metode su isti kao kod metode diferencijalnog pritiska.

6.3. UREĐAJI SA DEFEKTOSKOPOM ZA OTKRIVANJE CURENJA

Razne vrste interne dijagnostičke opreme koje se transportuju upumpanim fluidom u cevovod koriste se za otkrivanje i sprečavanje curenja, još od 70-ih godina prošlog veka. Pregled savremenih metoda ispitivanja bez razaranja, koje se realizuju defektoskopima, pokazuje da je za dobijanje slike tehničkog stanja cevovoda potrebno koristiti kombinaciju različitih sredstava kontrole, na primer ultrazvučna, magnetna i dr. Neke od defektoskopa navešćemo u tekstu koji sledi.

6.3.1. Ultrazvučni defektoskop

Princip rada ovih defektoskopa je odbijanje ultrazvučnih talasa različitim nehomogenosti. Ovaj defektoskop, zahvaljujući instaliranom ultrazvučnom pjezoelementu, šalje ultrazvučne impulse i beleži dolazak odbijenih talasa. Oni određuju debljinu zida cevovoda, a i smanjenje debljine zida, na osnovu čega se donosi odluka o neophodnom remontu [147]. Ultrazvučni defektoskop prikazan je na slici 6.4.



Slika 6.4. Ultrazvučni defektoskop

Izvor: http://marjan.fesb.hr/kk/lab_hr.html

6.3.2. Magnetni defektoskop

Princip rada ovog defektoskopa zasnovan je na fenomenu promene magnetnog polja u okolini defekta na metalnoj cevi. Ako na zidu cevovoda postoje promene kao što su smanjenje



Slika 6.5. Magnetni defektoskop

Izvor: <https://www.indiamart.com/proddetail/magnetic-flaw-detector-lee610c-19552095662.html>

njegove debljine, ogrebotine, defekti geometrije izazvani korozijom i dr. homogeno magnetno polje se menja u okolini ovih defekata. Podaci o anomalijama se beleže pomoću magnetno osetljivih elemenata koji se postavljaju na tzv. "pig" element koji se sa fluidom transportuje kroz cevovod [148]. Ovi defektoskopi se koriste za debljine zida cevi do 25 [mm], i ne mogu, bez dodatnih senzora, otkriti uzdužne pukotine. Moguće su greške u proceni

prirode defekata, koje su posledica grešaka obrade rezultata u procesu skeniranja i hardverskim mogućnostima defektoskopa. Jedan od ovih defektoskopa prikazan je na slici 6.5.

6.3.3. Vrtložni defektoskop

Princip rada ovih defektoskopa zasniva se na efektima vrtložnog strujanja. Ovi defektoskopi koriste se samo za pregled unutrašnje površi cevovoda, jer su male dubine prodiranja vrtložne struje u zid cevovoda. Ovi defektoskopi su dobri za otkrivanje ogrebotina i pukotina na unutrašnjoj površi cevovoda i u tome su konkurentni ultrazvučnim defektoskopima. U slučajevima postojanja krivina na magistralnim cevovodima od 1,5d do 3d, onda konstrukcija vrtložnog defektoskopa mora imati zglobne delove manje od 2d.

Već se razvijaju robotski sistemi koji će moći samostalno da se kreću unutar cevovoda i da prilagođavaju svoju konfiguraciju i dimenzije, u zavisnosti od prečnika cevovoda, i tako otkrivaju oštećenja na teško dostupnim delovima cevovoda.

6.4. OTKRIVANJE CURENJA PRAĆENJEM PARAMETARA PROCESA TRANSPORTA FLUIDA

Široko su rasprostranjene metode za otkrivanje curenja koje se zasnivaju na praćenju parametara procesa curenja. Ove metode primenjuju očitavanja senzora i brojila koji su ugrađeni na cevovodu u sistemu sakupljanja i prenosa informacija. Karakteristike ovih metoda su: mali investicioni i eksploatacioni troškovi, kontinuirano praćenje parametara,

jednostavna modernizacija, prilagodljivost promenama uslova, jednostavnost i fleksibilnost, efikasnost odgovora na otkrivanje curenja i istovremena primena više algoritama za otkrivanje curenja [146]. Odabrane metode koje pripadaju ovoj grupi prikazane su u nastavku:

- Metoda masene ravnoteže,
- Metoda upoređivanja protoka,
- Metoda negativnih udarnih talasa i
- Metoda poređenja brzina strujanja.

Metoda masene ravnoteže. Ova metoda koristi informacije od senzora protoka i pritiska, koji su postavljeni na krajevima posmatranog dela cevovoda. Ova metoda upoređuje mase fluida na ulazu u kontrolisani deo cevovoda i na izlazu iz njega, u fiksiranim intervalima vremena. Za otkrivanje manjih curenja upoređivanje ovih masa mora biti u dužem vremenskom intervalu. Ove metode su pouzdane za otkrivanje curenja, ali su primenljive samo za stacionarne režime strujanja fluida.

Metoda upoređivanja protoka. U osnovi ove metode je konstantnost masenog protoka fluida pri stacionarnom strujanju. U dva preseka kontrolisanog dela cevovoda ugrade se senzori protoka i pritiska i kada se registruje razlika protoka koja je veća od postavljenog ograničenja, konstantuje se postojanje curenja. Ova metoda je primenljiva samo za stacionarna strujanja, a kod nestacionarnih strujanja daje lažne signale. Zato se ova metoda uglavnom koristi u kombinaciji sa metodama koje uzimaju u obzir nestacionarnost strujanja. Pri određivanju mesta curenja javljaju se značajne komplikacije.

Metoda negativnih udarnih talasa. Ova metoda koristi fizički fenomen da se na mestu curenja formira negativni udarni talas pritiska koji se prostire u dva smera od mesta curenja. Korišćenjem izmerenih vremena dolaska talasa do početka i do kraja kontrolisanog cevovoda određuje se rastojanje mesta curenja od početka kontrolisanog dela cevovoda [146]. Zbog složenog sistema raspoznavanja lažnih signala koji se javljaju pri prostiranju talasa u nestacionarnom režimu otkrivanje curenja je komplikovano, a sporo rastuća i mala curenja se ne mogu otkriti.

Metoda poređenja brzina strujanja. Ova metoda se zasniva na upoređivanju brzina strujanja na početku i na kraju kontrolisanog dela cevovoda. Ovo se realizuje pomoću mernih dijafragmi, spojenim sa plivajućim diferencijalnim manometrima sa živom. Nedostaci ove metode su analogni nedostacima metode upoređivanja protoka.

6.5. AKUSTIČNE METODE

Ove metode se zasnivaju na merenju akustičnih talasa u cevovodu [149], i dele se na: aktivne, koje se zasnivaju na emisiji akustičnih talasa i vibracija i pasivne, koje se zasnivaju na prijemu talasa i vibracija. Od ovih metoda najčešće se primenjuju:

- Metoda akustične emisije,
- Metoda akustičnog prijema i
- Ultrazvučna metoda.

Metoda akustične emisije. Ovom metodom mogu se otkriti i proceniti oštećenja na daljinu i mesta malih curenja [149]. Detektori razvijeni na osnovu ove metode, na osnovu obrade signala, mogu biti amplitudni i korelacioni [150]. Amplitudni detektori se uglavnom koriste za određivanje geometrije oštećenja, a korelacioni su pogodni za određivanje mesta curenja i to sa velikom tačnošću. Međutim, imaju nisku osetljivost i slab imunitet na šum (spektar buke i spektar korisnih signala se preklapaju).

Metoda akustičnog prijema. Ova metoda je zasnovana na prenosnim detektorima curenja i sondama koje se kreću u cevovodu i registruju ultrazvučne talase [150]. Ovi talasi se javljaju u cevovodu kada dođe do curenja. Uzroci pojave ovih talasa su kavitacija i lokalna promena pritiska na mestu curenja, a talasi se prostiru uz i niz strujanje u cevovodu. Nedostaci ove metode su niska stabilnost akustičnih detektora na klimatske uslove, a i uticaj osobina tla.

Ultrazvučna metoda. Ova metoda je zasnovana na zakonima prostiranja, prelamanja i odbijanja ultrazvučnih talasa [151]. Pri postojanju oštećenja u cevovodu menja se struktura ovih talasa u okolini oštećenja. Ovu metodu karakteriše velika prodornost tako da je u stanju da otkrije nedostatke i u zidu cevovoda (čak i najmanjih), a ne samo na površi cevovoda. Spoljašnja buka ne utiče na prostiranje ovih talasa. Trenutno postoji više ultrazvučnih metoda kontrole cevovoda kao što su: metoda senke, eho metoda, ogledalo–senka i njihove kombinacije [146].

6.6. METODA ZA PRAĆENJE INTEGRITETA MAGISTRALNIH CEVOVODA KORIŠĆENJEM HIDRODINAMIČKE TALASNE TEORIJE

U ovom delu rada prikazana je metoda za otkrivanje curenja fluida iz magistralnih cevovoda koja se zasniva na stvaranju talasa visokog pritiska u cevovodu i na utvrđivanju odbijanja talasa od mesta pretpostavljenog curenja. Ova metoda omogućava ne samo otkrivanje curenja, već i određivanje mesta (lokacije) na magistralnom cevovodu gde se curenje dešava. Ova metoda koristi fizičku pojavu da se talas razdvaja na mestu defekta u

cevovodu, a jedno od njih je i mesto mogućeg curenja. Osnove ove metode je postavio N. E. Žukovski još 1879. godine izvodeći na moskovskom vodovodu istorijski eksperiment za proučavanje fenomena hidrauličkog udara. On je svoje prve rezultate publikovao [7], a posle analize i uopštavanja rezultata napisao je delo “O hidrauličkom udaru u vodovodnim cevima” [144]. U delu rada 6.8 prikazana je metoda za otkrivanje curenja i njena primena u dijagnostici stanja cevi.

U nastavku se razmatra prostiranje talasa pritiska u delu cevovoda konstantnog prečnika i pretpostavlja se da na tom delu cevovoda nema nikakvih drugih prepreka, osim curenja, koje bi ometale prostiranje talasa. Razlog uvođenja ovog uslova je činjenica da bi se talas pritiska nailaskom na bilo koju od ovih prepreka razdvojio na dva talasa od kojih bi jedan nastavio da se prostire u prvobitnom smeru, a drugi bi se odbio i nastavio svoje prostiranje u suprotnom smeru. U ovom slučaju registrovano mesto prepreke moglo bi da da “lažnu” sliku o curenju na cevovodu. Međutim, ovo može da se koristi za otkrivanje defekta cevovoda. Dakle, uz uvedenu pretpostavku, talasi pritiska se prostiru na celom delu cevovoda koji posmatramo, bez nekih značajnih promena, osim postepenog slabljenja zbog rasipanja energije na trenje. Amplitude odbijenih talasa pritiska zavise od veličine uticaja nastalih defekata na ravnomernost strujanja fluida u cevovodu, a i od dimenzija defekata. Metoda koja se ovde izučava zasnovana je na efektu raspada talasa pritiska na mestu pretpostavljenog curenja.

Praktična primena ove metode otkrivanja curenja je relativno jednostavna, što će se ovde, ukratko, opisati. Neka se na delu cevovoda koji razmatramo $[x_1, x_2]$, ispunjenom fluidom koji se transportuje, pojavi curenje u preseku kome odgovara koordinata x_0 . U cilju otkrivanja curenja na kraju razmatranog dela cevovoda, u preseku kome odgovara koordinata x_2 , formira se talas visokog pritiska, ili prosto rečeno formira se hidraulički udar. Hidraulički udar na ovom mestu može se izazvati postavljanjem ventila na istom i njegovim postepenim ili naglim zatvaranjem. Na ovom mestu formirani talas pritiska prostire se uzvodno u cevovodu brzinom koja se malo razlikuje od brzine prostiranja zvuka u ovom cevovodu. U trenutku kada talas pritiska prolazi kroz presek gde je curenje, tj. presek kome odgovara koordinata x_0 , dolazi do pada visokog pritiska i prvobitni talas pritiska se deli na dva, kako je to već prethodno opisano. Odbijeni talas pritiska prostire se ka mestu gde je izazvan hidraulički udar tj. ka preseku kome odgovara koordinata x_2 . Za trenutak dolaska odbijenog talasa na kraj posmatranog dela cevovoda, presek x_2 , smatra se trenutak naglog pada pritiska.

Nagli pad pritiska ukazuje na postojanje curenja na razmatranom delu cevovoda. Ako na razmatranom delu cevovoda nema curenja onda nema ni odbijenih talasa.

Na ovaj način je otkriveno postojanje curenja na ovom delu cevovoda, međutim ova metoda omogućuje i određivanje njegovog tačnog mesta, koordinate. Da bi se odredilo mesto curenja treba u preseku kome odgovara koordinata x_2 , tj. na kraju posmatranog dela cevovoda na tajmeru na senzoru pritiska podesiti da on meri vreme od trenutka formiranja talasa visokog pritiska do trenutka dolaska odbijenog talasa. Znajući ovo vreme i brzinu prostiranja talasa određuje se pređeni put talasa od mesta formiranja do povratka na to mesto. Onda se mesto curenja nalazi na rastojanju:

$$l = \frac{ct}{2}, \quad (6.6.1)$$

od kraja posmatranog dela cevovoda. Korišćene oznake u izrazu (6.6.1) su t – vreme od trenutka formiranja talasa visokog pritiska, tj. pojave hidrauličkog udara do momenta dolaska odbijenog talasa na kraj posmatranog dela cevovoda, a c – je brzina prostiranja talasa u ovom delu cevovoda koja se određuje korišćenjem izraza (2.6.13).

Ova metoda se može primeniti i za slučaj kada na posmatranom delu cevovoda postoji više mesta na kojima fluid curi. U tom slučaju će biti onoliko odbijenih talasa koliko je mesta curenja fluida. Vremenski korak semplovanja podataka treba tako podesiti da registruje dolazak svakog od njih u presek na kraju cevovoda i onda je, korišćenjem formule (6.6.1) moguće odrediti položaj svakog od postojećih curenja.

Kako je već rečeno, ne postojanje odbijenog talasa pritiska ukazuje na nepostojanje curenja na tom delu cevovoda ili je ono toliko malo i nije ga moguće otkriti ovom metodom, ovome je posebnu pažnju posvetio Nizamutinov [152]. Jasno je da će na tačnost određivanja mesta curenja značajno uticati i preciznost beleženja semplovanih podataka.

6.6.1. Matematički model metode praćenja integriteta magistralnih cevovoda korišćenjem hidrodinamičke talasne teorije

U cilju modeliranja rada magistralnog cevovoda koristiće se, već izvedene jednačine, za strujanje nestacionarnog, malo stišljivog fluida u prisustvu viskoznog trenja, tj. jednačine hidrauličkog udara (2.7.11) i (2.8.8).

Za rešavanje ovih jednačina koristi se metoda karakteristika koja je detaljno prikazana u poglavlju 3.2. U ovom poglavlju dobijene su i jednačine hidrauličkog udara u karakterističnim oblicima (3.3.1) i (3.3.2) gde je prva zadovoljena na pozitivnoj karakteristici, a druga na negativnoj karakteristici. U ovim jednačinama zavisne promenljive su piježometarska visina i

brzina strujanja fluida u magistralnom cevovodu. S obzirom da se kao senzori pritiska uglavnom koriste manometri to će biti prikladnije da se za ovo modeliranje prethodne jednačine svedu na oblike u kojima su zavisno promenljive pritisak fluida u magistralnom cevovodu i brzina fluida, mada ima istraživača koji su zadržali prethodne promenljive, kao što su na primer Lamjed i Ezzeddine [153].

Koristeći izraz (2.1.11) za piježometarsku visinu prethodne jednačine (3.3.1) i (3.3.2) transformišu se na jednačine

$$\frac{d}{dt}(p + \rho cv) = -\frac{\rho \lambda cv |v|}{2d} - g\rho_0 c \sin \alpha, \quad (6.6.2)$$

i

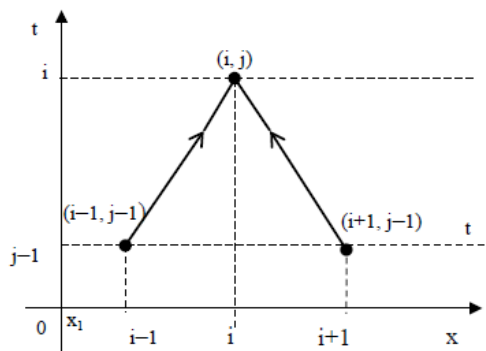
$$\frac{d}{dt}(p - \rho cv) = \frac{\rho \lambda cv |v|}{2d} + g\rho_0 c \sin \alpha, \quad (6.6.3)$$

respektivno, od kojih je prva zadovoljena na pozitivnoj karakteristici, a druga na negativnoj.

Modeliranje, će se dalje sprovesti na delu magistralnog cevovoda $[x_1, x_2]$ dužine $L = x_2 - x_1$, unutrašnjeg prečnika d , debljine zida δ u kome struji fluid gustine ρ_0 i kinematičke viskoznosti ν .

Osa x je poklopljena sa osom cevovoda, a posmatrani deo cevovoda je podeljen na $N = L/\Delta x$ segmenata, gde je Δx konstantni korak duž x – ose. Onda je koordinata x_i data izrazom $x_i = x_1 + i\Delta x$ koji će zbog kraćih zapisa biti označeni sa i . Korak duž t ose Δt je konstantan i prema preporukama, o kojima je pisano u poglavlju 3.4, iznosi $\Delta t = \Delta x/c$. Vreme $t_j = j\Delta t$, zbog kraćih zapisa, imaće oznaku j , a veličine $u(x_i, y_j), p(x_i, y_j)$ imaće respektivno, oznake $u_{i,j}$ i $p_{i,j}$.

Pritisak i brzinu moguće je sračunati u ma kojoj tački magistralnog cevovoda i u ma kom trenutku vremena korišćenjem jednačina (6.6.1) i (6.6.3) u diferencnim oblicima. Za transformisanje ovih jednačina na diferencne oblike koristi se slika 6.6., a one imaju sledeće reprezentacije:



Slika 6.6. Deo integralne mreže

$$p_{i,j} + \rho_0 c v_{i,j} = p_{i-1,j-1} + \rho_0 c v_{i-1,j-1} - c \Delta t A_{i-1,j-1}, \quad (6.6.4)$$

$$p_{i,j} - \rho_0 c v_{i,j} = p_{i+1,j-1} - \rho_0 c v_{i+1,j-1} + c \Delta t A_{i+1,j-1}, \quad (6.6.5)$$

respektivno, gde su:

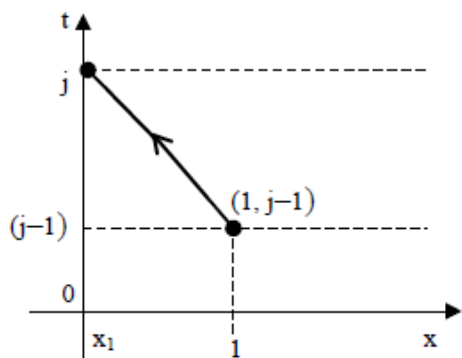
$$A_{i-1,j-1} = \left[\frac{\lambda \rho_0}{2d} v_{i-1,j-1} |v_{i-1,j-1}| + \rho_0 g \sin \alpha \right],$$

$$A_{i+1,j-1} = \left[\frac{\lambda \rho_0}{2d} v_{i+1,j-1} |v_{i+1,j-1}| + \rho_0 g \sin \alpha \right],$$

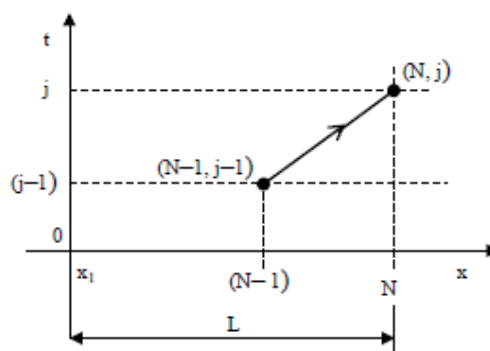
$$A = \left[\frac{\lambda \rho_0 v |v|}{2d} + \rho_0 g \sin \alpha \right].$$

Za rešavanje jednačina (6.6.4) i (6.6.5) neophodni su granični uslovi, uslovi spajanja na mestu curenja i početni uslovi. Granični uslovi se odnose za početak posmatranog dela cevovoda kome odgovara koordinata $x = x_1$ i kraj posmatranog dela cevovoda kome odgovara koordinata $x = x_2$. Početni uslovi odgovaraju uslovima u početku razmatranja dela magistralnog cevovoda, tj. za $t = 0$.

Na početku posmatranog dela cevovoda (videti sliku 6.7) granični uslovi su sledeći:



Slika 6.7. Granični uslov na početku dela cevovoda



Slika 6.8. Granični uslov na kraju dela cevovoda

$$p_{0,j} - \rho_0 c v_{0,j} = p_{1,j-1} - \rho_0 c v_{1,j-1} + c \Delta t A_{1,j-1}, \quad (6.6.6)$$

gde je:

$$\begin{aligned} A_{1,j-1} &= \frac{\lambda \rho_0}{2d} v_{1,j-1} |v_{1,j-1}| + \rho_0 g \sin \alpha, \\ p_{0,j} &= a - b Q_{0,j}^2. \end{aligned} \quad (6.6.7)$$

Uslov (6.6.6) je modeliran koristeći činjenicu da u tačku $(0, j)$ dolazi samo negativna karakteristika, a za uslov (6.6.7) korišćena je činjenica da je na početnom delu cevovoda postavljena pumpa. Na kraju posmatranog dela cevovoda, videti sliku 6.8, granični uslovi dati su sledećim izrazima:

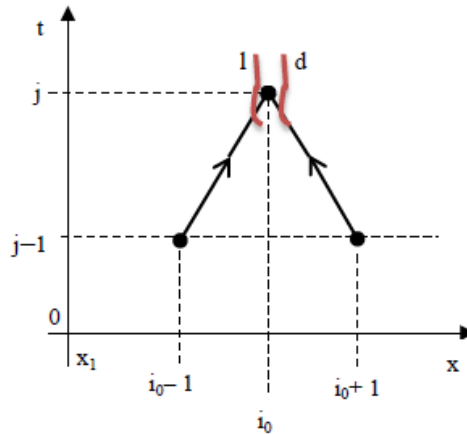
$$p_{N,j} + \rho_0 c v_{N,j} = p_{N-1,j-1} + \rho_0 c v_{N-1,j-1} - c \Delta t A_{N-1,j-1}, \quad (6.6.8)$$

gde je:

$$\begin{aligned} A_{N-1,j-1} &= \frac{\lambda \rho_0}{2d} v_{N-1,j-1} |v_{N-1,j-1}| + \rho_0 g \sin \alpha, \\ v_{N,j} &= 0. \end{aligned} \quad (6.6.9)$$

Uslov (6.6.8) je dobijen korišćenjem činjenice da u tačku (N, j) dolazi samo pozitivna karakteristika, dok je uslov (6.6.9) modeliran koristeći činjenicu da je na kraju posmatranog dela cevovoda izazvan hidraulički udar i onda brzina strujanja fluida mora biti jednaka nuli.

Pretpostavljajući, dalje, da je u posmatranom delu cevovoda curenje u preseku kome odgovara koordinata $x_0, i_0 = (x_0 - x_1) / \Delta x$, moguće je (videti sliku 6.9) nametnuti sledeće uslove spajanja:



Slika 6.9. Uslovi spajanja u preseku curenja

$$p_{i_0,j}^l + \rho_0 c v_{i_0,j}^l = p_{i_0-1,j-1} + \rho_0 c v_{i_0-1,j-1} - c \Delta t A_{i_0-1,j-1}, \quad (6.6.10)$$

$$A_{i_0-1,j-1} = \frac{\lambda \rho_0}{2d} v_{i_0-1,j-1} |v_{i_0-1,j-1}| + \rho_0 g \sin \alpha,$$

$$p_{i_0,j}^d - \rho_0 c v_{i_0,j}^d = p_{i_0+1,j-1} - \rho_0 c v_{i_0+1,j-1} + c \Delta t A_{i_0+1,j-1}, \quad (6.6.11)$$

$$A_{i_0+1,j-1} = \frac{\lambda \rho_0}{2d} v_{i_0+1,j-1} |v_{i_0+1,j-1}| + \rho_0 g \sin \alpha,$$

$$p_{i_0,j}^l = p_{i_0,j}^d, \quad (6.6.12)$$

$$Q_{i_0,j}^l - Q_{i_0,j}^d = \mu_0 S \sqrt{2 \frac{p_{i_0,j} - p_a}{\rho_0}}, \quad (6.6.13)$$

gde je: μ_0 – faktor protoka, a superskripti l i d za levu i desnu okolinu mesta curenja, respektivno, S – površina otvora i p_a – atmosferski pritisak.

Za uslove (6.6.10) i (6.6.11) iskorišćene su činjenice da u tački (i_0, j) dolaze pozitivna i negativna karakteristika, respektivno. Uslov (6.6.12) predstavlja uslov neprekidnosti pritiska na mestu curenja, a uslov (6.6.13) predstavlja jednačinu kontinuiteta.

Potrebno je još odrediti početne uslove tj. uslove u trenutku $t=0$. Za određivanje brzine u delu cevovoda do mesta isticajna i od mesta isticanja koriste se protoci u ovim delovima uz pretpostavku da je strujanje stacionarno i dobijaju se uslovi dati izrazima:

$$u_{i,0} = \frac{4Q_{N,0}}{d^2 \pi} + \mu_0 \frac{4S}{d^2 \pi} \sqrt{2 \frac{p_{i_0,0} - p_a}{\rho_0}}, \quad 0 \leq i < i_0, \quad (6.6.14)$$

i

$$u_{i,0} = \frac{4Q_{N,0}}{d^2 \pi}, \quad i_0 \leq i \leq N, \quad (6.6.15)$$

gde je $Q_{N,0}$ protok koji se registruje na kraju razmatranog dela cevovoda u stacionarnom stanju tj. pre izazivanja hidrauličkog udara. Početni uslovi za pritisak dobijaju se iz jednačine za stacionarno strujanje i dati su sledećim izrazima:

$$p(x,0) = p(x_2,0) + g\rho I_2(x_2 - x_0) + g\rho I_1(x_0 - x), \quad x_1 \leq x < x_0, \quad (6.6.16)$$

i

$$p(x,0) = p(x_2,0) + g\rho I_2(x_2 - x), \quad x_0 \leq x \leq x_2, \quad (6.6.17)$$

gde su uvedene oznake:

$$I_k = \frac{\lambda}{d} \frac{u_{i,0}^2}{2g}, \quad k = 1, 2, \quad (6.6.18)$$

gde je za $k=1$ u izrazu (6.6.18) za brzinu $u_{i,0}$ treba koristiti izraz (6.6.14), a za $k=2$ za brzinu $u_{i,0}$ treba koristiti izraz (6.6.15).

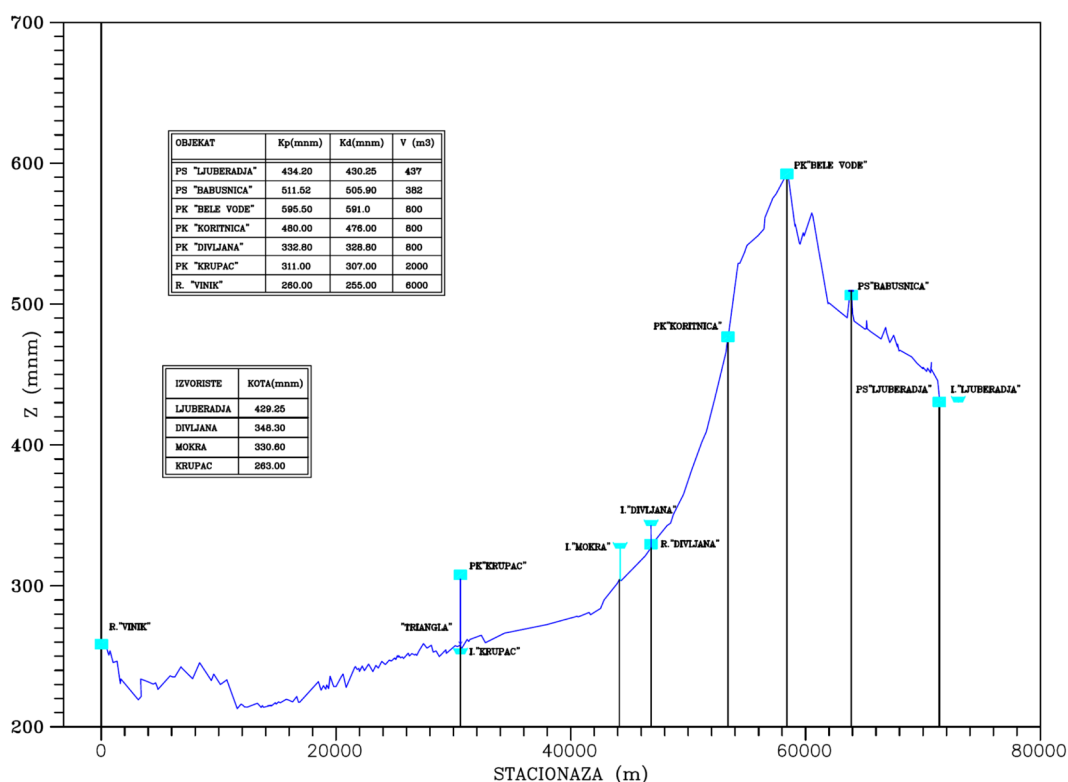
Ovim je problem numerički modeliran i može se pristupiti proračunu. Proračun se, realizuje, kako je to i ranije opisano, polazeći od prvog sloja tj. za trenutak vremena Δt , pri čemu se za sledeći sloj koji odgovara trenutku vremena $2\Delta t$, koriste sračunate vrednosti u

prethodnom sloju. Ovaj proces se nastavlja sve dok se ne postigne željena tačnost. Obično je potrebno napraviti veliki broj koraka (iteracija) tako da se proračun realizuje korišćenjem računara. Za korišćenje računara potrebno je na osnovu ovog matematičkog modela napisati program ili koristiti neki od već postojećih komercijalnih softvera za proračun hidrauličkog udara. Treba voditi računa pri izboru softvera da su oni napisani korišćenjem metode karakteristika.

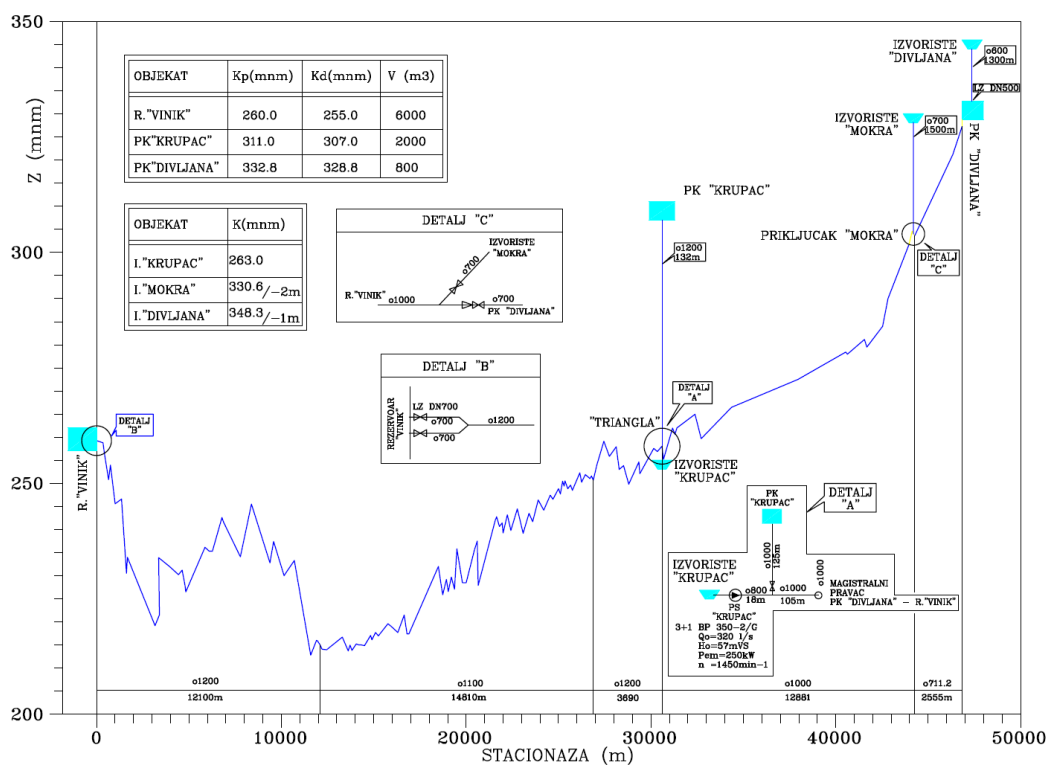
6.7. NUMERIČKA ANALIZA DETEKCIJE CURENJA NA MAGISTRALNIM CEVOVODIMA

U cilju analize problema detekcije curenja na jednom magistralnom cevovodu formira se najpre fizički model na kome će se vršiti dalje analize. Pri formiranju modela korišćeni su podaci sa jednog stvarnog izvedenog gravitacionog cevovodnog sistema čija je namena transport vode za piće.

Na sledećim slikama prikazana je šema sistema vodosnabdevanja Ljuberađa–Niš sa karakterističnim kotama na prekidnim komorama.



Slika 6.10. Vodovodni sistem „Ljuberađa–Niš” - Izvorište „Ljuberađa”–rezervoar „Vinik”



Slika 6.11. Deonica: Prekidna komora "Divljana" – Rezervoar "Vinik"

Zahvaćena voda sa izvorista "Krupac" se iz crpilišta pumpne stanice pumpama potiskuje u obližnji rezervoar "Krupac" i u cevovod DN800 [mm], koji se priključuje u zajednički cevovod sistema DN1200 [mm], čvor tzv. "triangle".

Prekidna komora "Krupac" je zapremine 2000 [m³], kota dna je na 307 [m], a kota preliva na 311 [m]. Prekidna komora "Krupac" obavlja funkciju usputnog rezervoara i vodostana u sistemu "Ljuberađa–Vinik".

Prema dostupnim podacima cevovod od "triangle" do rezervoara "Vinik" dužine je 30600 [m], od čega je 15790 [m] prečnika DN1200, a 14810 [m] prečnika DN1100.

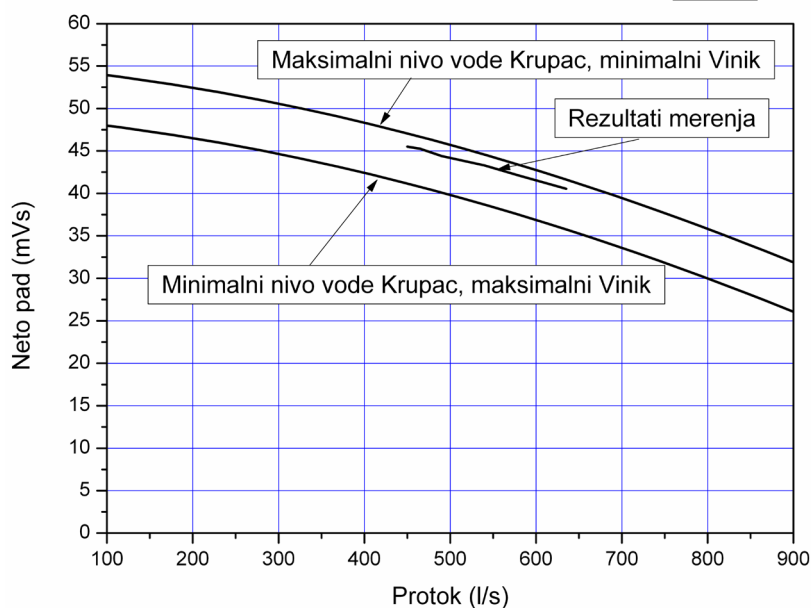
Rezervoari "Vinik" su zapremine 2 x 6000 [m³], kota dna rezervoara je na 255 [m], a kota preliva na 260 [m].

U cilju provere podataka izvršena su merenja pritiska i protoka na dovodnom cevovodu do rezervoara "Vinik". Ova merenja su izvršena kako bi se sa visokom pouzdanošću utvrdila tzv. kriva cevovodnog sistema. Rezultati merenja prikazani su u tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Rezultati merenja

protok [l/s]	450	465	490	540	580	635
pritisak ispred ventila [bar]	4.91	4.80	4.77	4.64	4.52	4.3
nivo u rezervoaru [m]	4.5	3.6	4.3	4.1	4	3.3

Utvrđene maksimalne i minimalne krive sistema date su na sledećem dijagramu (slika 6.12.), kao i poređenje sa rezultatima dobijenim merenjem.



Slika 6.12. Radne krive sistema i rezultati merenja

Utvrđena kriva sistema data je izrazom:

$$H_{\text{net}} = H_{\text{br}} - 27.2 \cdot Q^2. \quad (6.7.1)$$

Kako bi mogla da se vrši detekcija curenja na ovakvom cevovodnom sistemu potrebno je imati podatke o pritiscima duž trase sa više lokacija, a najmanji broj podataka je četiri, uključujući početak i kraj razmatranog cevovodnog sistema. Naravno detekcija curenja bi bila još pouzdanija kombinovanjem sa merenjem protoka na početku i kraju cevovoda. Integraljenje zapreminskog protoka tokom vremena bi jasno ukazalo na razliku između ulaza i izlaza, ali sa druge strane ovakva merenja malo pomažu u detekciji lokacije curenja.

Iako u realnosti na posmatranom cevovodu nema postavljene opreme za merenje pritiska duž trase, ovde se usvaja da su na raspolaganju pet lokacija za merenje pritiska koje su raspoređene duž trase: 1– čvor “triangla”, 2– polovina trase cevovoda prečnika DN1200, zatim njegov kraj, tj. 3– spoj sa cevovodom DN1100, 4– polovina trase cevovoda DN1100 i naravno 5– pritisak ispred ventila na kraju cevovoda. Ovaj gravitacioni cevovod je opremljen igličastim (klipno–prstenastim) zatvaračem čije su karakteristike razmatrane u poglavlju 4. Za potrebe analize usvaja se da se curenje javlja na proizvoljnoj lokaciji između mernih mesta i zatim se vrši utvrđivanje intenziteta i lokacije curenja. Proračunima cevovod se fiktivno “poravnava” i vrši se svođenje problema na strujanje kroz cevovod nepromenjenog prečnika, čime se olakšava određivanje geometrijskog mesta curenja duž trase.

Bazna analiza se zasniva na utvrđivanju gradijenta promene pritiska između lokacija na kojima se vrše merenja. S obzirom da se radi o veoma dugom cevovodu, uticaj lokalnih gubitaka je zanemarljiv ili gotovo identičan na svakih 100 [m] cevovoda, te se očekuje

linearna promena gradijenta pritiska. Najpre se vrši proračun na realnom cevovodu, zatim se na osnovu poznatih i merenih podataka sistem svodi na bazični problem horizontalni cevovod konstantnog poprečnog preseka.

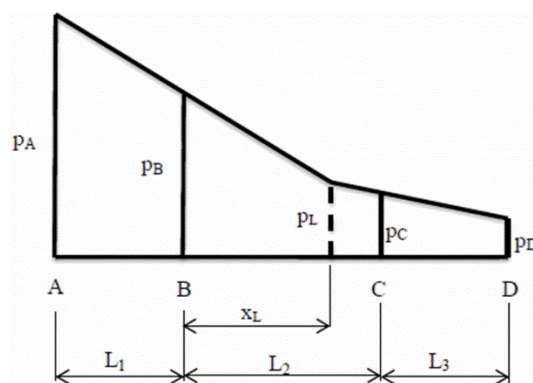
Pored nedostataka koje ima ova metoda ona pruža i određene prednosti koje se odnose na mogućnost utvrđivanja više koeficijenata gradijenta pritiska posmatrajući sve lokacije u međusobnom odnosu. Za slučaj kada nema curenja u posmatranom cevovodu formirana je sledeća tabela (tabela 6.2.) koja prikazuje rezultate, naravno svedene na model kako je to ranije opisano, pri čemu je razmatran slučaj kada je protok u sistemu 500 [l/s].

Tabela 6.2. Gradijent pada pritiska [mVs]/[m] za razmatrane deonice cevovoda

Lokacija	Pritisak [mVs]	Gradijent 1-j	Gradijent 2-j	Gradijent 3-j	Gradijent 4-j
1	50.938568	–			
2	50.034920	0.000114458			
3	49.131275	0.000114458	0.000114458		
4	47.949654	0.00011446	0.000114465	0.000114465	
5	46.638359	0.000114461	0.000114465	0.000114465	0.000114465

Rezultati prikazani u tabeli jasno ukazuju da su gradijenti pritiska gotovo identični, razlike su numeričke prirode i javljaju se na 7 ili 8 decimali. Kod ovako malih razlika tvrdi se da nema curenja ili ukoliko ga i čak ima ono je zanemarljivo jer je manje od 0.1 [%] što je lako pokazati računski.

Nadalje se razmatra slučaj curenja na proizvoljnoj lokaciji na drugoj deonici i vrši se analiza utvrđivanja lokacije curenja na osnovu merenja. Najpre se formira predviđeni model rasporeda pritiska koji proističe iz osnovnih zakona mehanike fluida.



Slika 6.13.

Sada se formiraju dve jednačine koje su direktna posledica razmatranja vezanih za gradijente pritiska u slučaju da curenje postoji. Prva jednačina se formira za deonicu 1–2–3:

$$\frac{p_A - p_L}{L_1 + x_L} = \frac{p_B - p_L}{x_L}, \quad (6.7.2)$$

te se dobija konačan izraz za nepoznati pritisak u obliku:

$$p_L = p_B + \frac{x_L}{L_1}(p_B - p_A). \quad (6.7.3)$$

Druga jednačina se formira za deonicu 2–3–4:

$$\frac{p_L - p_D}{L_2 + L_3 - x_L} = \frac{p_C - p_D}{L_3}, \quad (6.7.4)$$

Zamenom izraza (6.7.3) u jednačinu (6.7.4) i rešavanjem tako dobijene jednačine po x_L , dobija se konačan izraz za utvrđivanje lokacije curenja u sledećem obliku:

$$x_L = \frac{L_2(p_C - p_D) + L_3(p_C - p_B)}{(p_C - p_D) + \frac{L_3}{L_1}(p_B - p_A)}. \quad (6.7.5)$$

Pretpostavlja se mesto curenja na desetom kilometru od početka cevovoda i rade se dalje analize tj. najpre se vrši proračun kada nema curenja u sistemu, a zatim se generišu slučajevi različitog intenziteta curenja u sistemu. Rezultati analiza prikazani su u sledećoj tabeli.

Tabela 6.3. Rezultati analiza

Intenzitet curenja Q_{cur}/Q_{nom}	Utvrđena lokacija curenja ([km] od početka cevovoda)	Procentualna greška
0.02 (2 [%])	10.9 [km]	9 [%]
0.04 (4 [%])	10.44 [km]	4.4 [%]
0.06 (4 [%])	10.25 [km]	2.5 [%]
0.07 (7 [%])	10.07 [km]	0.7 [%]
0.12 (12 [%])	10.01 [km]	0.1 [%]

Rezultati jasno ukazuju da prikazana metoda već u slučajevima kada curenje prelazi 5 [%] daje veoma dobre rezultate jer greška utvrđivanja lokacije ne prelazi 3 [%] što i u terenskim uslovima omogućava da se na kratkom rastojanju pregleda deonica cevovoda i utvrdi tačno mesto curenja.

Kod manjih intenziteta curenja metoda je očigledno manje pouzdana i zahteva veoma veliku preciznost mernih instrumenata, dozvoljena greška je čak 0.025 [%] mernog opsega kako bi bilo moguće utvrditi sa dovoljnom tačnošću lokaciju curenja.

U cilju unapređenja metode utvrđivanja lokacije curenja primenom analize promene gradijenta pritiska ova se metoda upotpunjuje analizom nestacionarnih radnih režima i statističkom distribucijom verovatnoće promene pritiska i zatim se vrši analiza generisanog niza podataka pritiska sa određenim vremenskim semporom.

Naime, sada se razvijeni model za analizu nestacionarnih radnih režima sa klipno prstenastim zatvaračem primenjuje u daljoj detekciji curenja u sistemu. Procedura se sastoji u tome da se sistem kontinualno prati sa podacima o pritisku koji dolaze sa ranije navedenih lokacija 1 do 5. U slučaju da dolazi do curenja detektuje se promena gradijenta pritiska po deonicama dok se generisani i snimljeni nizovi podataka o pritisku obrađuju statističkom analizom tj, analizom porodice kontinuiranih raspodela verovatnoće koje nastaju prilikom procene srednje vrednosti normalno raspoređene populacije u situacijama kada je veličina uzorka relativno mala, a standardna devijacija populacije nepoznata. Student–ova raspodela igra ulogu u brojnim široko korišćenim statističkim analizama, uključujući Studentov T–test za procenu statističke značajnosti razlike između dve srednje vrednosti uzorka, izgradnju intervala poverenja za razliku između dve populacione vrednosti i u linearnim regresionim analizama. Ova se analiza primenjuje na dva niza koji se formiraju od semplovanih merenih vrednosti pritiska sa utvrđenih lokacija.

Za posmatrani sistem je izabran slučaj curenja od 3 [%] koje sa najpre detektuje promenom gradijenta pritiska.

Tabela 6.4.

Lokacija	Pritisak [mVs]	Gradijent 1–j	Gradijent 2–j	Gradijent 3–j	Gradijent 4–j
1	50.937263	–			
2	49.978447	0.000121446			
3	49.05826	0.000118738	0.00011603		
4	47.87818	0.000117374	0.000114465	0.000114465	
5	46.57286	0.00011667	0.000114465	0.000114465	0.000114465

Sada se, iz tabele 6.4., uočava promena gradijenta pritiska koja iznosi između 3 [%] i 4 [%] zavisno od posmatranih deonica što ukazuje na postajanje curenja u sistemu. U cilju analize moguće detekcije curenja kod ovakvog sistema, formira se model gravitacionog sistema sa klipno prstenastim zatvaračem i vrši numerička analiza nestacionarnog strujanja pri čemu na nekoj lokaciji dolazi do curenja u sistemu.

Kako je već ranije vršena analiza koja se odnosi na lokaciju koja se nalazi na 10 [km] od početka cevovoda, stacionarna analiza se nastavlja na numeričkom modelu za nestacionarna strujanja i metodom karakteristika se proračunavaju vrednosti pritiska i protoka u sistemu na lokacijama koje su ranije usvojene. U praksi bi se ove vrednosti pritiska praktično dobijale sa mernih mesta i vršila bi se njihova dalja analiza. Ovako razvijeni model je od značaja za analize detekcije curenja i za primenu ovakvih sistema detekcije na izvedenim cevovodima za transport fluida.

Kod ovih proračuna od posebnog je značaja utvrđivanje brzine prostiranja poremećaja u posmatranom cevovodu jer je ova vrednost veoma bitna za utvrđivanje lokacije curenja.

Kako je već ranije navedeno ova se vrednost određuje za svaku tečnost i material cevovoda i definiše se izrazom:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho_0 \left(\frac{1}{\varepsilon} + C_1 \frac{d}{\delta E} \right)}}, \quad (6.7.6)$$

u kome je ε – moduo stišljivosti tečnosti (zapreminski moduo elastičnosti tečnosti), d – prečnik cevi, L – dužina cevi, δ – debljina zida cevi, E – moduo elastičnosti materijala cevi i C_1 parametar koji zavisi od načina oslanjanja cevovoda – čiji je uticaj od značaja samo u slučaju veoma krutih oslonaca gde cevovod ima minimalno dopuštene dilatacije, a u svim drugim slučajevima ovaj parametar uzima vrednost 1 uz neznatna odstupanja.

U praksi se brzina prostiranja poremećaja pored računskog puta određuje i eksperimentalno na sledeći način. Nakon postavljanja instrumenata za merenje pritiska i uspostavljanja komunikacije, ciljano se izaziva promena pritiska na početku cevovoda i prati se trenutak dolaska poremećaja na svaku od mernih lokacija. Kašnjenje generisanog poremećaja u realnom vremenu i poznavanje stacionaže cevovoda omogućava lako određivanje brzine prostiranja poremećaja i to sa više mesta tj. međusobnim poređenjem pojedinih lokacija.

U cilju prikazivanja proširene metode utvrđivanja lokacije i intenziteta curenja vrši se numerički proračun nestacionarnog strujanja u sistemu u kome se nakon 20 [s] stacionarnog strujanja javlja curenje na proizvoljnoj lokaciji. Kako je napred navedeno lokacija je uzeta proizvoljno i nalazi se na 10 [km] od početka cevovoda gde nema mernih instrumenata. Na osnovu rezultata numeričkih proračuna formiraju se nizovi vrednosti pritisaka za usvojene lokacije sa odgovarajućim vremenskim korakom i pored prethodno izvedene analize promene gradijenta pritiska vrši se analiza kontinuiranih raspodela verovatnoće.

Za potrebe prethodno navedene analize potrebno je formirati dve populacije podataka definisane dužine i zatim se nad njima vrši analiza. U analiziranom slučaju usvojene su dužine niza od 100 podataka za prvi niz i 20 podataka za drugi niz. Potrebno je napomenuti da drugi niz predstavlja skup zadnjih n_2 podataka prvog niza.

Nad definisanim nizovima se vrše sledeće analize. Najpre se formiraju srednje vrednosti nizova koje su definisane jednačinama:

$$\mu_{\text{lok},i,1}(j) = \left(\frac{1}{n_1} \sum_{k=1}^{n_1} p_{\text{lok},i}(k) \right), \quad (6.7.7)$$

$$\mu_{\text{lok},i,2}(j) = \left(\frac{1}{n_2} \sum_{k=n_1-n_2}^{n_1} p_{\text{lok},i}(k) \right), \quad (6.7.8)$$

onda se sračunavaju varijanse ova dva niza:

$$\sigma_{\text{lok},i,1}(j) = \sqrt{\frac{1}{n_1} \sum_{k=1}^{n_1} (p_{\text{lok},i}(k) - \mu_{\text{lok},i,1}(j))^2}, \quad (6.7.9)$$

$$\sigma_{\text{lok},i,2}(j) = \sqrt{\frac{1}{n_2} \sum_{k=n_1-n_2}^{n_1} (p_{\text{lok},i}(k) - \mu_{\text{lok},i,2}(j))^2}. \quad (6.7.10)$$

Zatim se prelazi na računanje modifikovane Student-ove distribucije koja je prilagođena ovakvom tipu analiza:

$$t(j) = \sqrt{\frac{n_1 n_2 (n_1 + n_2 - 2)}{n_1 + n_2}} \frac{\mu_{\text{lok},i,1}(j) - \mu_{\text{lok},i,2}(j)}{\sqrt{(n_1 - 1)\sigma(j)_{\text{lok},i,1}^2 + (n_2 - 1)\sigma(j)_{\text{lok},i,2}^2}}. \quad (6.7.11)$$

Pri računanju ove distribucije treba proveriti da li se nekad ne vrši deljenje nulom, tada treba dodeliti vrednost nula traženoj distribuciji.

Ovakvo prikazana distribucija se sračunava za svaku lokaciju za sukcesivne nizove koji se formiraju kao delovi celokupnih nizova i dobijaju se podaci za dalju analizu.

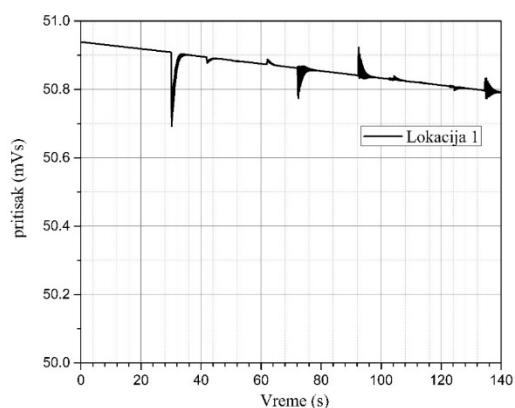
Dalja analiza se vrši na sledeći način:

- Najpre se razmatraju prva i poslednja lokacija cevovoda jer je curenje, logično, nastalo negde između njih.
- Svaka promena koja nastane u cevovodu širi se brzinom prostiranja poremećaja na obe strane, tako da se očekuje da se ova promena na jednom i drugom kraju cevovoda uoči nakon određenog vremena zavisno od rastojanja početka i kraja cevovoda od mesta gde je izazvan poremećaj.
- Nakon utvrđivanja udaljenja lokacije curenja od početka i kraja cevovoda prelazi se i na unutrašnje tačke i vrši se potvrda proračuna.
- Nakon ovih analiza i poznavanja promene gradijenta pritiska na osnovu poznavanja karakteristika cevovodne mreže moguće je utvrditi i intenzitet curenja.

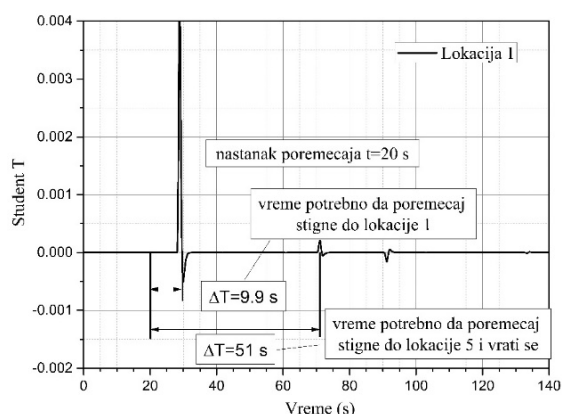
U daljem tekstu se prikazuju redom, promene pritiska na lokacijama i Student-ove distribucije sa odgovarajućom grafičkom analizom.

Pri razmatranju rezultata ove analize treba naglasiti da se očekuje da na ovoj lokaciji postoje najmanji poremećaji jer vodostan tj. rezervoar umiruju promene pritiska i one su veoma male, ali odgovarajućom analizom veoma uočljive.

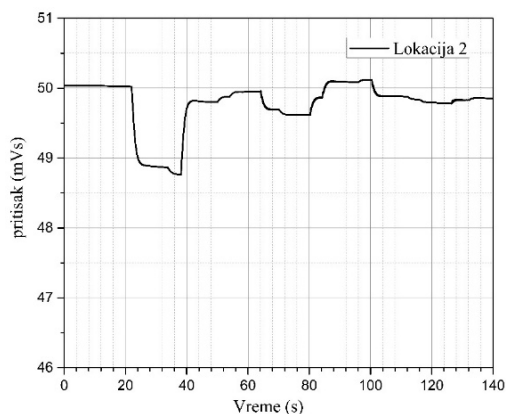
Na slikama 6.14. do 6.23. su prikazani rezultati analiza dobijeni proračunima nestacionarnog radnog režima sistema sa razvijenim numeričkim modelom. Kako je utvrđena brzina prostiranja poremećaja u posmatranom cevovodnom sistemu 998 [m/s], jasno je da se lako može definisati lokacija curenja. Govoreći o grafičkom prikazu rezultata pri čitanju sa dijagrama može doći i do manjih odstupanja, ali analizom podataka i traženjem lokalnih maksimuma T distribucije mogu se veoma precizno odrediti vremenska kašnjenja signala, a zatim se na osnovu njih veoma precizno određuje lokacija samog mesta curenja. Greška se sada sa ovom analizom svodi na maksimalnu vrednost od 0.5 [%]. Sa druge strane na osnovu poznavanja lokacije curenja i gradijenata pritiska sada je na osnovu razlike padova pritiska po dužnom metru lako odrediti odnos brzina ispred i iza lokacije curenja, pa se samim tim lako utvrđuje i intenzitet curenja. Intenzitet curenja u razmatranom slučaju iznosi nešto preko 3 [%] u odnosu na protok definisan na početku cevovodnog sistema.



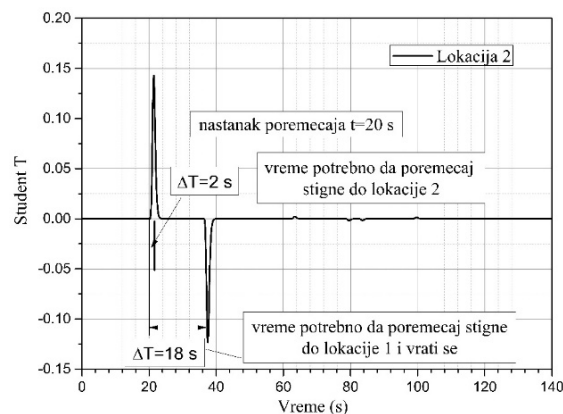
Slika 6.14. Promena pritiska na lokaciji 1 - početak cevovoda



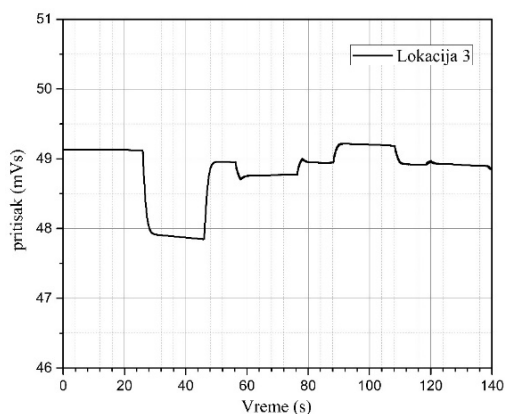
Slika 6.15. Promena T distribucije na lokaciji 1 - početak cevovoda



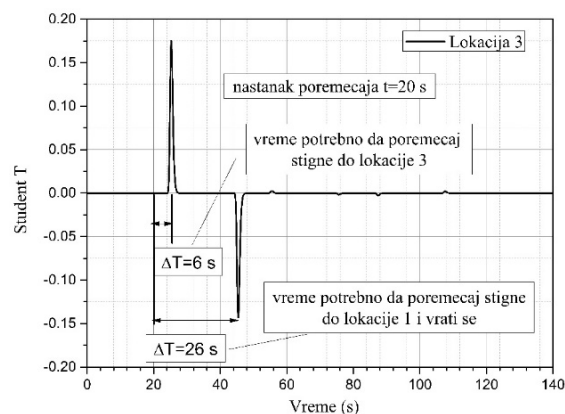
Slika 6.16. Promena pritiska na lokaciji 2 cevovoda



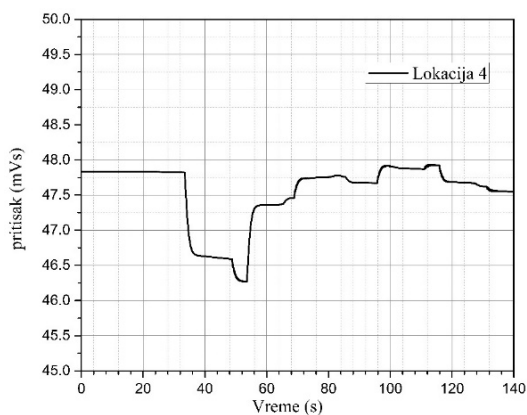
Slika 6.17. Promena T distribucije na lokaciji 2



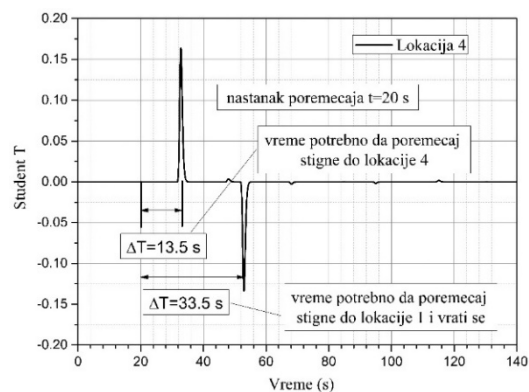
Slika 6.18. Promena pritiska na lokaciji 3 cevovoda



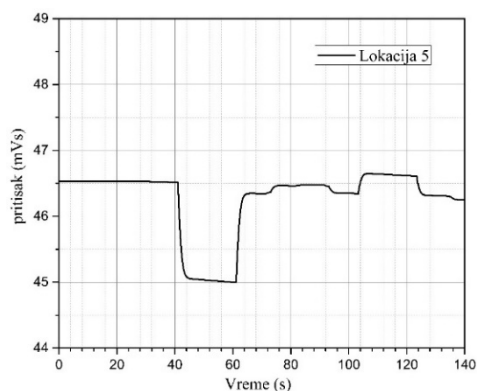
Slika 6.19. Promena T distribucije na lokaciji 3



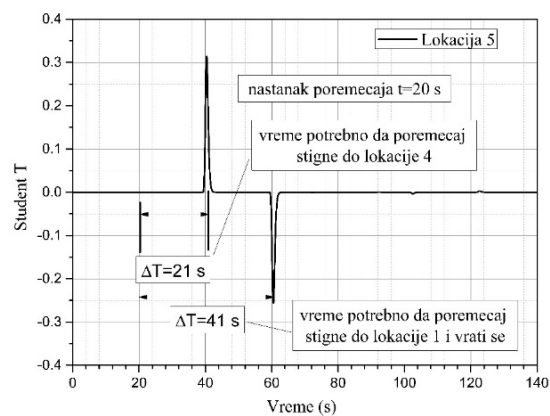
Slika 6.20. Promena pritiska na lokaciji 4 cevovoda



Slika 6.21. Promena T distribucije na lokaciji 4



Slika 6.22. Promena pritiska na lokaciji 5 cevovoda



Slika 6.23. Promena T distribucije na lokaciji 5

Sve izvršene analize i dobijeni rezultati jasno pokazuju da se modeli nestacionarnog strujanja mogu primenjivati u detekciji curenja.

ZAKLJUČAK

Na osnovu istraživanja u cilju izrade ovog rada, dostupnih literaturnih podataka, dobijenih rezultata merenja i proračuna došlo se do zaključaka datih u poglavljima 4, 5 i 6.

U poglavlju 4 izvršen je izbor jednostavnog hidrauličkog sistema kod koga je hidraulički udar izazvan zatvaranjem zatvarača. Za odabrane zatvarače leptirasti, sferni i igličast, kao i prečnike cevovoda 300 [mm], 600 [mm] i 900 [mm] i za vremenske intervale zatvaranja zatvarača: 20 [s] i 40 [s], dobijeni su sledeći rezultati:

- najbolje je ugraditi sferni zatvarač, ako ne postoje druga ograničenja, jer će tada biti najmanji porast pritiska u sistemu pri hidrauličkom udaru;
- za interval vremena zatvaranja zatvarača od 20 [s], i za cev prečnika 900 [mm], najbolje je ugraditi igličast zatvarač,

ali, nakon razmatranja anvelopa pritiska, zapaženo je da se u ovim posmatranim slučajevima duž cevovoda javljaju veliki potpritisci, što uzrokuje mogućnost razdvajanja vodenog stuba i ponovnog hidrauličkog udara. Na osnovu ovoga možemo zaključiti da ovaj interval vremena zatvaranja zatvarača nije preporučljiv, bez obzira na prethodno zaključeno o najmanjem porastu pritiska.

Za drugi analizirani interval vremena zatvaranja zatvarača, a za prečnike cevi 300 [mm], 600 [mm] i 900 [mm], najbolje je ugraditi *igličast zatvarač* jer je onda porast pritiska pri hidrauličkom udaru najmanji. Razmatranje anvelopa pritiska potvrđuje prethodni zaključak.

Na osnovu ovih rezultata se zaključuje da projektant mora za konkretan sistem i interval vremena zatvaranja zatvarača, izvršiti analizu porasta pritiska pri hidrauličkom udaru, kao i analizu mogućnosti pojave razdvajanja vodenog stuba i lokalne pojave potpritiska, za svaki ponuđeni zatvarač, pre opredeljenja za konkretni.

Analizom hidrauličkih sistema sa Pelton–ovim turbinama, prečnika cevovoda 300 [mm] i 600 [mm]. Korišćeni su zatvarači kao i u prethodnom jednostavnom sistemu, s tim što su sada korišćene i karakteristike zatvarača. Dobijeni rezultati pokazuju da nema jedinstvenog rešenja koje bi se uvek moglo primeniti, a nameće se i zaključak da je uvek potrebno odrediti instalisanu karakteristiku zatvarača za razmatrani sistem i utvrditi dozvoljeno vreme zatvaranja.

Nakon prethodne analize za dati sistem, a u cilju postizanja boljih karakteristika sistema pri nestacionarnim radnim režimima i to za najkraće vreme zatvaranja zatvarača izvršeno je razmatranje zakona zatvaranja zatvarača sa promenljivom brzinom. Na osnovu dobijenih

rezultata predloženi su novi zakoni zatvaranja zatvarača ali se došlo i do zaključka, da nije moguće generalno izabrati zakon zatvaranja. Zapaženo je da nelinearni zakoni zatvaranja daju, pri dobrom projektovanju, znatno bolje rezultate i da aktuatori promenljivog broja obrtaja čine sistem znatno fleksibilnijim i upravljivijim.

Na osnovu podataka o nestacionarnim radnim režimima dobijenih eksperimentalnim istraživanjima, analizirana je validnost izvedenih modela hidroelektrana sa ugrađenim Pelton–ovim turbinama i Francis–ovim turbinama.

Pri modeliranju, za zatvaranje mlaznice Pelton–ove turbine korišćena su pet zakona zatvaranja. Rezultati su pokazali da se pri korišćenju zakona 5 dobijaju rezultati koji najmanje odstupaju od rezultata merenja i on je korišćen za numeričku analizu hidrauličkog udara u sistemu. Korekcija modela turbine vršena je tako što joj se menjao faktor protoka na osnovu datog dijagrama. Iz dobijenih rezultata se zaključuje da je maksimalni porast pritiska prilikom simulacije hidrauličkog udara nešto viši i javlja se ranije, a i naknadne pulsacije pritiska su takođe nešto više u odnosu na izmerene veličine na terenu. Međutim, slaganje numeričkih i izmerenih rezultata je na prihvatljivom nivou. Ovi zaključci su se pokazali validnim kod obe razmatrane HE sa Pelton–ovim turbinama. Za modeliranje HE sa Francis–ovim turbinama, izvršen je, na osnovu nominalnih radnih parametara turbinskog agregata izbor odgovarajuće univerzalne karakteristike turbine, a zatim su formirane Suterove karakteristike turbine. Formiran je model za analizu nestacionarnih režima. Porast pritiska dobijen numeričkim proračunima je nešto viši od dobijenih merenjima na objektu, a takođe su i nešto veće naknadne pulsacije pritiska. Vreme dostizanja maksimalnog porasta pritiska je gotovo identično. Razlika sračunatog i izmerenog pritiska je (6–7) [%].

Kod druge razmatrane HE sa Francis–ovom turbinom porast pritiska dobijen numeričkim proračunima je nešto niži od porasta pritiska dobijenog merenjima, dok su naknadne pulsacije pritiska nešto veće, a vreme dostizanja maksimalnog pritiska gotovo identično. Razlika vrednosti pritiska dobijeno numeričkim proračunima i merenjima je u granicama (6 –7) [%].

U cilju analize detekcije curenja i određivanja mesta curenja korišćeni su podaci jednog izvedenog gravitacionog cevovodnog sistema na osnovu kog je formiran model čija je namena transport vode za piće. U radu je data metoda za analizu detekcije i lokacije curenja koja predstavlja nadogradnju metode gradijenta pritiska, tako što je ista upotpunjena analizom nestacionarnih radnih režima i statističkom distribucijom verovatnoće promene pritiska. Dobijeni rezultati jasno pokazuju da se formirani model i metoda mogu primenjivati za detekciju curenja i određivanje mesta curenja.

U toku rada na ovoj doktorskoj disertaciji zapaženi su i neki mogući pravci istraživanja kojih je nedovoljno ili ih i nema u dostupnoj literaturi i to:

- određivanje univerzalnih karakteristika za turbine sa dvojnomo regulacijom (Kaplanove, cevne i dijagonalne),

- definisanje optimalne zaštite hidrosistema sa ovim turbinama od hidrauličkog udara,
- strategija dodavanja kratkog dela od polimera u prelazno osetljivom delu čeličnog cevovoda sa posebnim osvrtom na tangencijalno naprezanje, radijalno naprezanje i period oscilacija,
- izučavanje dinamičke interakcije između tečnosti i elastičnih nosača i njen uticaj na parametre hidrauličkog udara,
- uticaj različitih modela turbulencije na hidraulički udar.

LITERATURA

- [1] Parmakian „Water hammer Analysis”, Dover 1963.
- [2] Frank A. Hamill, Sayano Shushenskaya 2009 Accident Update, Hydraulic Transients, number 2/2020, pp. 50–53.
- [3] Joel Carlsson (2016), Water hammer phenomenon analysis using the method of characteristics and direct measurements using a „stripped” electromagnetic flow meter, Master of Science Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- [4] F. M. Wood (1970), History of water–hammer, Department of civil engineering Queen’s university at Kingston, Ontario, Canada; C.E. Research, Report No.65.
- [5] Euler (1775), Principia pro motu sanguinis per arterias determinando, Opera Postuma Tomus Alter XXXIII.
- [6] Frizell J. P. (1898), Pressures Resulting from Changes of Velocity of Water in Pipes, Trans. Am. Soc. Civ. Eng. 39, pp. 1–18.
- [7] Joukowski N. E. (1898), Memoirs of the Imperial Academy Society of St. Petersburg, 9(5) (Russian translated by O Simin 1904), Proc. Amer. Water Works Assoc. 24, pp. 341–424.
- [8] Streeter V. L. and Lai C. (1962), Water hammer Analysis including fluid friction, Proc. May (Trans. 1963. ASCE) 128, pp. 1491–1524.
- [9] Mohamed S. Ghidaoni, Ming Zhao, Duncan A. McInnis, David H. Axworthy (2005), A Review of Water Hammer Theory and Practice, Appl. Mech. Rev., January 2005, Vol. 58, 49–76, doi: 10.1115/1.1828050.
- [10] Gajić Aleksandar (1982), Prilog proučavanju nestacionarnih pojava u hidroenergetskim postrojenjima, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu.
- [11] Bryan W. Karney and Engen Ruus (1985), Charts for water hammer in pipelines resulting from valve closure from full opening only, Can. J. Civ. Eng. 12, pp. 241–264.
- [12] P. H. Azoury, M. Baasiry and H. Najm (1986), Effect of Valve–Closure Schedule on Water Hammer, J. Hydraul. Eng. 112, pp. 890 – 903.
- [13] R. Wichowski (1991), Comparative Analysis of Water–hammer Calculation by the Approximate and the complete Methods of Characteristics, Vol. 35, Nos. 1–2, pp. 107–125.
- [14] Anton Bergant, Angus R. Simpson and Esad Sijamhodžić (1991), Water Hammer Analysis of Pumping Systems for Control of Water in Underground Mines, 4th International Mine Water Association Congress, Ljubljana, Slovenija, September, pp. 9–20.
- [15] David Stephenson (1997), Effects of Air Valves and Pipework on Water Hammer Pressures, J. Transp. Eng Vol. 123, No. 2, pp. 101–106.

- [16] M. L. S. Vercammen (1998), Water–Hammer in Domestic water supply installations, CIB–W62 Symposium Rotterdam, the Netherlands Water Supply and Drainage for Buildings, September 21 – 23, pp. D4 – 0, D4 – 9.
- [17] Anton Bergant, Angus Ross Simpson and John Vitkovsky (2001), Developments in unsteady pipe flow friction modelling, *Journal of hydraulic research*, vol. 39, No. 3, 249 – 257.
- [18] M.S. Ghidaoui and A. A. Kolyshkin (2001), Stability Analysis of Velocity Profiles in Water – Hammer Flows, *Journal of Hydraulic engineering*, 127, pp. 499 – 512.
- [19] Luis F. G. Pires, Renata C. C. Ladeia, Claudio V. Barreto (2004), Transient flow analysis of fast valve closure in short pipelines, *Proceedings of IPC 2004, International Pipeline Conference*, October 4 – 8, Calgary, Alberta, Canada, IPC 2004 – 347.
- [20] Uroš Karadžić (2004), Analiza fenomena prelaznih procesa u hidrauličkim sistemima, Magistarski rad, Univerzitet Crne Gore, Mašinski fakultet, Podgorica.
- [21] Apoloniusz Kodura, Katarzyna Weinerowska (2005), Some Aspects of Physical and Numerical Modeling of Water Hammer in Pipelines, *International Symposium on Water Managment and Hydraulic Engineering*, Ottenstein/ Austria, September, 4 – 7, Paper No: 11. 05.
- [22] Shawn Batterton (2006), Water Hammer: An Analysis of Plumbing Systems, Intrusion and Pump Operation Master of Science in Civil Engineering, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg Virginia.
- [23] A. Bergant, A. R. Simpson, A. S. Tijsseling (2006), Water hammer with column separation: A historical review, *Journal of Fluids and Structures* 22, pp. 135 – 171.
- [24] Mimi Das Saikia and Arup Kumar Sarma (2006), Simulation of water hammer flows with unsteady friction factor, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 1, No. 4, pp. 35 – 40.
- [25] Mosab A: Magzoub Elbashir Samuel Oduro Kwame Amoah (2007), Hydraulic transient in a pipeline, Using Computer Model to Calculate and Simulate Transient, Master Thesis, TVVR 07/ 5002, Division of Water Resources Engineering Department of Building and Environmental Technology Lund University, Sweden.
- [26] Arris S. Tijsseling, Alexander Anderson (2007), Johannes von Kries and the History of Water Hammer, *J. Hidraul. Eng.* 133, pp. 1 – 8.
- [27] Katarzyna Weinerowska – Bords (2008), Accuracy and parameter estimation of elastic and viscoelastic models of the water hammer, *Task Quarterly* 11, No. 4, pp. 383 – 395.
- [28] M. Behbahani – Nejad and Y. Shekari (2008), Reduced Order Modeling of Natural Gas Transient Flow in Pipelines, *World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, Vol. 2, No. 7, pp. 868 – 872.
- [29] A. R. Lohrasbi and R. Attarnejad (2008), Water Hammer Analysis by Characteristic Method, *American J. of Engineering and Applied Sciences*, 1(4), pp. 287 – 294.
- [30] M. H. Afshar, M. Rohani (2008), Water hammer simulation by implicit method of characteristic, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 85, pp. 851 – 859.
- [31] Algirdas Kaliatka, Vytis Kopustinskas, Mindaugas Vaišnoras (2009), Water hammer model sensitivity study by the FAST method, *Energetika*, T55, Nr. 1, pp. 13 – 19.
- [32] A. Vakil and B. Firoozabadi (2009), Investigation of Valve–Closing Law on the Maximum Head Rise of a Hydropower Plant, *Scientia Iranica Transaction B: Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 222 – 228.

- [33] Uroš Karadžić, Anton Bergant, Petar V. Vukoslavčević (2009), A Novel Pelton Turbine Model for Water Hammer Analysis, *Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 55, 6, pp. 369 – 380.
- [34] Alexander Rufelt (2010), Numerical Studies of Unsteady Friction in Transient Pipe Flow, Master of Science Thesis, Royal Institute of Technology School of Computer Science and Communication.
- [35] M. Behbahani – Nejad, Y. Shekari (2010), The accuracy and efficiency of a reduced – order model for transient flow analysis in gas pipelines, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 73, pp. 13 – 19.
- [36] P. G. Provenzano, F. Baroni and R. J. Aguerre (2011), The closing function in the water hammer modeling, *Latin American Applied Research* 41, pp. 43 – 47.
- [37] Anton Bergant, Qingzhi Hou, Alireza Keramat and Arris S. Tijsseling (2011), Experimental and Numerical Analysis of Water Hammer in a Large – Scale PVC Pipeline Apparatus, Centre for Analysis, Scientific computing and Applications Department of Mathematics and Computer Science Eindhoven University of Technology, Eindhoven, The Netherlands, CASA – Report II – 51, pp. 1 – 11.
- [38] Jalil Emadi, Abbas Solemani (2011), Maximum Water Hammer Sensitivity Analysis, World Academy of Science, Engineering and Technology, *International Journal of Computer and Information Engineering*, Vol. 5, No. 1, pp. 17 – 20.
- [39] K. Hariri Asli, A. K. Haghi, H. Hariri Asli and E. Sabermaash Eshghi (2012), Water Hammer Modelling and Simulation by GIS, Hindawi Publishing Corporation, *Modelling and Simulation in Engineering*, Volume 2012, Article ID 704163, p. 4.
- [40] Fadi E. Hachem, Anton J. Schleiss (2012). Effect of drop in pipe wall stiffness on water – hammer speed and attenuation, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 50, No. 2, pp. 218 – 227.
- [41] Mohammad Reza Bazargan – Lari, Reza Kerachiar, Hossein Afshar and Seyyed Nasser Bashi–Azgha (2013), Developing an optimal valve closing rules curve for real – time pressure control in pipes, *Journal of Mechanical Science and Technology* 27(1), pp. 215 – 225.
- [42] Goran Gjetvaj, Martina Tadić (2014), The effect of water hammer on pressure increases in pipelines protected by an air vessel, *Tehnički vjesnik* 21, 3, pp. 479 – 484.
- [43] Ali A. M. Gad and Hassan I. Mohammed (2014), Impact of pipes networks simplification on water hammer phenomenon, *Indian Academy of Science, Sadhana* Vol. 39, Part 5, pp. 1227 – 1244.
- [44] Uroš Karadžić, Vladimir Bulatović, Anton Bergant (2014), Valve – Induced Water Hammer and Column Separation in a Pipeline Apparatus, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 60, 11, pp. 742 – 754.
- [45] M.H. Chaudhry (2014), Transient – Flow Equations, *Applied Hydraulic Transients*, XIV, p. 583.
- [46] Behnam Mansuri, Farzin Salmasi and Behrooz Oghati (2014), Sensitivity Analysis for Water Hammer Problem in Pipelines, *Iranica Journal of Energy and Environment* 5(2), pp. 124 – 131.
- [47] Behnam Mansuri, Farzin Salmasi , Behrooz Oghati Bakhshayesh (2014), Effects of Pipe’s Poughness and Reservoir Head Levels on Pressure Waves in Water Hammer, *Journal of Civil Engineering and Urbanism*, Volume 4, Issue 1, pp. 36 – 40.

- [48] E. Yao, Guy C. Kember, D. Hansen (2014), Analysis of Water Hammer Attenuation in Applications with Varying Valve Closure Times, *Journal of Engineering Mechanics* 141(1): 04014107.
- [49] E. Yao, G. Kember, D. Hansen (2014), Analysis of water hammer attenuation in the Brunone model of unsteady friction, *Quarterly of applied mathematics*, Volume LXXII, Number 2, pp. 281 – 290.
- [50] Norazlina Subani and Norsarahaida Amin (2015), Analysis of Water Hammer with Different Closing Valve Laws on Transient Flow of Hydrogen – Natural Gas Mixture, Hindawi Publishing Corporation, *Abstract and Applied Analysis*, Volume 2015, Article ID 510675, p. 12.
- [51] Sahil Lahane, Rachana Patil, Rashmi Mahajan, Kavita Palve (2015), Analysis of Water Hammering in Pipeline and its CFD Simulation, *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, Volume 3, Issue 5, pp. 250 – 255.
- [52] Provenzano Pablo Gabriel (2015), Influence of Pipe – Diameter on Water – Hammer Phenomenon, *Journal of Mechanics Engineering and Automation* 5, pp. 370 – 376.
- [53] Mohite Sudhir Ganpat, Morankar D. V. (2015), Hydraulic Transient: Lift Irrigation Scheme, *International Journal of Computational Engineering Research (IJCER)*, Volume 05, Issue 06, pp. 71 – 78.
- [54] Dazhuan Wu, Shuai Yang, Peng Wu and Leqin Wang (2015), MOC – CFD coupled approach for the analysis of the fluid dynamic interaction between water hammer and pump, *J. Hydraul. Eng.* 2015. 141.
- [55] Joel Carlsson (2016), Water Hammer Phenomenon Analysis using the Method of characteristics and Direct Measurements using a „stripped” Electromagnetic Flow Meter, Master of Science Thesis, Division of Nuclear Reactor Technology, Royal Institute of Technology, Department of Engineering Physics, VIII, 52.
- [56] Adam Adamkowski, Slavomir Henclik, Waldemar Janicki, Mariusz Lewandowski (2016), The influence of pipeline supports stiffness onto the water hammer run, 16th International Symposium Rotating Machinery, Hawaii, Honolulu, April 10 – 15, United States.
- [57] John Twyman (2016), Wave speed calculation for water hammer analysis, *Obras y Proyectos* 20, pp. 86 – 92.
- [58] Ashish Kumar Patel (2016), Experimental Study of Water Hammer Pressure in a Commercial Pipe, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, Special Issue – AETM’16, pp. 16 – 21.
- [59] E. Yao, G. Kember and D. Hansen (2016), Water Hammer Analysis and Parameter Estimation in Polymer Pipes with Weak Strain – Rate Feedback, *Journal of Engineering Mechanics*, 142(8): 04016052.
- [60] Wei Zeng, Jiandong Yang, Jinhong Hu, Jiebin Yang (2016), Guide – Vane Closing Schemes for Pump – Turbines Based on Transient Characteristics in S – shaped Region, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 138/051302.
- [61] Yue (Edward) Yao (2017), Asymptotic multiple – scales analysis of hydraulic transients in elastic and viscoelastic pressurized conduits, Doctor of Philosophy Thesis, Dalhousie University Halifax, Nova Scotia.

- [62] Er. Milanjit Bhattacharyya, Dr. Mimi Das Saikia (2017), Numerical Modeling for Prediction of Hydraulic Pipe Transients in Water Hammer Situations by the MOC for Different Valve Closure Times, *International Journal of Engineering Science and Computing*, Volume 7, Issue No. 4, pp. 11001 – 11006.
- [63] Er. Milanjit Bhattacharyya, Dr. Mimi Das Saikia (2017), Comparison of MOC and Lax FDE for simulating transients in Pipe Flows, *International Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, Volume: 04, Issue: 03, pp. 1762 – 1766.
- [64] Jianzhong Zhong, Yanhe Xu, Yang Zheng and Yuncheng Zhang (2017), Optimization of Guide Vane Closing Schemes of Pumped Storage Hydro Unit Using an Enhanced Multi – Objective Gravitational Search Algorithm, *Energies* 10(7), 911.
- [65] Jisung Hur, Sanghyun Kim and Hyunjun Kim (2017), Water Hammer analysis that uses the impulse response method for a reservoir – pump pipeline system, *Journal of Mechanical Science and Technology* 31(10), pp. 4833 – 4840.
- [66] Boran Zhang, Wuyi Wan and Mengshan Shi (2018), Experimental and Numerical Simulation of Water Hammer in Gravitational Pipe Flow with Continuous Air Entrainment, *Water*, 10(7), 928.
- [67] Dr. Qassem H. Jalut, Nisreen J. Rasheed (2018), Mathematical Modeling for Water Hammer in pipe flow, *Journal of Engineering and Sustainable Development*, Vol. 22, No. 01, pp. 95 – 108.
- [68] Z. Mighouar, L. Zahiri, H. Khatib, K. Mansouri, Z. El. Majid (2018), Effect of Water Hammer on Pipes Containing a Crack Defect, *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering IJMME – IJENS*, Vol: 18, No: 03, pp. 25 – 31.
- [69] S. Mahmud Jazayeri Moghaddas (2018), The steady – transient optimization of water transmission pipelines with consideration of water – hammer control devices: case study, *Journal of Water Supply: Research and Tehnology – Aqua*, Volume 67, Issue 6, pp. 556 – 565.
- [70] Petar R. Praštalo (2018), Proračun hidrauličkog udara na cjevovodu MHE „Mlečva” usljed zatvaranja zatvarača, *Tehnika – Naše građevinarstvo* 72, 1, pp. 39 – 46,
- [71] Triki, A. (2018), Dual – Technique – based inline desing strategy for water hammer control in pressurized pipe flow, *Acta Mech.*, 229, pp. 2019 – 2039.
- [72] Milica Nikodijević, Živojin Stamenković, Jelena Petrović, Miloš Kocić (2018), Valve selection for the purpose of reducing the water hammer effect in pressurized pipelin, *FACTA UNIVERSITATIS, Series: Working and Living Environmental Protection* Vol. 15, No. 3, pp. 217 – 227.
- [73] Jovan Ilić, Aleksandar Petković, Ivan Božić (2019), Numerical Analyses of Water Hammer and Water – Mass Oscillations in a Hydropower Plant for the Most Extreme Operational Regimes, *FME Transactions* 47, pp. 7 – 15.
- [74] Wuyi Wan, Boran Zhang and Xiaoyi Chen (2019), Investigation on Water Hammer Control of Centrifugal Pumps in Water Supply Pipeline Systems, *Energies*, 12(1), 108.
- [75] Aly M. El. Zahaby, Elsayed El Agouz, Mohamed Amr and Bahgat Abd El – Rahman (2019), Water hammer phenomenon: Analysis and solutions, *Engineering Research Journal*, Vol.2, pp. 23–34.
- [76] Haixiao Jing, Wen Wang and Guodong Li (2019), Water hammer in pipeline with different characteristics of valve closing and unsteady wall friction, *The civil engineering journal* 1 – 2019, Article no. 10.

- [77] Mehrdad Karami, Abdorreza Kabiri – Samani, Mohammad Nazari – Sharabin, Moses Karakouzian (2019), Investigating the effects of transient flow in concrete – lined pressure tunnels and developing a new analytical formula for pressure wave velocity, *Tuneling and Underground Space Technology* 91, 102992.
- [78] Mehmet Ishak Yuce, Aram Faraloon Omer (2019), Hydraulic transients in pipelines due to various valve closure schemes, *SN Applied Sciences* 1: 1110.
- [79] Huade Cao, Magdi Mohareb, Ioan Nistor (2020), Finite element for the dynamic analysis of pipes subjected to water hammer, *Journal of Fluids and Structures* 93, 102845.
- [80] Huade Cao, Ioan Nistor and Magdi Moharel (2020), Effect of Boundary on Water Hammer Wave Attenuation and Shape, *Journal of Hydraulic Engineering* 146(3): 04020001.
- [81] Pejović, S., Grozdanović, S. (1969), Water hammer in instalations with several pumps, *Proceedings of the 3rd Conference on Fluid Mechanics and Fluid Machinery*, Budapest, Hungary.
- [82] Vušković, I., Pejović, S. (1971), Prelazni pogonski režimi i hidraulički udar kod hidroelektrana sa reverzibilnim agregatima, Maribor, Slovenija, SFRJ, Jugoslavija.
- [83] Pejović, S., Krsmanović, Lj. (1976), Prelazni radni režimi i hidraulički udar u cevovodu, *Konsultacije o cevovodima pod pritiskom*, ZJE, Vlasinsko jezero, SFRJ Jugoslavija.
- [84] Pejović, S., Krsmanović, Lj., Gajić, A., Obradović, D. (1980), Kaplan turbine accidents and reverse water hammer, *Third International Conference on Pressure Surges*, Canterbury, UK.
- [85] Tiit Koppel, Leo Ainola and Raido Puust (2007), A mathematical model for the determination of leakage in mains and water distribution networks, *Proc. Estonian Acad. Sci. Eng.*, 13, 1, pp. 3 – 16.
- [86] L. Tores, G. Besancon and D. Georges (2008), Acollocation model for water – hammer dynamics with application to leak detection, *Proceedings of the 47th IEEE Conference on Decision and Control Cancun, Mexico, Dec. 9 – 11*, pp. 3890 – 3894.
- [87] Maninder Pal, Neil Dixon and James Flint (2010), Detecting and Locating Leaks in Water Distribution Polyethylene Pipes, *Proceedings of the World Congress on Engineering*, Vol II, VCE 2010, June 30 – July 2, London, U.K.
- [88] Dhammika De Silva, John Mashford and Stewart Durn (2011), Computer Aided Leak Location and Sizing in Pipe Networks, April (second edition), *Urban Water Security Research Alliance, Technical Report No. 17*.
- [89] Torres Ortiz Flor Lizeth (2011), Modèles et observateurs pour les systèmes d'écoulement sous pression. Extension aux systèmes chaotiques, *Thèse, Université de Grenoble*.
- [90] M. Guillèn, J – F Dulhoste, Gildas Besancon, R. Santos (2012), Study of a flow model for detection and location of leaks and obstructions in pipes. *9th International Conference on Modeling, Optimization SIMulation*, Jun, Bordeaux, France. 2012. <hal - 00728678>.
- [91] L. Tores, G. Besancon, C. Verde (2012), Leak detection using parameter identification, *8th IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Processes (SAFEPROCESS)*, August 29 – 31, Mexico City, Mexico, pp. 910 – 915.
- [92] Gildas Besancon, Marcos Guillen, Jean – F. Dulhoste, Rafael Santos, Didier Georges (2012), Finite – Difference Modeling Improvement for Fault Detection in Pipelines, *8th IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Processes (SAFEPROCESS)*, August 29 – 31, Mexico City, Mexico.

- [93] Navarro Adrián, Begovich Ofelia, Besancon Gildas, Sánchez – Torres, Juan D., Patino – Murillo, Julian (2013), An algebraic observer for leak detection and isolation in plastic pipelines, 12th biannual European Control Conference (ECC 2013). Zurich, Switzerland.
- [94] Rejane B. Santos, Wellich S. de Almeida, Flavio V. da Silva, Sandra L. da Cruz, Ana M. F. Fileti (2013), Spectral Analysis for Detection of Leaks in Pipes Carrying Compressed Air, *Chemical Engineering transactions*, Vol. 32, pp. 1363 – 1368.
- [95] Marcos L. Guillèn, Jean – F. Dulhoste, Rafael Santos, Gildas Besancon (2015), Modeling flow in pipes to detect and locate leaks using a state observer approach, *Rev. Tèc. Ing. Univ. Zulia*. Vol. 38, No. 1, pp. 12 – 19.
- [96] Булатов Артур Фларитович. Повышение эффективности автоматизированной системы обнаружения утечек из нефтепродуктопроводов на основе интеллектуальных технологий: диссертация кандидата технических наук: ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет». - Уфа, 2015.- с 235.
- [97] Jihoon Choi, Joonho Shin, Choonggeun Song, Suyong Han and Doo Il Park (2017), Leak Detection and Location of Water Pipes Using Vibration Sensors and Modified ML Prefilter, *Sensors* 2017, 17, 2104; doi: 10.3390/S17092104.
- [98] Abdulrahman Alawadhi and Daniel M. Tartakovsky (2019), Bayesian Update and Method of Distributions: Application to Leak Detection in Transmission Mains, *Water Resources Research*, 56, e2019WR025879, doi: 10.1029/2019 WR025879.
- [99] Ming LIU, Shu ZANG, Donghua ZHOU (2005), Fast leak detection and location of gas pipelines based on an adaptive particle filter, *Int. J. Appl. Math. Comput. Sci.*, Vol. 15, No. 4, pp. 541 – 550.
- [100] P. Lopes dos Santos, T – P Azevedo – Perdicoulis, G. Jank, J. A. Ramos, J. L. Martins de Carvalho, (2011), Leak detection and location in gas pipelines through an LPV identification approach, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* 16(12), doi: 10.1016/j. cnsns. 2011. 03. 029.
- [101] R. B. Santos, E. O. de Sousa, F. V. da Silva, S. L. da Cruz and A. M. F. Fileti (2014), Detection and on-line prediction of leak magnitude in a gas pipeline using an acoustic method and neural network data processing, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 31, No. 01, pp. 145–153.
- [102] S. C. Ord (2006), Water–Hammer–do we need to protect against it? How to predict it and prevent it damaging pipelines and equipment, *Symposium series No. 151*, IchemE.
- [103] Yong–liang ZHANG, Ming–fei MIAO, Ji–ming MA (2010), Analytical study on water hammer pressure in pressurized conduits with a throttled surge chamber for slow closure, *Water Science and Engineering*, 3(2), pp. 174–189.
- [104] Tan Wee Choon, Lim Kheng Aik, Lim Eng Aik, Teoh Thean Hin (2012), Investigation of Water Hammer Effect Through Pipeline System, *International Journal on Advanced Science Engineering Information Technology*, Vol. 2, No. 3, pp. 48–53.
- [105] Anton Bergant–Arno Krusbrink–Francisco Arregni (2012), Dynamic Behaviour of Air Valves in a Legre–Scale Pipeline Apparatus, *Strojniški vestnik–Journal of Mechanical Engineering* 58, 4, pp. 225–237.
- [106] I. Abuiziah, A. Oulhaj, K. Sebari, D. Ouazar (2013), Sizing the Protection Devices to Control Water Hammer Damage, *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Civil and Environmental Engineering*, Vol. 7, No. 11, pp. 894–899.

- [107] Nashat A. Ali, Gamal Abozeid and Moustafa S. Darweesh (2013), Analysis of different protection methods against water hammer on water supply network (Case study–assint city network), *Journal of Engineering Sciences*, Assiut University, Faculty of Engineering, Volume 41, No. 6, pp. 2021 – 2035.
- [108] Andrey Rogalev, Anna Cocherova, Ivan Komarov, Ivan Garanin, Galina Kurdiukova (2015), Ways of Protection of Pipeline Systems against Hydraulic Hammer, *Contemporary Engineering Sciences*, Vol. 8, No. 23, pp. 1067–1081.
- [109] Ali Triki (2015), Water–hammer control in pressurized–pipe flow using an in–line polymetric short–section, *Acta Mech.*, 227(3), pp. 777–793.
- [110] Yanfei Kou, Jieming Yang and Ziming Kou (2016), A Water Hammer Protection Method for Mine Drainage System Based on Velocity Adjustment of Hydraulic Control Valve, Hindawi Publishing Corporation, *Shock and Vibration*, Volume 2016, Article ID 2346025, p. 13.
- [111] Martina Tadić Ananić and Goran Gjetvaj (2017), Water hammer in irrigation systems, *Gradjevinar* 8/2017, doi: 10.14256/JCE.2064.2017.
- [112] Ali Triki (2017), Water–Hammer Control in Pressurized–Pipe Flow Using a Branched Polymetric Penstock, *Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice (ASCE)*, 8(4): 04017024.
- [113] Wuyi Wan and Boran Zhang (2018), Investigation of Water Hammer Protection in Water Supply Pipeline Systems Using an Intelligent Self–Controlled Surge Tank, *Energies* 11, 1450, doi: 10.3390/en11061450.
- [114] Wuyi Wan, Boran Zhang, Xiaoyi Chen and Jijian Lian (2019), Water Hammer Control Analysis of an Intelligent Surge Tank with Spring Self–Adaptive Auxiliary Control System, *Energies* 12, 2527, doi: 10.3390/en12132527.
- [115] Branko R. Obrović (2007), *Mehanika fluida*, Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac.
- [116] J. A. Fox (1977), *Hidraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks*, Macmillan Press Ltd., London.
- [117] Allievi L. (1903.), *Theoria generale del moto perturbato dell’ acqua nei tubi in pressione*, Milan. Translated into English by E. E. Halmos (1925), *The Theory of waterhammer*, Am. Soc. Civil Eng.
- [118] Konstantin Voronjec, Nikola Obradović (1970), *Mehanika fluida*, Univerzitet u Beogradu, Izdavačko preduzeće „Građevinska knjiga”, Beograd.
- [119] Cvetko Crnojević (2014), *Mehanika fluida*, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu.
- [120] Bergant, A., and Simpson, A.R. (1997). Development of a generalised set of pipeline water hammer and column separation equations–Research report No.R149. Department of civil and environmental engineering, University of Adelaide, Adelaide, Australia.
- [121] Ivetić V. Marko (1996), *Računarska hidraulika Tečenje u cevima*, Građevinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd.
- [122] Maksimović Č. (1993), *Merenja u hidrotehnici*, Građevinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd.
- [123] Rich G. (1963), *Hydraulic Transients*, Dover, New York.
- [124] Jaeger C. (1956), *Engineerig Fluid Mechanics*, Blackie, London.
- [125] Schnyder O. (1929), *Druckstosse in Pumpensteigleitungen*, *Schweiz Bauztg*, 94, No 22 and 23.

- [126] Bergeron L. (1935), Etudes des Variations de regime dans les conduites d'eau. Rev. gen. Hydraulique, Nos 1 and 2.
- [127] Lax P. (1954), Weak solutions of nonlinear hyperbolic equations and their numerical computations, Comm. Pure Appl. Maths, VII, 159–93.
- [128] Lax P. and Wendroff B. (1960), Systems of conservation laws, Comm. Pure Appl. Maths, XII, 217–237.
- [129] Lister M. (1960), The numerical solution of hyperbolic partial differential equations by the method of characteristics, in Mathematical Methods for Digital Computers (ed. Wilf A. and Realston H. S). Wiley, New York.
- [130] Petković Ljiljana (2003), Numerička analiza, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet u Nišu.
- [131] Hartree D. R. (1958), Numerical Analysis, Oxford University Press, London, England.
- [132] Courant R., Friedrichs K. and Lewy H. (1956), On the Partial Differential, Equations of Mathematical Physics. New York University Institute of Mathematics, translated by P. Fox.
- [133] Georgije Hajdin (1992), Mehanika fluida, Univerzitet u Beogradu, Građevinski fakultet, Beograd.
- [134] Chandhry M. H. (1979), Applied hydraulic transients, Van Nostrand Reinhold Company, New York, USA.
- [135] Wylie, E. B., and Streeter V. L. (1978), Fluid transients, Mc Graw Hill International Book Company, New York, USA.
- [136] Stevanović V. (1986), Numeričko rešavanje prostiranja talasa pritiska u sistemu fluida i strukture termoenergetskih postrojenja, Magistarski rad, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd.
- [137] Ristić Bogdan (1990), Pumpe i ventilatori, izdavač „Naučna knjiga”, Beograd.
- [138] Miroslav Benišek (1998), Hidraulične turbine, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd.
- [139] Branislav Đorđević, (1981), Korišćenje vodnih snaga, Osnove hidroenergetskog korišćenja voda, Građevinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd.
- [140] Lecture from Dr. Rohit Singh Lather, Ph.D.
- [141] G. I. Krivčenko, (1970), Nasosi i gidroturbini, „Energija”, Moskva.
- [142] Ju. S. Vasilev, I. S. Samorukov, S. N. Hlebnikov „Osnovna energetska oprema hidroelektrana”, Sankt – Peterburg izdanje SPBGU 2002, UDK 621.31.21, (na ruskom).
- [143] E.B. Wylie, V.L. Streeter i L. Suo., „Fluid Transients in Systems”, Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ 07632.
- [144] Žukovskij N. E., O hidrauličkom udaru u vodovodnim cevima, M. L.: Gastehizdat, 1949. – 103s (na ruskom).
- [145] Gerhard Geiger, Principles of Leak Detection// Fundamentals of Leak Detection. Oil and Gas. Oklahoma: Krohne, 2003. p. 46.
- [146] Eksploatacija magistralnih naftovoda: udžbenik. 2-go izd./ Pod redakcijom Ju. D. Zemenkova – Tjum GNGU, 2001. c 623. (na ruskom)
- [147] Vajništok S. M., Transport nafte cevima: u 2t.I S. M. Vajništok, G. G. Vasiljev, G. E. Korobkov. – M: Nedra, 2002. -1t. – 407s. (na ruskom)

- [148] Pribor za otkrivanje curenja u cevovodima // E. – I. Ser. “Transport i skladištenje nafte i naftnih derivata” – M.: VNIIOENG, 1979. vip. 12. – s. 16 – 19 (na ruskom)
- [149] Michael Gorny, Monitoring acoustic noise in steel pipelines// Proceedings of IPC2008 7th International Pipeline Conference, September 29 – October 3, 2008, Calgary, Alberta, Canada, p. 8.
- [150] Prenosni akustički detector “Uspeh – AT – 1”, RTO “TEHNO – AS”, deo firme “INTEKO–Kolmna (Moskovska oblast): 1988. – 14s. (na ruskom).
- [151] Низамутдинов Р.И. Система обнаружения утечек / Р.И. Низамутдинов // Записки Горного Института «Проблемы рационального природопользования». – Т.182. – 2009. – с. 255-258.
- [152] Низамутдинов Руслан Ильдарович. Метод контроля целостности магистральных нефтепроводов без самотечных участков на основе гидродинамической волновой теории: диссертация кандидата Технические науки: ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет, 2016. с 116.
- [153] Lamjed Hadj TAIEB, Ezzeddine Hadj TAIEB (2009), Transient analysis for leak detection in pipe with fluid – structure interaction, DIAGNOSTIKA 4(52), pp. 11 – 16.
- [154] W. Zielke (1968), Frequency–dependent friction in transient pipe flow, Journal of Basic Engineering, American Society of Mechanical Engineers 90, 109–115
- [155] A. E. Wardy and J. M. B. Brown (2003), Transient turbulent friction in smooth pipe flows, Journal of Sound and Vibration 259(5), 1011–1036
- [156] A. E. Wardy and J. M. B. Brown (2004), Transient turbulent friction in fully rough pipe flows, Journal of Sound and Vibration 270, 233–257
- [157] Brunone, B., Golia, U. M., and Greco, M., 1991, “Some Remarks on the Momentum Equations for Fast Transients,” International Meeting on Hydraulic Transients with Column Separation, 9th Round Table, IAHR, Valencia, Spain.
- [158] Adam Adamkowski and Mariusz Lewandowski, 2006, „Experimental Examination of Unsteady Friction Models for Transient Pipe Flow Simulation“, Journal of Fluids Engineering, Vol. 128, pp. 1351 – 1363, DOI: 10.1115/1.2354521

BIOGRAFIJA AUTORA



Ime i prezime: Milica Nikodijević

Datum rođenja: 09.06.1988.

Mesto rođenja: Niš

E-mail: milica.nikodijevic@znr fak.ni.ac.rs

Obrazovanje

Osnovna škola Ćele Kula

Gimnazija Svetozar Marković prirodno-matematički smer

Osnovne akademske studije

Stud. prog.: Mašinsko inženjerstvo (sept. 2007.-jul 2010. god.)

Prosečna ocena: 9,42

Tema Završnog rada: "Izbor i ugradnja vodnih turbina na gravitacionom cevovodu akumulacije Bresnica"

Mentor: dr Dragica Milenković, red. prof.

Najbolji student prve godine studija

Master akademske studije

Stud. prog.: Mašinsko inženjerstvo-modul energetika i procesna tehnika (okt. 2010.-sept. 2012.)

Prosečna ocena: 9,67

Tema Master rada: "Izbor lokacija i vodnih turbina u sistemima za vodosnabdevanje grada Niša"

Mentor: dr Dragica Milenković, red. prof.

Doktorske akademske studije

Stud. prog.: Mašinsko inženjerstvo, naučna oblast Energetika i procesna tehnika (2012.-)

Trenutna prosečna ocena: 10,00

Stipendije

Fond za mlade talente Republike Srbije

Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja

Projekti

Naziv projekta: "Revitalizacija postojećih i projektovanje novih mikro i mini hidroelektrana (od 100 do 1000 kW) na teritoriji južne i jugoistočne Srbije", Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja.

Rukovodilac projekta: dr Dragica Milenković, red.prof.

Profesionalna karijera

Ustanova: Fakultet Zaštite na radu u Nišu

Zvanje: Asistent (okt. 2013.-)

Angažovanje:

Izvođenje nastave, vežbi i sprovođenje ispita iz predmeta: Fizika, Inženjerska grafika, Termodinamika sa termotehnikom, Tehnička mehanika, Primjenjena mehanika fluida, Postrojenja i instalacije pod pritiskom

Organizovanje pripremne nastave i konsultacija iz predmeta Fizika za prijemni ispit

Autorka i koautorica većeg broja radova objavljenih na naučnim skupovima domaćeg i međunarodnog značaja, kao i u naučnim časopisima

Ostalo

Profesionalno bavljenje odbojkom i takmičenje u Prvoj ligi Srbije. Dobitnica sportskih priznanja. Sa Univerzitetskom ekipom osvojeno prvo mesto u Univerzitetskoj ligi Srbije, učestvovanje na Evropskom takmičenju.

IZJAVA O AUTORSTVU

Izjavljujem da je doktorska disertacija, pod naslovom

NESTACIONARNA STRUJANJA U SISTEMIMA ZA TRANSPORT TEČNOSTI I
NJIHOVA ZAŠTITA

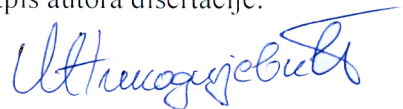
koja je odbranjena na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Nišu:

- rezultat sopstvenog istraživačkog rada;
- da ovu disertaciju, ni u celini, niti u delovima, nisam prijavljivao/la na drugim fakultetima, niti univerzitetima;
- da nisam povredio/la autorska prava, niti zloupotrebio/la intelektualnu svojinu drugih lica.

Dozvoljavam da se objave moji lični podaci, koji su u vezi sa autorstvom i dobijanjem akademskog zvanja doktora nauka, kao što su ime i prezime, godina i mesto rođenja i datum odbrane rada, i to u katalogu Biblioteke, Digitalnom repozitorijumu Univerziteta u Nišu, kao i u publikacijama Univerziteta u Nišu.

U Nišu,

Potpis autora disertacije:



Milica D. Nikodijević

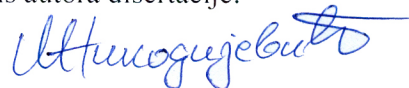
**IZJAVA O ISTOVETNOSTI ELEKTRONSKOG I ŠTAMPANOG OBLIKA
DOKTORSKE DISERTACIJE**

Naslov disertacije: NESTACIONARNA STRUJANJA U SISTEMIMA ZA TRANSPORT
TEČNOSTI I NJIHOVA ZAŠTITA

Izjavljujem da je elektronski oblik moje doktorske disertacije, koju sam predao/la za
unošenje u **Digitalni repozitorijum Univerziteta u Nišu**, istovetan štampanom obliku.

U Nišu,

Potpis autora disertacije:



Milica D. Nikodijević

IZJAVA O KORIŠĆENJU

Ovlašćujem Univerzitetsku biblioteku „Nikola Tesla“ da u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Nišu unese moju doktorsku disertaciju, pod naslovom:

NESTACIONARNA STRUJANJA U SISTEMIMA ZA TRANSPORT TEČNOSTI I NJIHOVA ZAŠTITA

Disertaciju sa svim priložima predao/la sam u elektronskom obliku, pogodnom za trajno arhiviranje.

Moju doktorsku disertaciju, unetu u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Nišu, mogu koristiti svi koji poštuju odredbe sadržane u odabranom tipu licence Kreativne zajednice (Creative Commons), za koju sam se odlučio/la.

1. Autorstvo (**CC BY**)
2. Autorstvo – nekomercijalno (**CC BY-NC**)
3. Autorstvo – nekomercijalno – bez prerade (**CC BY-NC-ND**)
4. Autorstvo – nekomercijalno – deliti pod istim uslovima (**CC BY-NC-SA**)
5. Autorstvo – bez prerade (**CC BY-ND**)
6. Autorstvo – deliti pod istim uslovima (**CC BY-SA**)

U Nišu,

Potpis autora disertacije:



Milica D. Nikodijević

ИЗВЕШТАЈ О ОЦЕНИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

ПОДАЦИ О КАНДИДАТУ

Презиме, име једног родитеља и име	Никодијевић Драгиша Милица
Датум и место рођења	09.06.1988. Ниш

Основне студије

Универзитет	Универзитет у Нишу
Факултет	Машински факултет у Нишу
Студијски програм	Машинско инжењерство
Звање	Инжењер машинства Енергетика и процесна техника
Година уписа	2007.
Година завршетка	2010.
Просечна оцена	9.42

Мастер студије, магистарске студије

Универзитет	Универзитет у Нишу
Факултет	Машински факултет у Нишу
Студијски програм	Машинско инжењерство
Звање	Мастер инжењер машинства Модул енергетика и процесна техника
Година уписа	2010.
Година завршетка	2012.
Просечна оцена	9.67
Научна област	Теоријска и примењена механика флуида
Наслов завршног рада	Избор локација и водних турбина у системима за водоснабдевање града Ниша

Докторске студије

Универзитет	Универзитет у Нишу
Факултет	Машински факултет у Нишу
Студијски програм	Машинско инжењерство
Година уписа	2012.
Остварен број ЕСПБ бодова	450
Просечна оцена	10.00

НАСЛОВ ТЕМЕ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Наслов теме докторске дисертације	Нестационарна струјања у системима за транспорт течности и њихова заштита
Име и презиме ментора, звање	Јасмина Б. Богдановић Јовановић, ванр. проф.
Број и датум добијања сагласности за тему докторске дисертације	Број одлуке: 8/20-01-004/16-030; Датум: 30.05.2016.

ПРЕГЛЕД ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Број страна	200	МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ У НИШУ Примљено: 12. 11. 2021. Орг.јед. Број Поглав. Заседности 612-80-300/2021
Број поглавља	6	
Број слика (шема, графикона)	166	
Број табела	19	

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

Р. бр.	Аутор-и, наслов, часопис, година, број волумена, странице	Категорија
1	<p>Jelena Petrović, Miloš Kocić, Milica Nikodijević, Jasmina Jovanović – Bogdanović, „<i>Nanofluid Flow and Heat Transfer Between Horizontal Plates in Porous Media</i>“, The 5th International Conference Mechanical Engineering in XXI Century University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering in Niš, December 9 - 10, 2020., pp. 97-102, ISBN 978-86-6055-139-1</p> <p>У раду је дато аналитичко решење проблема МХД струјања и преноса топлоте нанофлуида у порозној средини између хоризонталних плоча. Хоризонтане плоче су на константним различитим температурама. Примењено магнетно поље је управно на плоче, а електрично управно на вертикалну раван канала. Проблем се разматра у безиндукционој апроксимацији. Резултати су дати у облику графика и дискутовани утицаји карактеристичних параметара на брзину струјања флуида и пренос топлоте.</p>	M33
2	<p>Miloš Kocić, Živojin Stamenković, Jelena Petrović, Milica Nikodijević, „<i>MHD Flow and Heat Transfer of Two Immiscible Micropolar Fluids</i>“, The 5th International Conference Mechanical Engineering in XXI Century University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering in Niš, December 9 - 10, 2020., pp. 93-96, ISBN 978-86-6055-139-1</p> <p>У раду се изучава струјање и пренос топлоте два електропроводна микрополарна флуида између две хоризонталне плоче које су електрично изоловане, а одржавају се на константним различитим температурама. Проблем је решен аналитички, а резултати дати у облику графика. Анализиран је утицај одговарајућих параметара на брзину, микро ротацију и температуру.</p>	M33
3	<p>Milica Nikodijević, Radovan Petrović, Sergey V. Bochkarev, Nenad Todić, Ivica Stanković, „<i>Mathematical Modeling of Heat Transfer of Liquefied Natural Gas Engines</i>“, Technical Gazette 27, 2(2020), pp. 475-479, ISSN 1330-3651 (Print), ISSN 1848-6339 (Online)</p> <p>У раду је дат математички модел пораста притиска у линији снабдевања мотора КАМАЗ горивом у специфичним условима изолације. Коришћењем једначине топлотног биланса добијен је модел у једноставном линеарном облику. Ово чини модел погодним за коришћење у решавању практичних проблема везаних за пројектовање система за довод горива мотора на течни природни гас. Одређени су геометријски параметри пресека главних елемената за различите спољашње услове и граничне параметре гасног горива. Ови параметри су неопходни за одређивање потрошних, хидрауличких и пројектних карактеристика. Цеви за довод горива су оптимизоване како би се побољшало дозирање горива. Предложени модел је верификован на посебном модификованом испитном столу.</p>	M22
4	<p>Milica Nikodijević, Živojin Stamenković, Jelena Petrović, Miloš Kocić, „<i>Unsteady fluid flow and heat transfer through a porous medium in a horizontal channel with an inclined magnetic field</i>“, Transactions of Famena, International Scientific Journal, University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, Vol.44, No.4 , 2020. pp. 31 – 46, ISSN 1333 – 1124, eISSN 1849 – 1391, https://doi.org/10.21278/TOF.444014420</p> <p>У раду се истражује неустаљено струјање и транспорт топлоте електропроводног нестишљивог вискозног флуида у хоризонталном каналу у коме је средина порозна. Основне физичке карактеристике флуида и карактеристике порозне средине су непроменљиве. Разматрају се флуиди код који је вредност Прандтл – овог броја мања од јединице. Зидови канала су хоризонталне пропустљиве плоче које су на константним различитим температурама. Кроз плоче се удубава/исисава флуид брзином која је управна на плоче, а њен интензитет је косинусна функција времена. Примењено спољашње магнетно поље је хомогено и нагнуто у односу на попречну раван канала. Проблем се истражује у безидукционој апроксимацији. Струјање флуида је изазвано константним падом притиска дуж канала. Једначине које описују проблем трансформисане су на бездимензионе облике и решене аналитички коришћењем методе пертурбације. Одређени су аналитички апроксимативни изрази за бездимензиону брзину струјања флуида и бездимензиону температуру у функцији физичких параметара: Прандтл – овог броја, Хартман – овог броја, фактора порозности, фреквенције, амплитуде и угла нагиба магнетног поља. Нумерички резултати су представљени графички и табеларно, при чему су анализирани утицаји физичких параметара на брзину струјања флуида и температуру.</p>	M22
5	<p>Jelena Petrović, Živojin Stamenković, Miloš Kocić, Milica Nikodijević, Jasmina Bogdanović-Jovanović, „<i>MHD Mixed Convection Flow Through Porous Medium in a Inclined Channel</i>“, 19th Conference on Thermal Science an Engineering of Serbia, “Energy – Ecology – Efficiency”, Sokobanja, Serbia, October 22-25, 2019. Society of Termal Engineeres of Serbia and Faculty of Mechanical Engineering in Nis. Simterm, Proceedings, pp 526-534, ISBN 978-6055-124-7</p> <p>У раду се изучава МХД мешовито конвективно струјање у косом каналу у коме је средина порозна. Примењено магнетно поље је хомогено и нагнуто у односу на канал, а електрично поље</p>	M33

6	<p>Miloš M. Kocić, Živojin M. Stamenković, Jelena D. Petrović, Milica D. Nikodijević, „<i>Control of MHD micropolar fluid flow</i>“, Facta Universitatis Series: Automatic Control and Robotics Vol. 18, No 3, 2019, pp. 163 - 175, Print ISSN 1820 – 6417, Online ISSN 1820 – 6425, UDC (681.5.01:621.313.5), DOI Number https://doi.org/10.22190/FUACR1903163K</p> <p>У раду се истражује стационарно струјање и пренос топлоте електропроводног микрополарног флуида у хоризонталном каналу између две хоризонталне плоче. Плоче су електрично изоловане, а налазе се на константним различитим температурама. Основне једначине описаног проблема своде се на бездимензионе облике и аналитички решавају. Решења су представљена графички и анализиран је утицај основних параметара на брзину, пренос топлоте, трење на зидовима канала.</p>	M51
7	<p>Jelena PETROVIĆ, Živojin STAMENKOVIĆ, Miloš KOCIĆ, Jasmina BOGDANOVIĆ-JOVANOVIĆ, Milica NIKODIJEVIĆ, “<i>MHD Flow and Heat Transfer in the Porous Medium Between Stationary and Moving Plate</i>” The 4th International Conference Mechanical Engineering in XXI Century University of Nis, Faculty of Mechanical Engineering in Nis, April 19 - 20, 2018 ISBN 978-86-6055-103-2 COBISS.SR-ID 261069580 Proceedings 65-69</p> <p>У раду је разматрано магнетно-хидродинамичко (МХД) струјање и пренос топлоте вискозног нестишљивог флуида кроз порозну средину. Флуид струји кроз порозну средину између две паралелне непокретне изотермне плоче које се одржавају на константним различитим температурама. Спољашње примењено магнетно поље је хомогено и управно на плочу. Индуковано магнетно поље је смера струјања флуида. Опште једначине које описују разматрани проблем у оквиру усвојених претпоставки своди се на обичне диференцијалне једначине и добијају се решења затвореног облика. Добијена су решења са одговарајућим граничним условима за брзину, индуковано магнетно поље и температуру. Утицај Хартмановог броја, Рејнолдсовог магнетног броја, параметра усисавања и параметра порозности приказан је графички да би се показао њихов утицај на карактеристике струјања и преноса топлоте.</p>	M33
8	<p>Miloš Kocić, Živojin Stamenković, Jelena Petrović, Milica Nikodijević, “<i>Influence of electrical-conductivity of walls on MHD flow and heat transfer of micropolar fluid</i>”, Thermal Science, Year 2018, Vol. 22, Suppl. 5, pp. S1591-S1600, (DOI: 10.2298/TISCI18S5591K)</p> <p>Струјање и пренос топлоте микрополарног флуида између две паралелне плоче, разматра се у овом раду. Горња и доња плоча одржавају се на константним и различитим температурама и док је микрополарни флуид електро проводан, плоче су променљиве електро проводности. Спољашње магнетно поље је управно на правац струјања и разматра се пуни МХД модел струјања. Генералне једначине проблема, уз одговарајуће граничне услове, сведене су на обичне диференцијалне једначине и решене у затвореном облику. Профили поља брзине, микроротације, индукованог магнетног поља и температуре у функцији електро проводности зидова и параметра спрезања, као и параметра микроротације, представљени су графички уз одговарајућу анализу.</p>	M22
9	<p>Živojin Stamenković, Miloš Kocić, Jelena Petrović, Milica Nikodijević, “<i>Flow and heat transfer of three immiscible fluids in the presence of electric and inclined magnetic field</i>”, Thermal Science, Year 2018, Vol. 22., Suppl. 5, pp. S1575-S1589, (DOI: 10.2298/TISCI18S5591K)</p> <p>Струјање три флуида који се не мешају у хоризонталном каналу под утицајем спољашњег магнетног и електричног поља, разматра се у овом раду. Сва три флуида су електро проводна, док су зидови канала непроводни. Једначине које описују разматрани проблем, сведене су на обичне диференцијалне једначине и уз одговарајуће граничне услове добијена су решења у затвореном облику за сва три флуида. Утицај Хатмановог броја, угла нагнутости магнетног поља, затим односа вискозности флуида и утицај различите електро проводности флуида, на физичка својства струјања ова три флуида, представљени су графички уз одговарајућу анализу.</p>	M22
10	<p>Milica Nikodijević, Živojin Stamenković, Jelena Petrović, Miloš Kocić, “<i>Valve selection for the purpose of reducing the water hammer effect in a pressurized pipeline</i>”, Facta Universitatis, Series: Working and Living Environmental Protection Vol. 15, No 3, 2018, pp. 217 – 227, ISSN 0354-804X (Print), ISSN 2406-0534 (Online), UDC 532.529:621.22, https://doi.org/10.22190/FUWLEP1803217N</p> <p>У раду се разматра хидраулички гравитациони систем који се састоји од горњег резервоара, доњег резервоара, цевовода и вентила. Због једноставније и ефикасније заштите система од хидрауличког удара добро је да се код прелазних режима у систему, без коришћења заштитне опреме, остваре услови у којима је пораст притиска што мањи. Разматра се пораст притиска који изазивају различите врсте вентила и то лептирасти, игличасти и лоптасти као и два интервала времена затварања вентила 20 и 40 секунди. Разматрани су системи код којих је номинални пречник DN300 и DN600. Проблем је изучаван коришћењем симулације нестационарних радних режима хидрауличког транспорта. На основу добијених резултата за максимални пораст притиска при хидрауличком удару извршен је избор најповољнијег регулационог вентила за разматрани хидраулички систем.</p>	M52
	<p>Jelena Petrović, Živojin Stamenković, Miloš Kocić, Milica Nikodijević, Jasmina Bogdanović-Jovanović „<i>MHD flow and heat transfer in porous medium with inducted magnetic field effects</i>”, 13th</p>	

	<p>Овај рад анализира МХД струјање и пренос топлоте у порозном каналу чији су зидови хоризонтални. Горњи зид се креће константном брзином, док је доњи зид непокретан и оба зида су на константним, али различитим температурама. Спољашње примењено магнетно поље је хомогено, управно на зидове канала и делује у правцу од доњег ка горњем зиду. Индуковано магнетно поље у каналу је паралелно са зидовима канала и његов смер се поклапа са смером кретања горњег зида. Опште једначине које описују разматрани проблем (импулс, магнетна индукција и једначина енергије) сведене су на обичне диференцијалне једначине и добијена су решења са одговарајућим граничним условима. Ефекти Хартмановог броја, Рејнолдсовог магнетног броја, параметра усисавања, Γ параметра и параметра порозности приказани су графички да би се показали утицаји на бездимензиону брзину, индуковано магнетно поље и бездимензиону температуру.</p>	
12	<p>Jelena D. Petrović, Živojin M. Stamenković, Miloš M. Kocić, Jasmina B. Jovanović-Bogdanović, Milica D. Nikodijević "MHD flow and heat transfer in the porous medium under the influence of an externally applied magnetic field and induced magnetic field" 6th International Congress of Serbian Society of Mechanics Mountain Tara, Serbia, June 19-21, 2017 ISBN 978-86-909973-6-7 radS3f</p> <p>Струјање вискозног, нестишљивог, електро проводног флуида између две бесконачне хоризонталне паралелне порозне плоче под константним градијентом притиска или константним протоком разматрано је у раду. Анализирани су утицаји магнетног поља, усисавања/убризгавања и фактора оптерећења како би се контролисао проток, напон смицања и пренос топлоте на плоче. Примењено магнетно поље је управно на плоче, плоче су електро изоловане и кроз плоче се нормално на површину струјања усисава/убризгава флуид истих карактеристика као и флуид у каналу. Тачна решења добијена су у затвореном облику. Утицаји сваког од регулационих параметара на проток, на смицање и пренос топлоте дискутују се уз помоћ графика.</p>	M33
13	<p>Jelena Petrović, Živojin Stamenković, Miloš Kocić, Milica Nikodijević "Control of flow and heat transfer using suction, magnetic and electric field" Facta Universitatis Series: Automatic Control and Robotics Vol. 16, No 2, 2017, pp. 143 – 156 DOI: 10.22190/FUACR1702143P Print ISSN: 1820-6417 Online ISSN: 1820-6425</p> <p>У раду је истраживано МХД струјање и пренос топлоте два вискозна нестишљива флуида кроз порозну средину. Флуиди струје кроз порозну средину између две паралелне непокретне изотермне плоче у присуству нагнутог магнетног и управног електричног поља. Флуиди су електропроводни, док су плоче канала електро изоловане. Опште једначине које описују разматрани проблем у оквиру усвојених претпоставки своде се на обичне диференцијалне једначине и добијају се решења затвореног облика. Добијена су решења са одговарајућим граничним условима за поља брзине и температуре. Аналитички резултати за различите вредности Хартмановог броја, фактора оптерећења, параметара вискозности и порозности приказани су графички да би се показао њихов утицај на карактеристике струјања и преноса топлоте.</p>	M51
14	<p>J. Petrović, Ž. Stamenković, M. Kocić, M. Nikodijević, „Porous medium magnetohydrodynamic flow and heat transfer of two immiscible fluids”, Thermal Science, Year 2016, Vol. 20, Suppl. 5 pp. S1405 - S1417, ISSN 0354-9836.</p> <p>У раду се разматра МХД струјање и пренос топлоте вискозног нестишљивог флуида кроз порозну средину. Струјање флуида кроз порозну средину између две паралелне непокретне изотермне плоче у присуству нормалног магнетног и електричног поља. Флуид је електропроводан, док су плоче канала електро изоловане. Опште једначине које описују разматрани проблем своде се на обичне диференцијалне једначине и добијају се решења затвореног облика. Добијена су решења са одговарајућим граничним условима за поља брзине и температуре. Приказан је утицај Хартмановог броја, брзине усисавања, параметра порозности и фактора оптерећења на проток, на смицање, средњу температуру и Нуселтов број како би се показао њихов утицај на карактеристике струјања и преноса топлоте.</p>	M22
15	<p>Ž. Stamenković, J. Petrović, M. Kocić, M. Nikodijević, "Control of fluid flow and heat transfer in porous medium", SAUM 2016 on Systems, Automatic Control and Measurements, Niš, Proceedings, pp. 199+203, Novembar 9+11, 2016. ISBN 978-86-6125-170-2</p> <p>У раду је разматрано МХД струјање и пренос топлоте два вискозна нестишљива флуида кроз порозну средину. Флуид струји кроз порозну средину између две паралелне непокретне изотермне плоче у присуству нагнутог магнетног и нормалног електричног поља. Флуиди су електропроводни, док су плоче канала електро непроводне. Након усвојених претпоставки опште једначине које описују разматрани проблем своде се на обичне диференцијалне једначине. Добијају се решења затвореног облика за поља брзине и температуре. Аналитички резултати за различите вредности Хартмановог броја, фактора оптерећења, параметра вискозности и порозности приказани су графички да би се показао њихов утицај на карактеристике струјања и преноса топлоте.</p>	M33
	<p>Živojin STAMENKOVIĆ, Jelena PETROVIĆ, Miloš KOCIĆ, Milica NIKODIJEVIĆ, "MHD Flow</p>	

	<p>Овај рад анализира МХД струјање и пренос топлоте у порозној средини. Горњи зид канала се креће константном брзином док је доњи зид непокретан. Температуре зидова су константне, али различите. Спољашње примењено магнетно поље је хомогено, нормално на зидове канала и делује у правцу од доњег ка горњем зиду. Електрично поље је нормално на брзину зида и магнетно поље. Опште једначине које описују разматрани проблем сведене су на обичне диференцијалне једначине и добијена су решења са одговарајућим граничним условима. Ефекти Хартмановог броја, параметра порозности, фактора оптерећења и фактора β приказани су графички да би се показали утицаји на бездимензионалну брзину и бездимензионалну температуру.</p>	
17	<p>Dragica Milenković, Dragan Svrkota, Milica Nikodijević "Protective Measures Against Water Hammer in a Long Pipeline Hydropower Plant with Pelton Turbine", SIMTERM 2013., 16th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia, "Energy – Ecology – Efficiency", Sokobanja, Serbia, October 22- 25, 2013 Proceedings pp. 660-670 , ISBN 978-86-6055-043-1.</p> <p>У раду се истражују мере заштите од хидрауличког удара хидроелектране „Ресавица“ са Петон – овом турбином, у циљу пројектовања нове хидроелектране „Ресавица“. Ову хидроел. карактерише бруто пад од 186 m, пречник цевовода DN800 и дужина 7300 m. Затварање цевовода за Пелтон – ову турбину у случају ванредног искључивања и одбацивања оптерећења, моделирано је затварањем главног улазног вентила турбине, затварање кретањем игала турбине и комбинованим затварањем улазног вентила турбине и by pass – ом. Резултати су добијени софтвером који су развили аутори, представљени су графички и дискутовани.</p>	М33
18	<p>Dragica Milenković, Božidar Bogdanović, Milica Nikodijević, "Considerations for hydropower development in a gravitational water distribution system", The 2nd Internacional Conference - Mechanical Engineering in XXI Century, June 20-21.2013., Niš, Serbia, Faculty of Mechanical Engineering; Proceedings , pp 163-166 , ISBN 978-86-6055-039-4.</p> <p>Потенцијал за искоришћење водне снаге постоји у сваком систему за доострибуцију воде када се јавља потреба за снижењем притиска у систему или код уградње прекидних комора. Систем за дистрибуцију воде града Ниша транспортује готово 1000 литара у секунди воде гроз гравитациони систем дуж цевовода дугачког 20 километра. Овакав систем захтева да се на неколико места притисак и проток регулишу. Управо ова места представљају потенцијалне локације за потенцијалну уградњу турбина и искоришћење водног потенцијала. Инсталација турбина у оваквим системима захтева нека специфична пројектантска решења. Избор радног режима турбине треба да задовољи озбиљне техничке захтеве и економске параметре који обезбеђују успешан повратак инвестиције у ова постројења. При избору турбина мора се посебно водити рачуна о нестационарним радним режимима у систему и о условима рада у побегу. У раду се разматра приступ и дају се препоруке које треба пратити при пројектовању оваквих система, а неке од препорука дате су за систем водоснабдевања града Ниша.</p>	М33

ИСПУЊЕНОСТ УСЛОВА ЗА ОДБРАНУ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

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

Кандидат Милица Никодијевић испуњава све критеријуме правилника о поступку припреме и услова за одбрану докторске дисертације. Положила је све испите предвиђене планом и програмом докторских студија из области Енергетика и процесна техника на Машинском факултету у Нишу. Објавила је више радова у часописима са SCI листе из области теме докторског рада. Учествовала је на домаћим и међународним конференцијама на којима је саопштавала добијене резултате истраживања. Одлуком Научно-стручног већа за техничко-технолошке науке бр. 8/20-01-004/16-030 од 30.05.2016. год. дата је сагласност на тему ове докторске дисертације. Предала је радну верзију докторске дисертације одговарајуће садржине, обима и квалитета, у складу са одобреном темом докторске дисертације.

ВРЕДНОВАЊЕ ПОЈЕДИНИХ ДЕЛОВА ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Кратак опис појединих делова дисертације (до 500 речи)

На самом почетку докторске дисертације кандидата Милице Никодијевић, мастер инжењера машинства, дати су подаци о дисертацији на српском и енглеском језику и изложен је садржај дисертације на 2 странице, а дат је и списак табела и слика на 5 страница. Иза тога следи текст дисертације изложен на 200 страна формата А4 и подељен на 6 поглавља, а на крају је на 10 страница наведена коришћена литература са 158 библиографских јединица.

У првом поглављу дисертације након прегледа истраживања образложен је мотив и предмет, а затим су дефинисани циљеви истраживања.

У другом поглављу је извршено математичко моделирање нестационарног струјања течности у цевима. Одређена је брзина поремећаја притиска при хидрауличком удару и дати неки основни случајеви овог феномена.

У трећем поглављу дат је кратак преглед метода које су у времену појављивања дале значајан допринос развоју

закони затварања и предложен најбољи за ублажавање хидрауличког удара.

У петом поглављу дају се основни параметри водних турбина и класификација ових турбина. Затим се одређују линеарне универзалне експлоатационе карактеристике према главној универзалној карактеристици и показује коришћење универзалних карактеристика за добијање Сутерових кривих. Извршено је моделирање хидрауличког удара у системима са Пелтон – овим и Франсис – овим турбинама и резултати за конкретне МХЕ верификовани са резултатима мерења.

У шестом поглављу су приказане потенцијалне статичке и хидродинамичке методе детекције цурења у системима транспорта флуида. Посебна пажња је посвећена методи анализе градијента притиска која је затим проширена нестационарним анализама за наменски генерисане поремећаје притиска у систему.

ВРЕДНОВАЊЕ РЕЗУЛТАТА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

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

План и циљеви предвиђени пријавом докторске дисертације у потпуности су реализовани у оквиру предате дисертације кандидата Милице Никодијевић. Дефинисани су одговарајући математички модели који описују веома сложена нестационарна струјања течности у цевоводима са различитим граничним условима и са посебним освртом на карактеристике затварача. Разматрани су утицаји различитих параметара на динамичко понашање система. Проучени су прелазни радни режими и појава хидрауличког удара. За решавање једначина хидрауличког удара изабрана је метода карактеристика. Извршена је калибрација модела – избор поставки и усвојених параметара тако да се одзив модела скоро поклапа са реалним процесом у природи. Посебна пажња је посвећена моделима који узимају у обзир нелинеарност карактеристика затварача, трење и динамичке карактеристике предтурбинских спроводних апарата.

Поред основних научних истраживања која се односе на: анализу нестационарних проблема струјања, смањења губитака, повећање поузданости и заштите система у дисертацији је изложен и поступак за утврђивање локације цурења течности у изабраном систему на основу методе хидродинамичке таласне теорије.

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

Обрађена тема докторске дисертације је значајна и актуелна, у научном и практичном смислу. Део резултата, непосредно проистеклих из истраживања везаних за ову дисертацију, већ је верификован публикавањем у часописима, као и у Зборницима са међународних и домаћих конференција. Посебан допринос дисертације је формирање нелинеарних закона затварања затварача, моделирање хидрауличког удара у системима са Пелтон – овим и Франсис – овим турбинама, детекција цурења и одређивање локације цурења. Добијени резултати имају научни и практични значај у пројектовању и анализи прелазних радних режима и хидрауличког удара у системима за транспорт течности, могућност заштите система, спречавање губитака и физичких оштећења и заштити животне средине. Такође могу послужити у истраживањима везаним за анализу постојања цурења у систему, као и за утврђивање њихове локације. Добијени резултати могу се посебно користити као база за научна истраживања хидрауличког удара у цевоводима. Поднета докторска дисертација представља оригиналан и вредан научни и стручни допринос кандидата.

Оцена самосталности научног рада кандидата (до 100 речи)

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

ЗАКЉУЧАК (до 100 речи)

На основу изложене анализе докторске дисертације и увидом у публиковане научне радове кандидата, чланови Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације констатују да поднета докторска дисертација у потпуности одговара теми прихваћеној од стране Наставно–научног већа Машинског факултета у Нишу и Научно–стручног већа за техничко–технолошке науке Универзитета у Нишу и да представља оригиналан и вредан допринос области Нестационарних струјања течности у цевима, и предлажу Наставно–научном већу Машинског факултета у Нишу да рад кандидата Милице Никодијевић, мастер инжењера машинства, под називом „Нестационарна струјања у системима за транспорт течности и њихова заштита“ прихвати као докторску дисертацију и позове кандидата на усмену јавну одбрану.

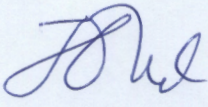
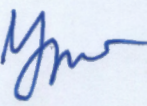

КОМИСИЈА

Број одлуке ННВ о именовану Комисије

8/20-01-008/21-03

Датум именовања Комисије

27.09.2021.

Р. бр.	Име и презиме, звање		Потпис
1.	Јасмина Богдановић Јовановић, ванр. проф. Теоријска и примењена механика флида (Научна област)	Машински факултет у Нишу (Установа у којој је запослен)	 председник, ментор
	Дарко Михајлов, доцент Физички процеси и заштита (Научна област)	Факултет заштите на раду у Нишу (Установа у којој је запослен)	
2.	Урош Караџић, ред. проф. Термо и хидро енергетика (Научна област)	Машински факултет Универзитета у Црној Гори (Установа у којој је запослен)	 члан
	Живан Спасић, ванр. проф. Теоријска и примењена механика флида (Научна област)	Машински факултет у Нишу (Установа у којој је запослен)	
3.	Живојин Стаменковић, ванр. проф. Теоријска и примењена механика флида (Научна област)	Машински факултет у Нишу (Установа у којој је запослен)	 члан
	4.	5.	

Датум и место:

.....