

Numerička analiza rada hidrauličkog sustava u sezoni grijanja satnim proračunom

Radenić, Antonio

Master's thesis / Diplomski rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:748032>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-22**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Antonio Radenić

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

doc. dr. sc. Darko Smoljan, dipl. ing.

Student:

Antonio Radenić

Zagreb, 2019.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem mentoru doc. dr. sc. Darku Smoljanu na uloženom trudu i vodstvu prilikom izrade diplomskog rada, ali i tijekom cijelog studija.

Zahvaljujem gospodinu dr. sc. Kristijanu Iličiću na korisnim savjetima iz područja autoriteta ventila.

Najveće zahvale upućujem obitelji i prijateljima koji su mi bili najveća podrška tijekom studiranja.

Antonio Radenić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Antonio Radenić**

Mat. br.: 0035199549

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

Numerička analiza rada hidrauličkog sustava u sezoni grijanja satnim proračunom

Naslov rada na
engleskom jeziku:

Numerical analysis of hydraulic system operation during heating season using hourly calculation

Opis zadatka:

Potrebno je razviti numerički model za hidrauličku analizu rada sustava radijatorskog toplovodnog dvocijevnog grijanja gdje je hidraulička mreža izvedena s vertikalama. Sustav treba sadržavati osnovne komponente: generator topline, pumpu, cijevni razvod, termostatske regulacijske ventile, automatske diferencijalne balansne ventile, ekspanzijsku posudu i ogrjevna tijela. Analizu je potrebno provesti za sve sate u sezoni grijanja koristeći zadana satna toplinska opterećenja prostorija u zgradi.

Proračun provesti za tri različita režima upravljanja cirkulacijskom pumpom:

1. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i konstantom visinom dizanja,
2. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i proporcionalnom visinom dizanja,
3. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i visinom dizanja reguliranom na kritičnoj vertikali.

Koristeći razvijeni model potrebno je provesti analizu slijedećih parametara: protoci vode, autoriteti termostatskih regulacijskih ventila, radne točke pumpi i potrošnja energije pumpi. Na temelju radnih točki pumpi izračunatih na satnoj bazi u sezoni grijanja, procijeniti energetske potrošnje pumpe korištenjem regresijske analize u kojoj se kao faktori koriste postoci protoka vode u odnosu na projektni protok. Rezultate usporediti s jednadžbama datim u europskoj direktivi EC No 641/2009.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

26. rujna 2019.

Datum predaje rada:

28. studenoga 2019.

Predviđeni datum obrane:

2. – 6. prosinca 2019.

Zadatak zadao:

Predsjednica Povjerenstva:


Doc.dr.sc. Darko Smoljan


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY	IX
UVOD	1
1 HIDRAULIČKO URAVNOTEŽENJE VODENOG SUSTAVA.....	2
1.1 Utjecaj hidrauličkog uravnoteženja	2
1.2 Metode hidrauličkog uravnoteženja sustava.....	5
1.3 Hidraulika ogrjevnih tijela.....	10
2 HIDRAULIČKE KARAKTERISTIKE KOMPONENTI SUSTAVA GRIJANJA.....	14
2.1 Karakteristika cjevovoda	14
2.2 Karakteristike ventila.....	18
2.3 Autoritet ventila.....	20
3 IZVEDBA I REGULACIJA PUMPI	26
3.1 Podjela i izvedba pumpi	26
3.2 Upravljanje cirkulacijskim pumpama.....	29
3.3 Direktive povezane s učinkovitošću pumpe	33
4 NUMERIČKA ANALIZA PRIMJENOM <i>HARDY CROSS</i> METODE	36
4.1 Model građevine i sustava grijanja.....	36
4.2 Primjena <i>Hardy Cross</i> metode	42
4.3 Modeliranje komponenti sustava.....	45
5 REZULTATI NUMERIČKE ANALIZE.....	49
5.1 Analiza protoka na razini cijelog sustava	49

5.2	Analiza protoka na razini ogrjevnog tijela	53
5.3	Analiza energije potrebne za rad pumpe	56
6	ZAKLJUČAK	59
	LITERATURA.....	61
	PRILOZI.....	62

POPIS SLIKA

Slika 1.1 Primjer regulacije izlazne temperature vode.....	2
Slika 1.2 Nebalansirani sustav grijanja	4
Slika 1.3 Tichelmannov razvod.....	5
Slika 1.4 Uravnoteženje sustava ručnim ventilima	6
Slika 1.5 Uravnoteženje sustava automatskim balans ventilima.....	7
Slika 1.6 Presjek automatskog balans ventila [2].....	8
Slika 1.7 Presjek stalnotlačnog ventila [3]	9
Slika 1.8 Utjecaj protoka na toplinski učinak radijatora [4]	10
Slika 1.9 Presjek termostatskog regulacijskog ventila [5]	11
Slika 1.10 Jednostavni model sustava s TRV [6].....	12
Slika 1.11 Jednostavni model sustava s TRV i ABV [6]	12
Slika 1.12 Protoci kroz analizirane slučajeve.....	13
Slika 2.1 Karakteristika cjevovoda na jednostavnom primjeru.....	16
Slika 2.2 Utjecaj promjera cijevi na radnu točku sustava	17
Slika 2.3 Prikaz različitih karakteristika ventila.....	19
Slika 2.4 Analiza autoriteta ventila na jednostavnom sustavu	20
Slika 2.5 Utjecaj autoriteta i otvorenosti ventila na protok.....	22
Slika 2.6 Odstupanje protoka u ovisnosti o autoritetu i otvorenosti ventila	23
Slika 2.7 Otvorenost ventila pri najvećem odstupanju protoka	24
Slika 2.8 Ukupni gubici sustava u ovisnosti o autoritetu ventila	25
Slika 3.1 Podjela dinamičkih pumpi [9].....	26
Slika 3.2 Presjek centrifugalne pumpe [10]	27
Slika 3.3 Izvedbe lopatica centrifugalne pumpe [11].....	28
Slika 3.4 Teorijske i stvarne karakteristike centrifugalne pumpe	28
Slika 3.5 Regulacija protoka prigušenjem.....	29
Slika 3.6 Regulacija protoka pri konstantnoj visini dobave pumpe	30
Slika 3.7 Regulacija protoka pri proporcionalnoj visini dobave pumpe	31

Slika 3.8 Regulacija protoka pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku	32
Slika 3.9 Usporedba radnih točki pri različitim regulacijama protoka	32
Slika 3.10 Kontrolna krivulja prema metodologiji ispitivanja direktive EC No 622/2012 [12]	34
Slika 4.1 Shematski prikaz analiziranog sustava	36
Slika 4.2 Shematski prikaz raspoložive razlike tlaka na vertikali analiziranog sustava	40
Slika 4.3 Dijagrami pumpi Magna3 (lijevo) i Alpha2 (desno) [14].....	41
Slika 4.4 Primjer Hardy Cross petlji na analiziranom sustavu.....	44
Slika 4.5 Krivulja protok - toplinski učinak analiziranih ogrjevnih tijela.....	45
Slika 4.6 Usporedba režima upravljanja pumpom analiziranog sustava.....	47
Slika 4.7 3-D prikaz učinkovitosti pumpe Alpha2	48
Slika 4.8 3-D prikaz učinkovitosti pumpe Magna3.....	48
Slika 5.1 Radni sati pumpe u ovisnosti o postotku projektnog protoka.....	49
Slika 5.2 Protoci kroz analizirani sustav u usporedbi s potrebnim protocima	50
Slika 5.3 Odstupanje protoka analiziranog sustava od potrebnog	51
Slika 5.4 Protoci kroz analizirani sustav u ovisnosti o toplinskom opterećenju	52
Slika 5.5 Odstupanje analiziranog protoka sustava od idealnog u ovisnosti o toplinskom opterećenju	52
Slika 5.6 Protoci kroz analizirana ogrjevno tijelo u ovisnosti o otvorenosti ventila.....	53
Slika 5.7 Odstupanje protoka kroz analizirana ogrjevna tijela na različitim vertikalama.....	54
Slika 5.8 Odstupanje protoka kroz analizirana ogrjevna tijela na istoj vertikali.....	54
Slika 5.9 Uprosječeni gubici sustava uzrokovani autoritetom ventila	55
Slika 5.10 Radne točke pumpe analiziranog sustava	56
Slika 5.11 Radni sati pumpe u ovisnosti o visini dizanja.....	56
Slika 5.12 Ovisnost snage analiziranih pumpi u ovisnosti o protoku	57
Slika 5.13 Ukupna energija potrebna za rad pumpe u sezoni grijanja	58

POPIS TABLICA

Tablica 1.1 Slučajevi ispitani numeričkom analizom	13
Tablica 3.1 Karakteristike različitih izvedbi centrifugalnih pumpi [11]	27
Tablica 3.2 Profil opterećenja cirkulatora prema metodologiji direktive EC No 622/2019 [12]	35
Tablica 4.1 Ogrjevni učinak sustava po vertikalama analiziranog sustava	37
Tablica 4.2 Dimenzioniranje dionica cjevovoda analiziranog sustava	38
Tablica 4.3 Karakteristike odabranih TRV analiziranog sustava	39
Tablica 4.4 Karakteristike odabranih ABV analiziranog sustava	39
Tablica 4.5 Potrebne K_v vrijednosti ručnih ventila po vertikalama analiziranog sustava	40
Tablica 4.6 Pad tlaka cijelog kruga grijanja po vertikalama analiziranog sustava	41
Tablica 4.7 Popis cirkulacijskih petlji analiziranog sustava u Hardy Cross metodi	44
Tablica 5.1 Ukupni gubici zbog utjecaja autoriteta ventila	55

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	poprečni presjek
a_v	-	autoritet ventila
c_w	$J/(kg \cdot K)$	specifični toplinski kapacitet vode
d	m	promjer cjevovoda
g	m^2/s	gravitacijska konstanta
h_f	Pa	visina gubitaka mehaničke energije
H_P	Pa	visina dizanja pumpe
h_v	-	otvorenost ventila
k	mm	apsolutna hrapavost cijevi
K_{sustav}	$bar \cdot h^2/m^6$	konstanta sustava
K_v	m^3/h	karakteristika ventila
K_{vs}	m^3/h	karakteristika ventila pri potpunoj otvorenosti
L	-	duljina cjevovoda
n	min^{-1}	brzina vrtnja pumpe
p	Pa	tlak
P_{hyd}	W	hidraulička snaga predana fluidu
P_{ref}	W	referentna snaga pumpe
q_m	kg/s	maseni protok
q_v	m^3/s	volumni protok
$q_{v,v}$	m^3/h	protok vode kroz ventil
R	Pa/m	linijski pad tlaka
r	s^2/m^5	pomoćni koeficijent <i>Hardy Cross</i> metode
t	s	vrijeme
T_{amb}	$^{\circ}C$	temperatura okolišnog zraka
w	m/s	brzina strujanja fluida
z	m	geodetska visina
β_2'	rad	izlazni kut lopatice
Δp	Pa	pad tlaka
Δp_{ABV}	Pa	pad tlaka na automatskom balans ventilu
Δp_{sustav}	Pa	pad tlaka sustava
Δp_{TRV}	Pa	pad tlaka na termostatskom regulacijskom ventilu
Δp_{ukupno}	Pa	ukupni pad tlaka
Δp_v	bar	pad tlaka na ventilu

$\Delta p_{\text{vertikala}}$	Pa	pad tlaka na vertikali
Δq_V	m ³ /h	odstupanje protoka
ΔV	m ³	ukupni volumen vode
ζ	-	koeficijent lokalnog otpora strujanju
η	-	efikasnost pumpe
λ	-	linijski koeficijent trenja strujanju fluida
μ_w	Pa·s	dinamička viskoznost vode
ρ_w	kg/m ³	gustoća vode
Φ_{OT}	W	toplinski tok predan ogrjevnim tijelom
Φ_{sustav}	W	toplinski tok predan svim ogrjevnim tijelima

SAŽETAK

U sklopu diplomskog rada obrađena je tematika hidrauličke sustava grijanja na teoretskoj i analitičkoj razini. Kroz teoretska poglavlja obrađen je pojam uravnoteženja sustava grijanja s primjerima postizanja istog. Opisane su hidrauličke karakteristike komponenti sustava te je pojašnjen pojam autoriteta ventila. Teoretski dio rada završava poglavljem o cirkulacijskim pumpama i pripadajućim europskim direktivama. Za potrebe numeričke analize modeliran je sustav grijanja s generatorom topline, cirkulacijskom pumpom, cijevnim razvodom termostatskim regulacijskim ventilima, automatskim balans ventilima i ogrjevnim tijelima. Numerička analiza provedena je *Hardy Cross* metodom za svaki sat u godini. Rezultatima numeričke analize i interpretacijom rezultata zaključuje se diplomski rad.

Ključne riječi: hidrauličko uravnoteženje, autoritet ventila, numerička analiza, *Hardy Cross* metoda

SUMMARY

The thesis deals with the topic of hydraulics of the heating system at theoretical and analytical level. Through the theoretical chapters the notion of balancing the heating system with examples of achieving it has been covered. The hydraulic characteristics of the system components are described and the concept of valve authority is clarified. The theoretical part of the thesis ends with a chapter on circulation pumps and associated European directives. For the purposes of numerical analysis, a heating system with a heat generator, circulation pump, pipework, thermostatic regulating valves, automatic balancing valves and heating elements was modeled. Numerical analysis was performed using the Hardy Cross method for each hour of the year. The results of numerical analysis and interpretation of the results conclude the thesis.

Keywords: hydraulic balancing, valve authority, numerical analysis, Hardy Cross method

UVOD

Hidraulika je, prema definiciji Hrvatske enciklopedije, „dio hidromehanike koji se bavi proučavanjem stanja ravnoteže i strujanja realne tekućine, ponajprije vode, kroz cijevi, kanale i otvore te pojava koje nastaju kada takva tekućina struji oko nekoga tijela uronjenoga u nju“ [1]. Posjedovanje temeljnih znanja iz područja hidraulike ključno je za razumijevanje rada sustava grijanja.

Hidrauličko uravnoteženje, autoritet ventila, karakteristika ventila i razni drugi pojmovi često se koriste u tehničkoj literaturi bez detaljnijeg pojašnjenja. Cilj teorijskog dijela diplomskog rada je definirati i objasniti navedene pojmove. U prvom poglavlju naglašen je utjecaj hidrauličkog uravnoteženja na pravilan rad sustava pri djelomičnim opterećenjima te je prikazan primjer neuravnoteženog sustava i načini njegova uravnoteženja.

U drugom poglavlju analizirane su karakteristike komponenti sustava. Objašnjen je utjecaj promjene pojedinih parametara na promjenu karakteristika komponenti. Najdetaljnije je konceptualno obrađen autoritet ventila. Na primjeru jednostavnog sustava izvedeni su analitički izrazi ovisnosti protoka o autoritetu i otvorenosti ventila. Izvedeni izrazi neovisni su o veličini sustava i prikazani su u bezdimenzijskom obliku.

U trećem poglavlju opisana je izvedba i podjela cirkulacijskih pumpi. Objašnjeni su načini upravljanja pumpama u sustavu grijanja te utjecaj načina upravljanja na radne parametre sustava. Na kraju poglavlja opisane su europske direktive povezane s određivanjem efikasnosti pumpa.

Za potrebe numeričke analize sustava grijanja napravljen je matematički model svih komponenti sustava. Metodologija modeliranja pojedinih komponenti detaljno je opisana u četvrtom poglavlju. Numerička analiza provedena je za svaki sat u sezoni grijanja *Hardy Cross* metodom. Za potrebe analize izrađeni su trodimenzionalni dijagrami ovisnosti efikasnosti pumpe o visini dizanja i protoku.

Kroz rezultate prikazane u petom poglavlju analiziraju se gubici protoka sustava nastali zbog utjecaja autoriteta ventila. Rezultati se analiziraju na razini cijelog sustava i na razini pojedinih ogrjevnih tijela. Prikazane su i radne točke pumpe u svakom satu u sezoni grijanja za sva tri načina upravljanja pumpom. Analizom ukupne potrošnje energije potrebne za rad pumpe zaključuje se diplomski rad.

1 HIDRAULIČKO URAVNOTEŽENJE VODENOG SUSTAVA

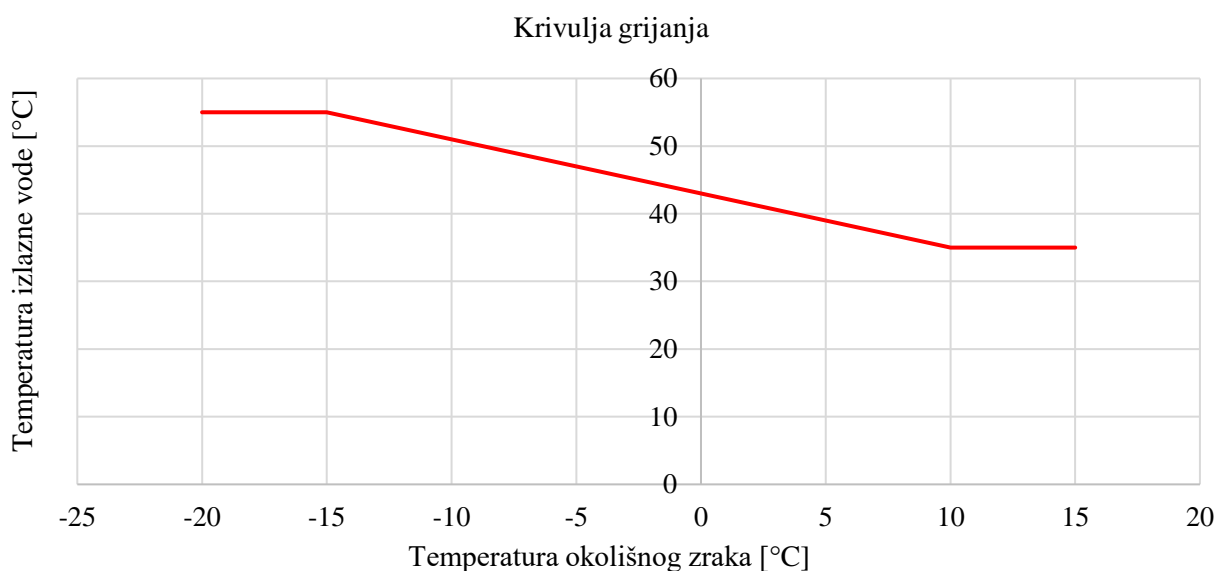
Pravilno projektiranje i izvođenje hidrauličke mreže sustava toplovodnog grijanja temelj je pravilnog rada sustava. Kroz ovo poglavlje definiraju se osnovni modeli regulacije sustava grijanja, pojašnjava se koncept hidrauličkog uravnoteženja sustava koji je ključan za rad pri djelomičnim opterećenjima te se prikazuju metode i elementi sustava pomoću kojih se postiže uravnoteženje.

1.1 Utjecaj hidrauličkog uravnoteženja

Hidrauličko uravnoteženje ili balansiranje može se definirati kao proces optimizacije raspodjele protoka u sustavu grijanja ili hlađenja. Ono se provodi kako bi se osigurali optimalni protoci kroz ogrjevna i rashladna tijela bez obzira na nametnute vanjske uvjete. Sustavi grijanja većinu vremena rade pri djelomičnom opterećenju, budući da se dimenzioniraju i projektiraju za ostvarivanje toplinske ugodnosti pri projektnim temperaturama koje se rijetko pojavljuju. Postoje dvije osnovne metode regulacije kapacitete sustava grijanja:

- I. regulacija promjenom temperaturnog režima vode,
- II. regulacija promjenom protoka vode.

Sustavi s konstantnim protokom vode kapacitet reguliraju promjenom temperature izlazne vode iz generatora topline (kotao, dizalica topline, toplinska podstanica,...). Temperatura izlazne vode se regulira obično prema predodređenoj krivulji grijanja gdje je utjecajni parametar okolišna temperatura.



Slika 1.1 Primjer regulacije izlazne temperature vode

Slika 1.1 može poslužiti kao primjer regulacije izlazne temperature tople vode kondenzacijskog plinskog kotla ili niskotemperaturne dizalice topline. Pri temperaturama okoliša $T_{amb} < -15^{\circ}\text{C}$ temperatura izlazne vode je konstantna i iznosi 55°C . U području temperatura $-15^{\circ}\text{C} < T_{amb} < 10^{\circ}\text{C}$ temperatura izlazne vode se linearno snižava do vrijednosti od 35°C . Za temperature okoliša $T_{amb} > 10^{\circ}\text{C}$ temperatura izlazne vode je konstantna i iznosi 35°C . Ovo je samo jedan primjer krivulje grijanja te se one obično postavljaju ovisno o klimatskom području u kojem se oprema ugrađuje i ovisno o mogućnostima same opreme. Moderni energetske sustavi trebaju težiti snižavanju temperatura izlazne vode pri svim temperaturama okoliša budući da takva regulacija pridonosi energetskim uštedama zbog manjih gubitaka sustava.

Sustavi s varijabilnim protokom vode kapacitet reguliraju promjenom protoka vode kroz sustav. Promjena protoka vrši se promjenom brzine vrtnje cirkulacijskih pumpi kao i promjenom otvorenosti regulacijskih ventila. Budući da je tematika diplomskog rada upravo hidraulika sustava grijanja, u daljnjim poglavljima detaljno će se opisati mogućnosti i modeli regulacije protoka.

Naravno, osim navedena dva osnovna modela regulacije kapaciteta sustava, postoje i složeni modeli koji kombiniraju regulaciju izlazne temperature tople vode i regulaciju protoka. Kombinacijom obje vrste regulacije snižavaju se toplinski gubici sustava grijanja i energija potrebna za rad pumpe te se takvi sustavi primjenjuju u najsloženijim sustavima gdje su potencijalne uštede najveće.

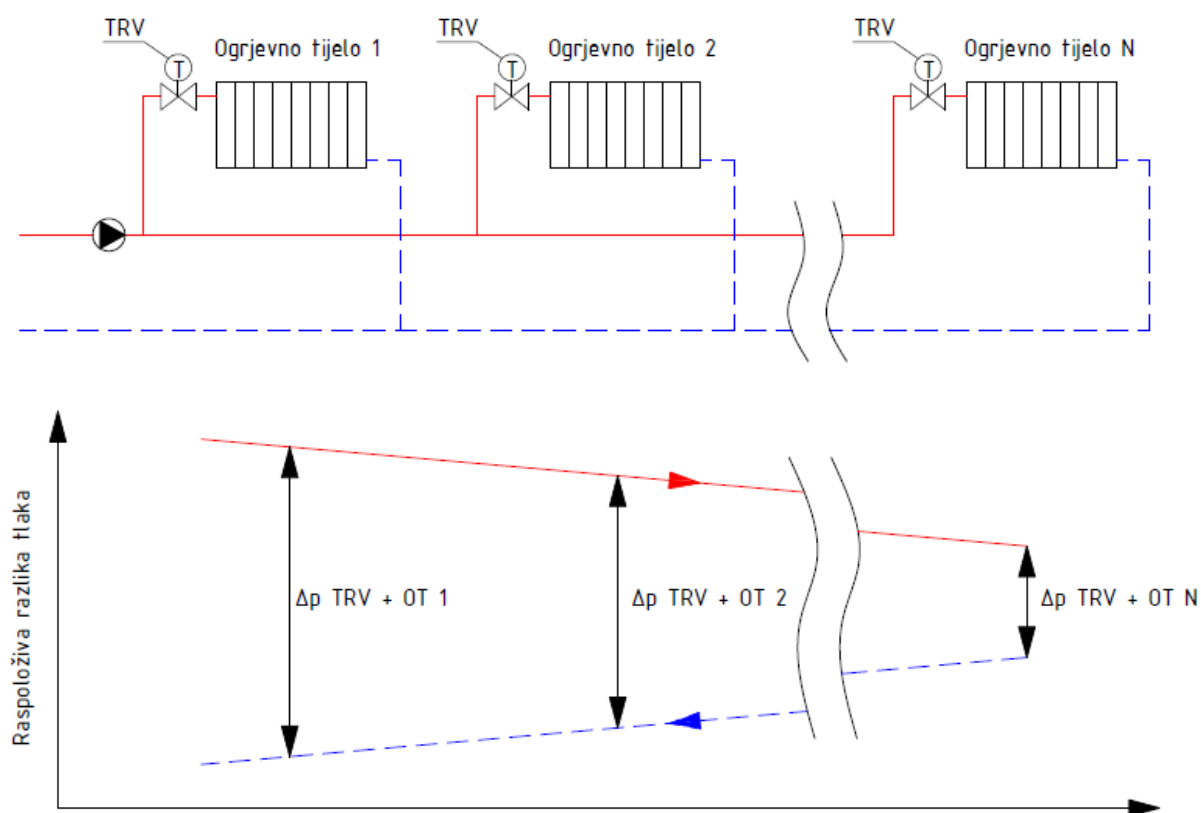
Utjecaj hidrauličkog uravnoteženja je najvidljiviji upravo pri djelomičnim opterećenjima radi čega se na njega stavlja poseban naglasak. Mogu se definirati dva osnovna cilja hidrauličkog uravnoteženja:

- I. povećanje komfora,
- II. sniženje troškova.

Povećanje komfora se očituje u održavanju tražene temperature prostorije bez obzira na promjene vanjskih uvjeta. To se ostvaruje pravilnom raspodjelom protoka prema svim ogrjevnim tijelima koja iz tog razloga predaju traženi toplinski tok. Uštede se ostvaruju kroz manju energiju potrebnu za grijanje vode i za pogon cirkulacijskih pumpi koje rade s nižim protocima u usporedbi s neuravnoteženim sustavom. Potrošnja energije pumpe iznosi do 5% ukupne potrošnje energije sustava. Sniženje buke sustava zbog pravilnog dimenzioniranja regulacijskih elemenata također može pridonijeti povećanju komfora korisnika pojedinog sustava.

Sustavi grijanja najčešće se izvode kao dvocijevni sustavi. U dvocijevnim sustavima ogrjevna tijela se nalaze u paralelnim spojevima. Strujanje fluida u sustavu je uvijek s višeg prema nižem tlaku. Padovi tlaka u paralelno spojenim sustavima moraju biti jednaki, a ta jednakost se ostvaruje odgovarajućim protocima. Kroz paralelno spojenu granu s nižim otporom protok će biti veći i obratno. Analogije se mogu pronaći i u drugim područjima, poput elektrotehnike. Razlika tlaka u hidrauličkom sustavu analogna je razlici napona u elektrotehničkom sustavu, dok je protok vode analogan jakosti struje.

Slika 1.2 prikazuje jednostavni dvocijevni sustav grijanja koji ne sadrži balansne elemente. Sustav se sastoji od pumpe, ogrjevnih tijela i regulacijskog elementa (termostatskog regulacijskog ventila - TRV). Ogrjevno tijelo najbliže pumpi izloženo je najvećoj razlici tlaka, a ono najudaljenije od pumpe najmanjoj razlici tlaka. Zbog velike razlike tlaka otežana je regulacija protoka kroz ogrjevno tijelo. U ovakvim sustavima u praksi dolazi do pregrijavanja ogrjevnih tijela najbližih pumpi što uzrokuje neželjene gubitke toplinske energije, zato što se pumpa dimenzionira tako da njena visina dizanja bude dovoljna i za ono najudaljenije, kritično, ogrjevno tijelo. U slučaju poddimenzioniranja pumpe najdalja ogrjevna tijela mogu ostati pothlađena, odnosno ne isporučiti projektni toplinski učinak.



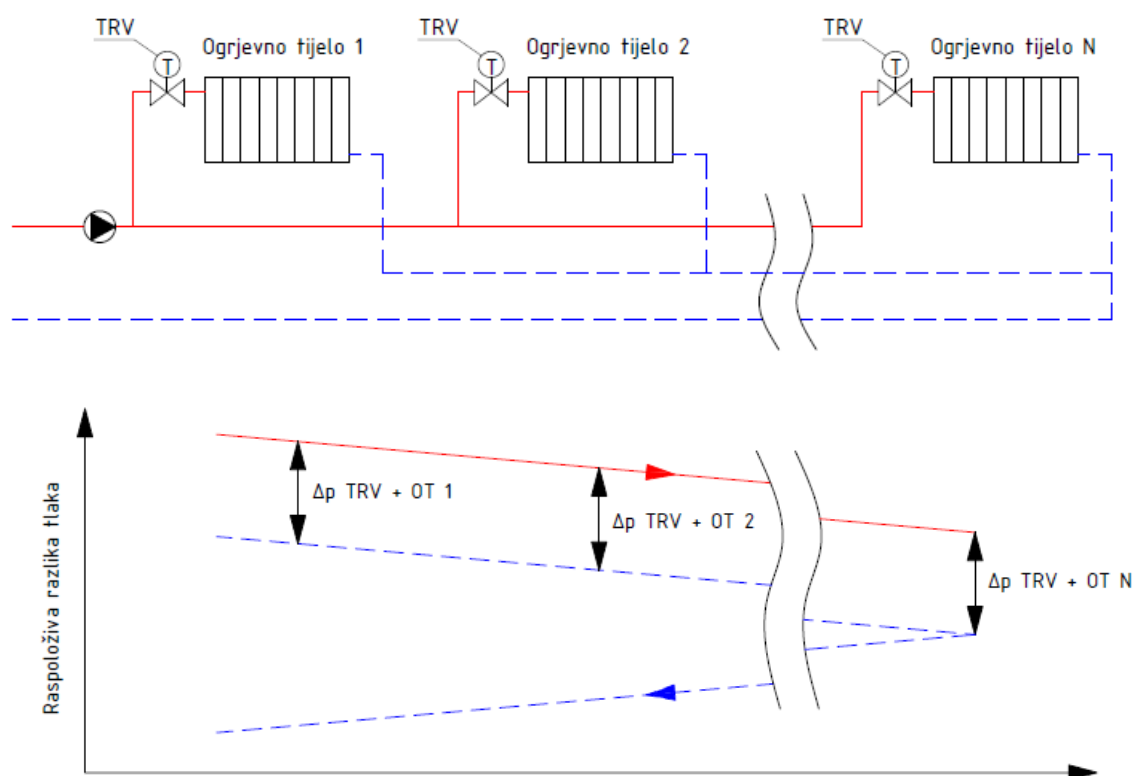
Slika 1.2 Nebalansirani sustav grijanja

1.2 Metode hidrauličkog uravnoteženja sustava

Općenito moguće je navesti četiri metode hidrauličkog uravnoteženja sustava:

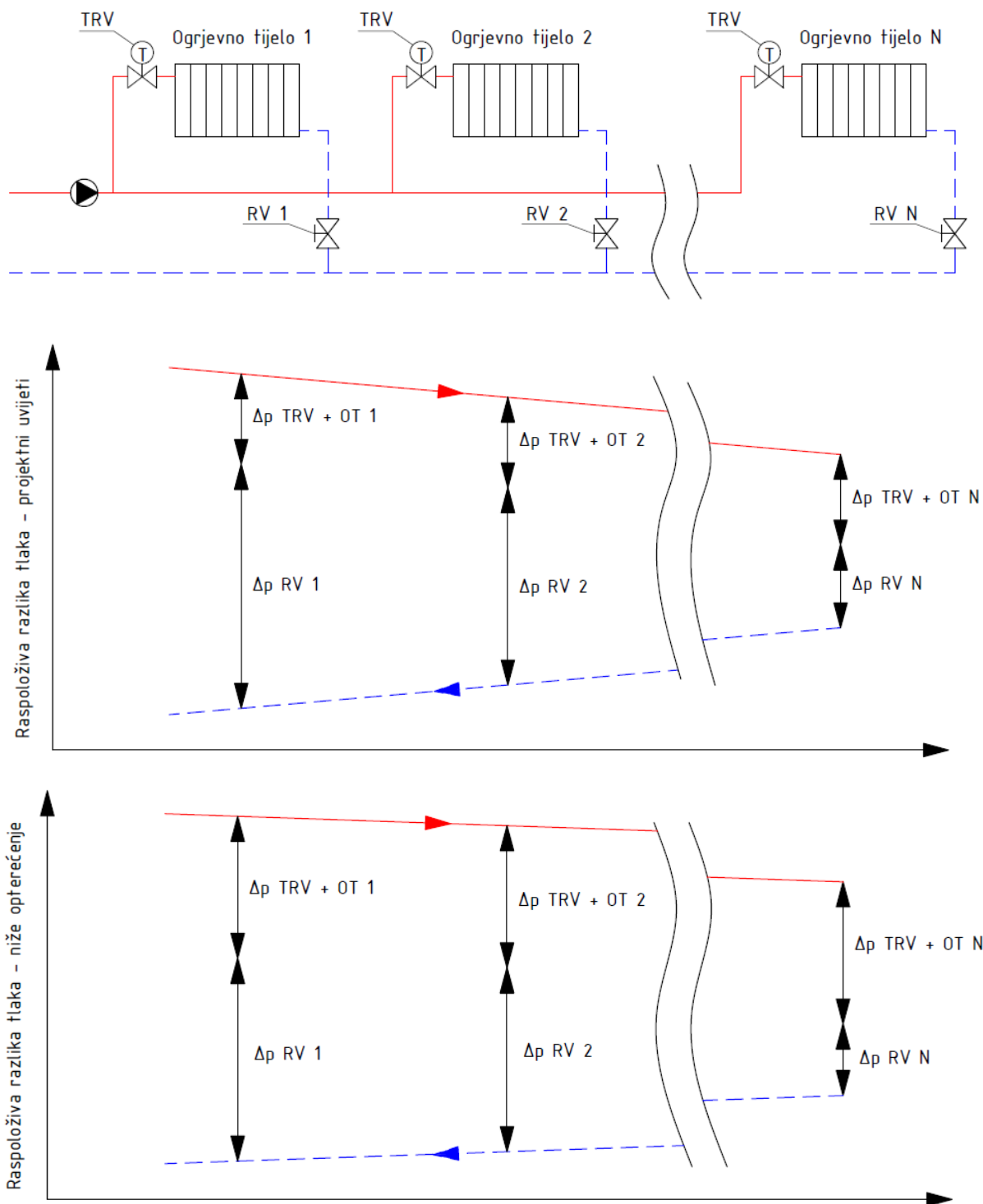
- I. *Tichelmannov* razvod,
- II. ručnim prigušnim ventilima,
- III. automatskim balans ventilima,
- IV. stalnotlačnim ventilima.

Prvi način uravnoteženja sustava je izvođenjem *Tichelmannovog* razvoda prikazanog na Slici 1.3. Povratni vod se izvodi od ogrjevnog tijela najbližeg pumpi prema onom najudaljenijem. Takvom izvedbom postižu se približno jednake duljine dionica za sva ogrjevna tijela. Približno jednake duljine dionica znače i približno jednake otpore strujanju fluida. Za ogrjevna tijela koja se nalaze u paralelnom spoju to znači da su regulacijski elementi izloženi približno jednakoj razlici tkala, čime se olakšava regulacija protoka kroz ogrjevna tijela. Nedostatak *Tichelmannovog* razvoda je veća duljina ugrađenih cijevi zbog specifične izvedbe povratnog voda, a u nekim slučajevima zbog ograničenog prostora nije moguće primijeniti ovo rješenje. Ovakav sustav također zahtijeva ugradnju pumpe s većom visinom dizanja, u usporedbi s neuravnoteženim sustavom, zato što veća duljina povratnog voda uzrokuje dodatan pad tlaka kojeg pumpa mora savladati.



Slika 1.3 *Tichelmannov* razvod

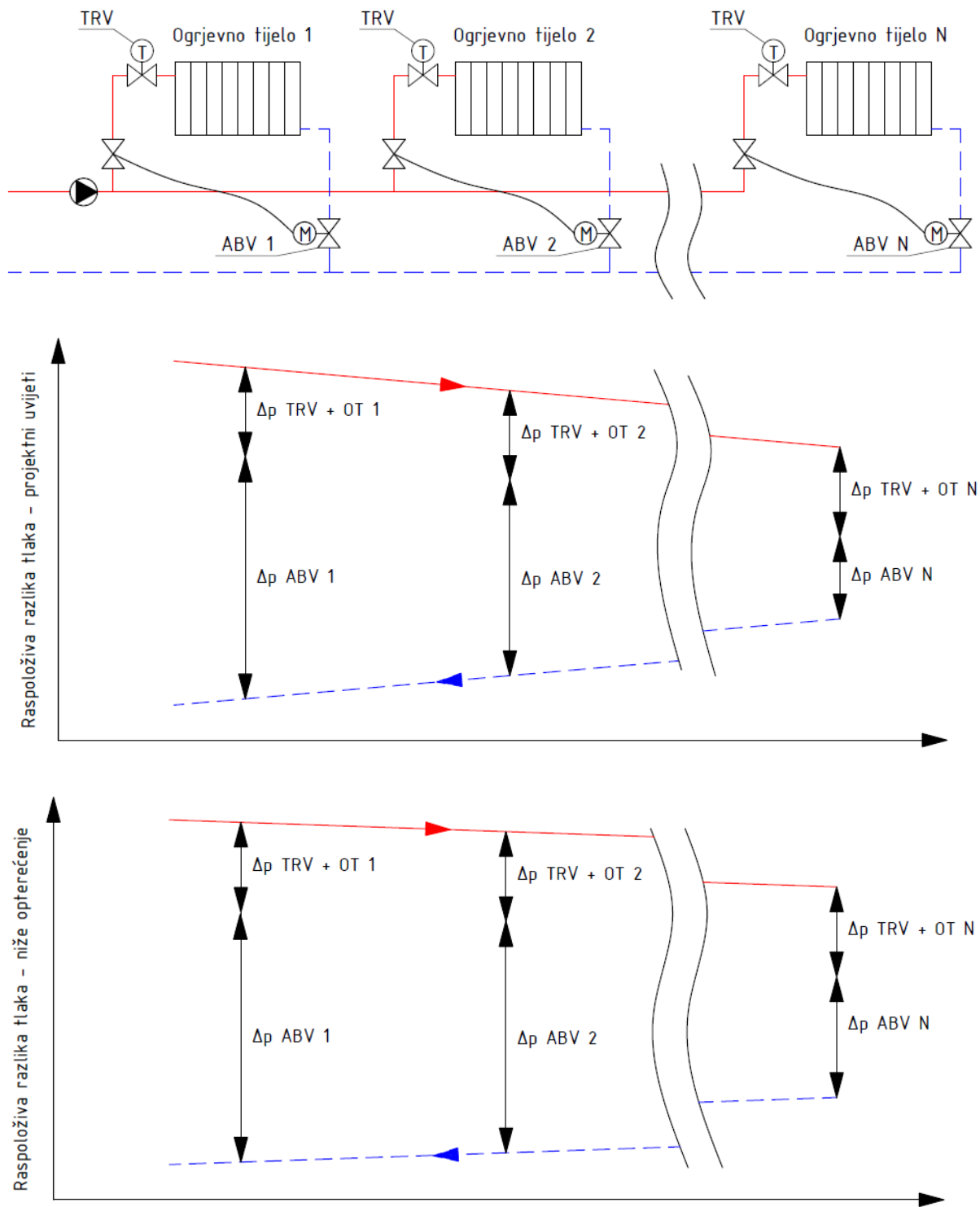
Drugo rješenje uravnoteženja sustava je primjenom ručnih prigušnih ventila. Otvorenost ventila se podešava prema potrebnom padu tlaka za svako ogrjevno tijelo. Na Slici 1.4 može se vidjeti da je pri projektnim uvjetima raspoloživa razlika tlaka na ogrjevnim tijelima jednaka te je sustav uravnotežen.



Slika 1.4 Uravnoteženje sustava ručnim ventilima

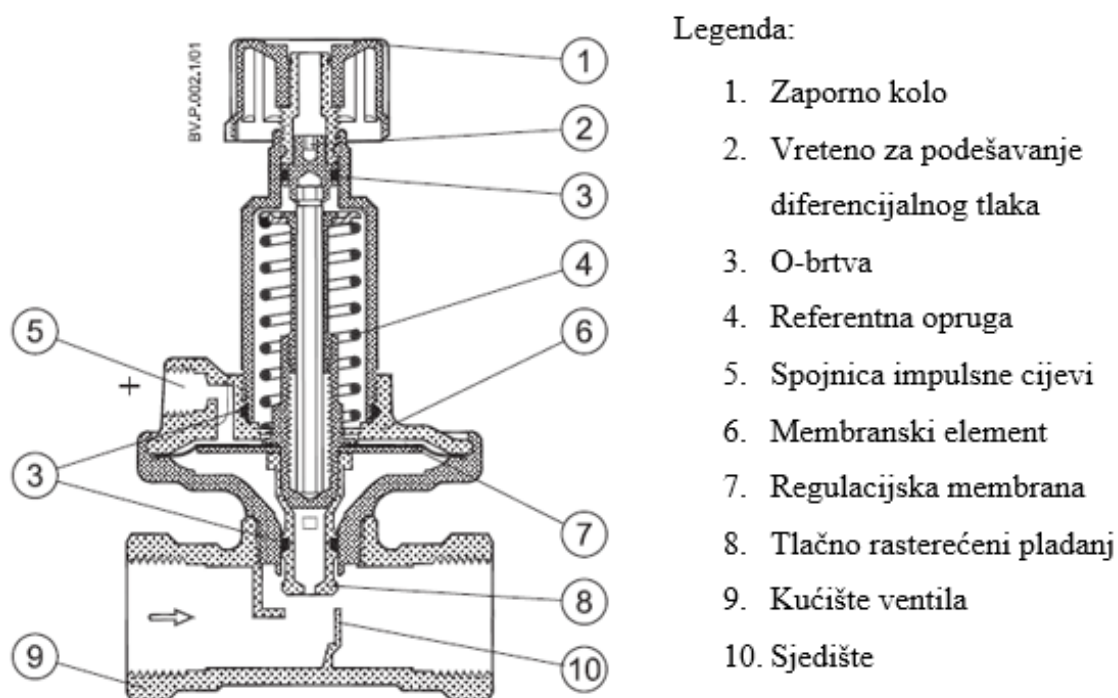
Problem nastaje kada sustav radi pri nižem opterećenju od projektnog. Protoci su tada niži u sustavu te je pad tlaka na ručnim prigušnim ventilima niži. Regulacijski elementi su tada izloženi višoj razlici tlaka radi čega je otežana regulacija protoka kroz ogrjevno tijelo.

Treći način uravnoteženja sustava je automatskim balans ventilima kao na Slici 1.5.



Slika 1.5 Uravnoteženje sustava automatskim balans ventilima

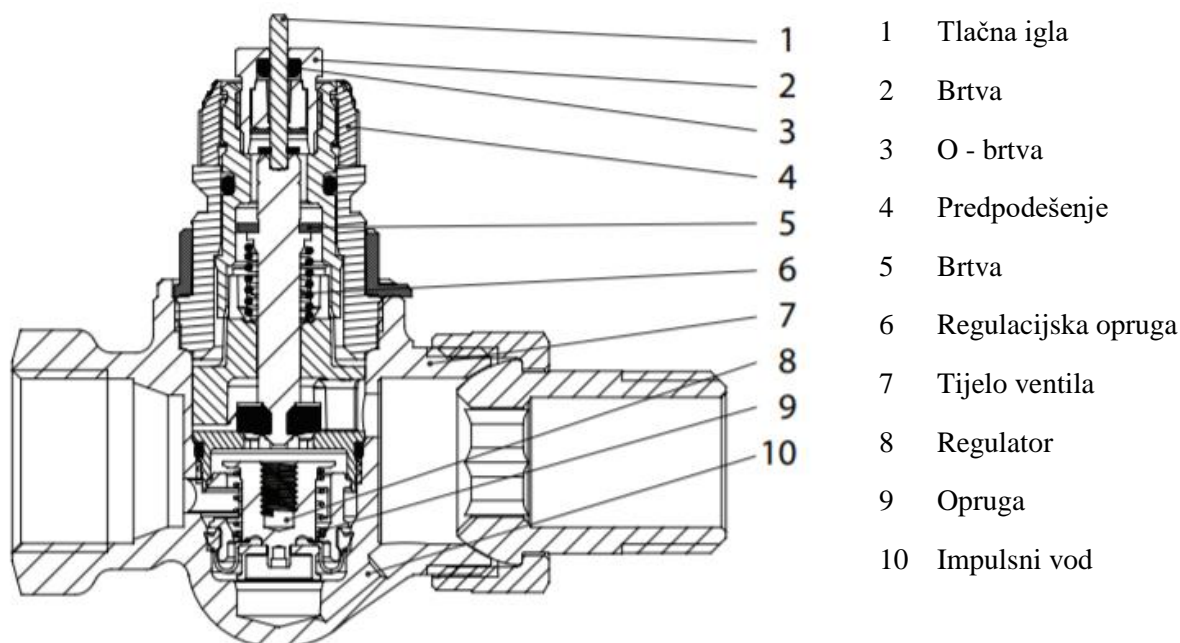
Automatski balans ventili (ABV) funkcioniraju tako da održavaju konstantnu razliku tlaka između polaznog i povratnog voda. Njihov utjecaj se najbolje vidi u uvjetima nižeg opterećenja sustava, kada su protoci niži. Tada se povećava pad tlaka na ventilu unatoč nižoj brzini vode, odnosno manjem dinamičnom tlaku. Razlog tome je povećanje koeficijenta otpora strujanju koji se mijenja s promjenom otvorenosti ventila. Otvorenost ventila se automatski mijenja ovisno o zadanom predpodešenju koje je projektirano za pojedinu dionicu cjevovoda. U praktičnoj primjeni to znači da je dio sustava koji se regulira automatskim balans ventilima tlačno neovisan, odnosno promjene tlaka u ostatku sustava nemaju utjecaja na dio sustava iza automatskih balans ventila. Presjek automatskog balans ventila prikazan je na Slici 1.6.



Slika 1.6 Presjek automatskog balans ventila [2]

Regulacijski element automatskog balans ventila ugrađuje se na povratni vod. Osjetni element ventila ugrađuje se u polazni vod. Impuls tlaka s polaznog voda prenosi se hidraulički preko impulsnog voda (5) te djeluje na gornju stranu membrane (7). Tlak u povratnoj cijevi zajedno s referentnom oprugom (4) djeluje na donju stranu membrane. Na taj način automatski balans ventil održava zadanu razliku tlaka. Predpodešenje ventila izvodi se zakretanjem zapornog kola (1), gdje veći broj okretaja znači nižu postavku razlike tlaka.

Stalnotlačni ventili (*eng. constant pressure valves*) ujedinjuju funkcionalnost TRV i ABV. Ventil sadrži osjetnik diferencijalnog tlaka kojim se osigurava konstantna razlika tlaka na regulacijskom elementu ventila. Predpodešavanjem ventila na zadanu vrijednost prilikom ugradnje ograničava se najveći protok kroz ventil. Diferencijalna razlika tlaka prenosi se preko impulsnog voda označenog brojem deset na Slici 1.7.



Slika 1.7 Presjek stalnotlačnog ventila [3]

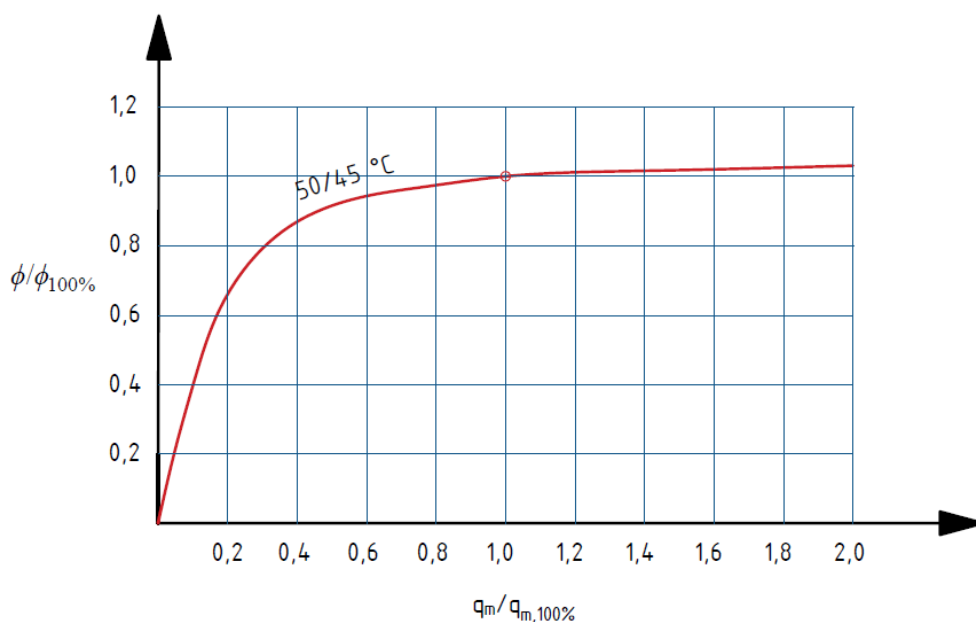
Prednost stalnotlačnih ventila u odnosu na sustav s automatskim balans ventilima i termostatskim regulacijskim ventilima prikazan na Slici 1.5 može se objasniti na primjeru sustava s više ogrjevnih tijela na jednoj vertikali. Tada bi se automatski balans ventili ugrađivali na dno svake vertikale, s termostatskim regulacijskim ventilima na svakom ogrjevnom tijelu na vertikali. Stalnotlačni ventili bi se ugrađivali na svako ogrjevno tijelo. Do razlike u kvaliteti regulacije bi došlo zbog utjecaja pada tlaka na dionicama vertikala sustava. Termostatski regulacijski element bio bi izložen konstantnoj razlici tlaka bez obzira na poziciju ogrjevnog tijela na vertikali, dok bi razlika tlaka kod sustava s automatskim balans ventilima ipak odstupala. Ogrjevna tijela pri dnu vertikale bila bi izložena većoj, a pri vrhu vertikale nižoj razlici tlaka. Može se zaključiti je ugradnja stalnotlačnih ventila opravdana kod sustava s velikim brojem ogrjevnih tijela na vertikalama ili kod sustava koji se sastoje od dugih vertikalnih dionica. Također, stalnotlačni ventili se mogu primijeniti u sustavima gdje je iznimno bitna preciznost regulacije protoka.

1.3 Hidraulika ogrjevnih tijela

Ogrjevna tijela su komponente sustava grijanja kojima se toplina prenosi s ogrjevnog medija (najčešće tople vode) u grijani prostor. Općenito govoreći ogrjevna tijela možemo podijeliti na:

1. člankasta ogrjevna tijela,
2. pločasta ogrjevna tijela,
3. konvektore,
4. cijevne grijače,
5. panelne grijače.

Dva su mehanizma kojima ogrjevna tijela prenose toplinu s ogrjevnog medija u grijani prostor: konvekcija i zračenje. Udio pojedinog mehanizma prijenosa topline varira ovisno o konstrukciji samog ogrjevnog tijela. Čimbenici poput strujanja zraka u prostoru, temperature zraka, konstrukcijskog materijala ogrjevnog tijela, položaja ogrjevnog tijela u prostoru i temperaturnog režima ogrjevne vode utječu na prijenos topline. Ipak, s pogleda hidraulike sustava grijanja, najzanimljiviji je utjecaj protoka ogrjevne vode na toplinski tok predan grijanom prostoru. Na Slici 1.8 prikazana je ovisnost predanog toplinskog toka radijatora o protoku ogrjevne vode pri standardnim uvjetima. Ovisnost je prikazana za temperaturu polazne vode 50°C i temperaturu izlazne vode iz radijatora od 45°C. Primjećuje se da predani toplinski tok raste brže od linearne veze, na vrijednost oko 65% nazivnog pri 20% nazivnog masenog protoka.



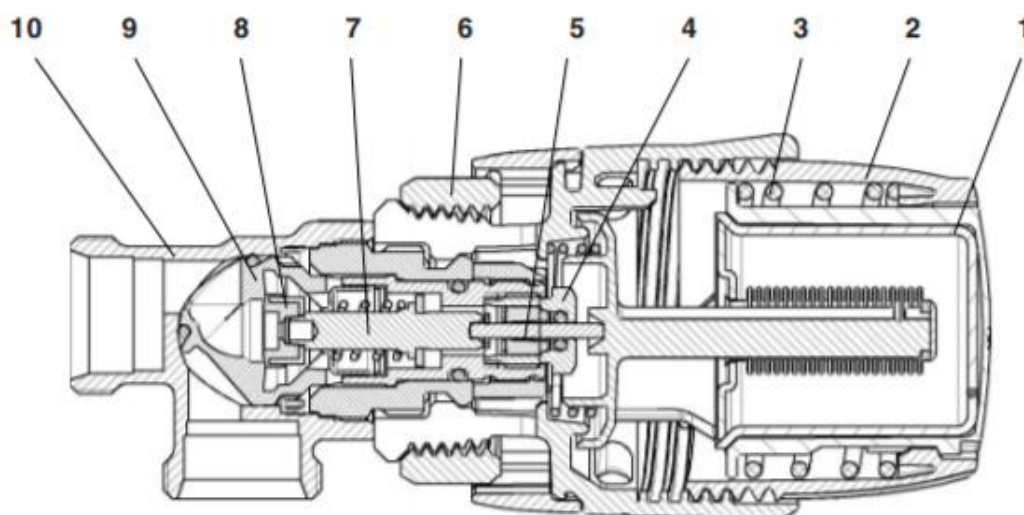
Slika 1.8 Utjecaj protoka na toplinski učinak radijatora [4]

Najčešći element kojim se regulira protok ogrjevne vode kroz radijator je termostatski regulacijski ventil (TRV), a njegov presjek prikazan je na Slici 1.9. Ventil je samoregulirajući, a njegova otvorenost se mijenja u ovisnosti o promjeni temperature u grijanom prostoru. Temperaturni osjetnik ventila ispunjen je kapljevinom, plinom ili specijalnim voskom te pri povećanju temperature dolazi do povećanja volumena punila, odnosno ispune. Posljedica toga je povećanje sile na pladanj ventila te njegovo zatvaranje. Analogno, prilikom smanjenja temperature smanjuje se i volumen ispune ventila te dolazi do njegovog otvaranja. Najčešća je izvedba s temperaturnim osjetnikom u glavi samog ventila, iako postoje i izvedbe kada se osjetnik ugrađuje na druga mjesta u grijanoj prostoriji.

Termostatski ventil je regulator proporcionalnog djelovanja, što znači da je izlazna veličina proporcionalna ulaznoj. Drugim riječima, promjena podizanja pladnja ventila proporcionalna je promjeni temperature grijanog prostora.

Legenda:

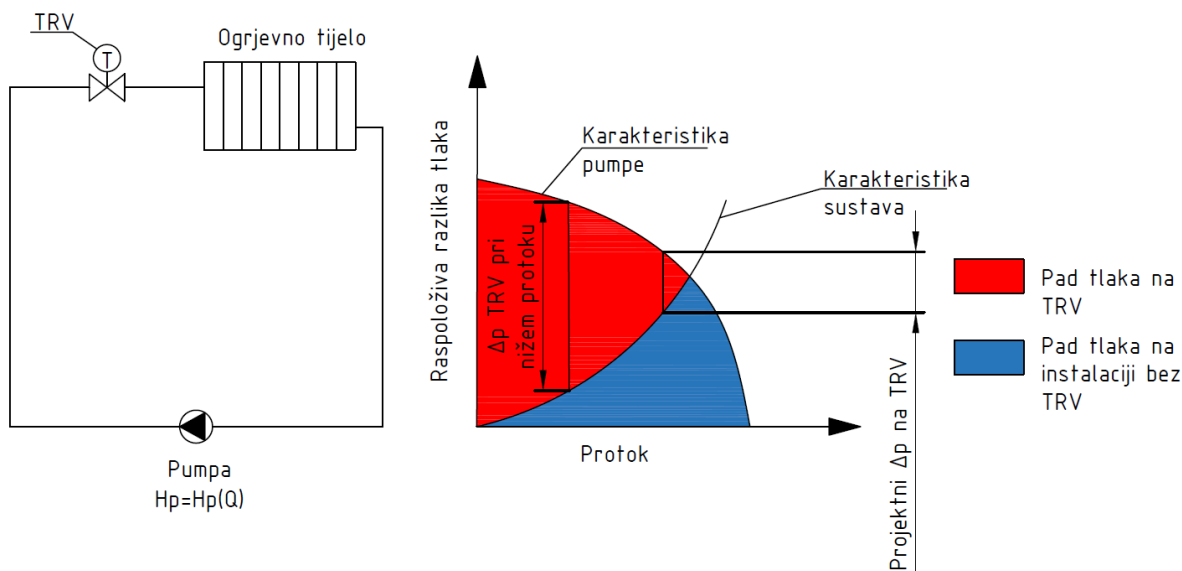
- | | |
|-----------------------|------------------------------|
| 1 - Aktuator | 6 - Matica za pritezanje |
| 2 - Regulator | 7 - Vreteno |
| 3 - Sigurnosna opruga | 8 - Dvosmjerni konus ventila |
| 4 - Brtva | 9 - Revolver |
| 5 - Tlačna igla | 10 - Tijelo ventila |



Slika 1.9 Presjek termostatskog regulacijskog ventila [5]

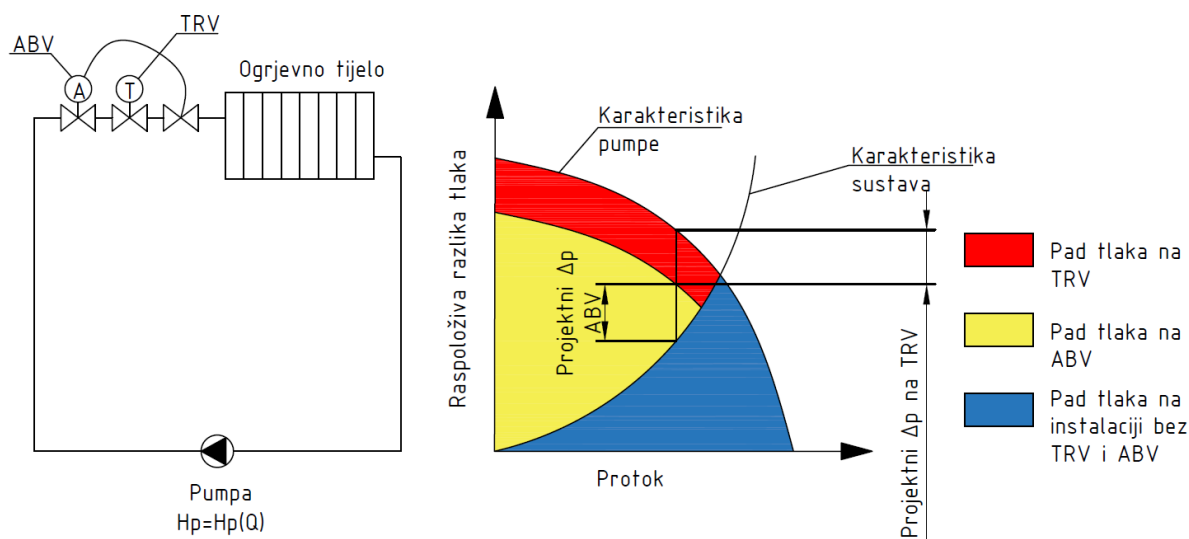
Zanimljivo je pogledati utjecaj razlike tlaka na ponašanje termostatskog regulacijskog ventila. Na Slici 1.10 prikazan je jednostavni model sustava s TRV, pumpom i ogrjevnim tijelom. Pri nazivnom opterećenju sustav je funkcionalan, visina dizanja pumpe zadovoljava

pad tlaka na TRV kao i u ostatku sustava. Problem nastaje pri djelomičnom opterećenju, kada je potreban manji protok kroz sustav. Pad tlaka na ostatku instalacije tada pada, a TRV je izložen većoj razlici tlaka od projektne. U takvim uvjetima javlja se buka u sustavu, uz oslabljenu mogućnost regulacije ventila. U kritičnim slučajevima moguć je *ON/OFF* rad ventila, pa čak i nemogućnost zatvaranja istog.



Slika 1.10 Jednostavni model sustava s TRV [6]

Na Slici 1.11 prikazan je model sustava s ABV i TRV. Pri smanjenom opterećenju ABV se zatvara i tako održava konstantnu razliku tlaka na TRV. TRV je sada tlačno neovisan od ostatka sustava te je njegova regulacija protoka ista neovisna o opterećenju sustava. Nedostatak je veći projektni pad tlaka sustava zato što se unio dodatan otpor strujanju u sustav.



Slika 1.11 Jednostavni model sustava s TRV i ABV [6]

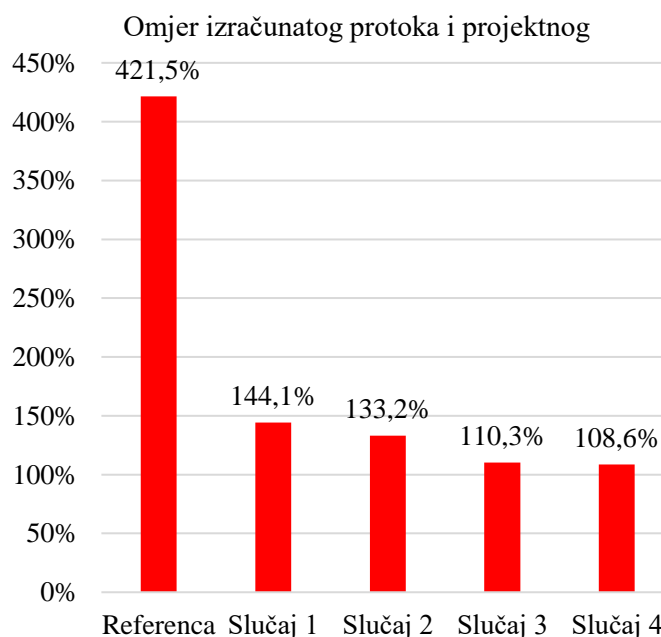
Zhang i ostali [7] istraživali su utjecaj hidrauličkog neuravnoteženja na potrošnju energije potrebne za grijanje zgrade povezane na sustav daljinskog grijanja u Kini. Prijašnja istraživanja pokazala su da se gotovo 30% ukupne isporučene energije sustavom daljinskog grijanja gubi zbog neodgovarajuće regulacije tlaka i protoka u sustavu daljinskog grijanja. Potencijalne uštede primjenom odgovarajuće regulacije su ogromne zbog brzorastućeg kineskog gospodarstva i rezidencijalnog sektora.

Numerička analiza je provedena na modelu zgrade s tri kata, s po tri radijatora na svakome katu. Svi radijatori su dimenzionirani za projektno opterećenje od 1200 W, uz projektne temperature 75/50/18 °C (polaz/povrat/temperatura prostorije). Matematički model je rješavao skup jednadžbi koje su modelirane prema *Kirchhoffovom* zakonu, a rješavane su za slučaj projektnog opterećenja. Ispitana su četiri slučaja prema Tablici 1.1.

Tablica 1.1 Slučajevi ispitani numeričkom analizom

Kontrolni uvjeti	Bez ABV	S ABV		Bez TRV	S TRV	
		Na vertikali	Na OT		Bez predpodešenja	S predpodešenjem
Referenca	+	-	-	+	-	-
Slučaj 1	-	+	-	-	+	-
Slučaj 2	-	-	+	-	+	-
Slučaj 3	-	+	-	-	-	+
Slučaj 4	-	-	+	-	-	+

Rezultati su prikazani na Slici 1.12. Protok kroz sustav je više od četiri puta veći od projektnog kada sustav ne sadrži regulacijske elemente. Primjenom ABV i TRV postižu se optimalniji protoci te se najboljim pokazala kombinacija korištenja ABV na svakom ogrjevnom tijelu te TRV s predpodešenjem. Može se primijetiti da protok ne ovisi značajno o poziciji ABV zato što je analizirani sustav relativno malih dimenzija (svega tri ogrjevna tijela po vertikalni).



Slika 1.12 Protoci kroz analizirane slučajeve

2 HIDRAULIČKE KARAKTERISTIKE KOMPONENTI SUSTAVA GRIJANJA

Dobro poznavanje utjecaja komponenti sustava grijanja na hidrauliku samog sustava ključno je prilikom projektiranja istih. U ovome poglavlju pokazuju se osnovne jednadžbe za jednodimenzijско izotermo stacionarno strujanje nestlačivog fluida te se pokazuju izrazi kojima preko takvog modela računa pad tlaka sustava. Obraden je utjecaj karakteristika cjevovoda i ventila na hidrauličku krivulju sustava te je analizirana promjena pojedinih parametara komponenti na ponašanje sustava. Poglavlje se zaključuje definiranjem i analizom autoriteta ventila. Izveden je skup jednadžbi na primjeru jednostavnog modela preko kojih se pokazuje utjecaj autoriteta ventila na različite parametre sustava. Izvedene jednadžbe su neovisne o veličini sustava.

2.1 Karakteristika cjevovoda

Strujanje fluida u sustavima grijanja se promatra kao jednodimenzijско izotermno stacionarno strujanje nestlačivog fluida. Uvodeći navedene pretpostavke pojednostavljuje se model strujanja kako bi se mogao riješiti analitičkim izrazima. Strujanje se može promatrati kao jednodimenzijско zato što je konstrukcija sustava grijanja takva da je linearna dimenzija znatno izražena u odnosu na ostale. Kod takve konstrukcije promjene u smjeru strujanja su dominantne te se promjene fizikalnih veličina poprečno na smjer strujanja mogu zanemariti. Pretpostavka o izotermnom strujanju se uvodi kako bi se pojednostavila jednadžba o očuvanju energije te se ona praktički svodi na jednadžbu mehaničke energije zato što je pri strujanju s konstantnom temperaturom i unutrašnja energija fluida konstantna. Greška pri ovoj pretpostavci je manja ako sustav radi s manjom razlikom polazne i povratne temperature, odnosno pri višim protocima sustava. Stacionarno stanje podrazumijeva promatranje strujanja u uvjetima kada nema dinamičkih promjena veličina, odnosno sve veličine su konstantne u ovisnosti o vremenu. Voda se promatra kao nestlačivi fluid, budući da se njezina gustoća ne mijenja previše s promjenom temperature i tlaka. Sve ove pretpostavke unose određenu grešku u model strujanja, ali su nužne za izvođenje analitičkog izraza.

Dvije osnovne jednadžbe kojima se opisuje strujanje fluida u sustavu grijanja su jednadžba očuvanja mase ili jednadžba kontinuiteta i jednadžba očuvanja energije.

Jednadžba kontinuiteta iskazuje da je pri navedenim uvjetima maseni protok fluida kroz cijev konstantan:

$$q_m = \rho \cdot w \cdot A = konst, \quad (2.1)$$

gdje je:

q_m - maseni protok vode [kg/s],

w - brzina strujanja vode [m/s],

A - poprečni presjek strujanja [m²].

Imajući u vidu da je strujanje nestlačivo ispravno je reći da je i volumni protok fluida konstantan:

$$q_v = w \cdot A = konst, \quad (2.2)$$

gdje je:

q_v - volumni protok vode [m³/s].

Analizom jednadžbe kontinuiteta može se zaključiti da se promjenom poprečnog presjeka dionice cjevovoda mijenja i brzina strujanja fluida te da je ta veza linearna, odnosno s dva puta manjim poprečnim presjekom brzina fluida će biti dva puta veća, uz isti maseni, odnosno volumni protok.

Jednadžba očuvanja energije se primjenom navedenih pretpostavki svodi na modificiranu *Bernoullijevu* jednadžbu koja vrijedi za strujanje duž jedne strujnice. Strujnice su krivulje u struji fluida čije se tangente poklapaju s pravcima brzine čestica fluida u svakoj točki i u svakome trenutku. Modificirana *Bernoullijeva* jednadžba poprima oblik:

$$\left[\frac{\rho \cdot w^2}{2} + p + \rho \cdot g \cdot z \right]_2 = \left[\frac{\rho \cdot w^2}{2} + p + \rho \cdot g \cdot z \right]_1 - h_f + h_p, \quad (2.3)$$

gdje je:

p - vrijednost tlaka u promatranoj točki [Pa],

z - geodetska visina promatrane točke [m],

g - gravitacijska konstanta [m²/s],

h_f - visina gubitaka mehaničke energije [Pa],

h_p - visina dizanja pumpe [Pa].

Uzimajući u obzir da je sustav grijanja zatvoreni sustav te da su ulazne (1) i izlazne (2) veličine jednake te koristeći *Darcy-Weicbahov* izraz za pad tlaka u cjevovodu zbog strujanja jednadžba 2.3 se može izraziti kao:

$$h_p = h_f = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (2.4)$$

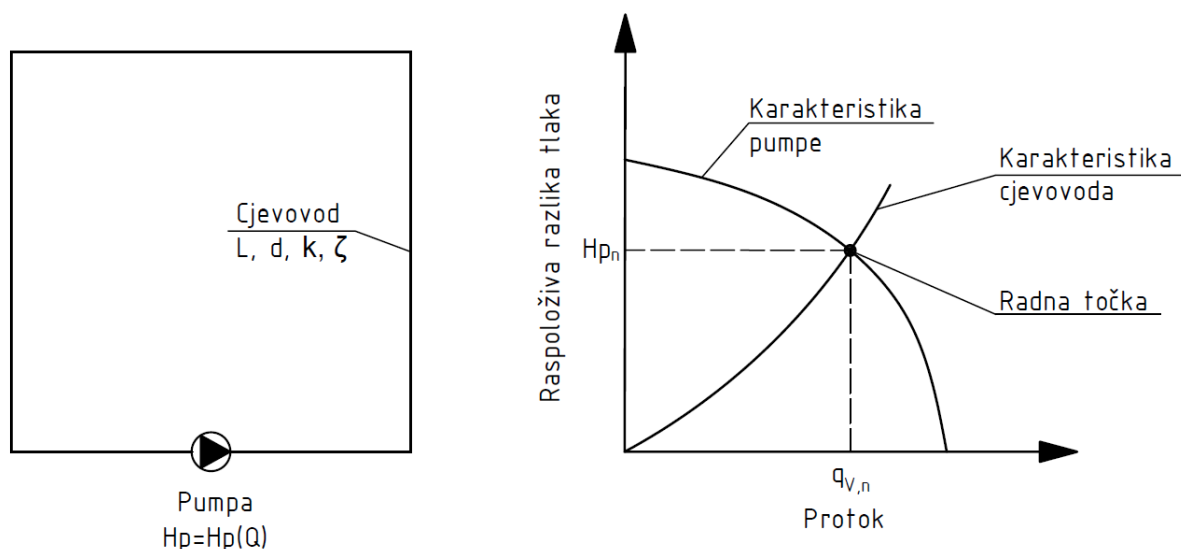
gdje je:

λ - linijski koeficijent trenja strujanju fluida [-],

L - duljina cjevovoda [m],

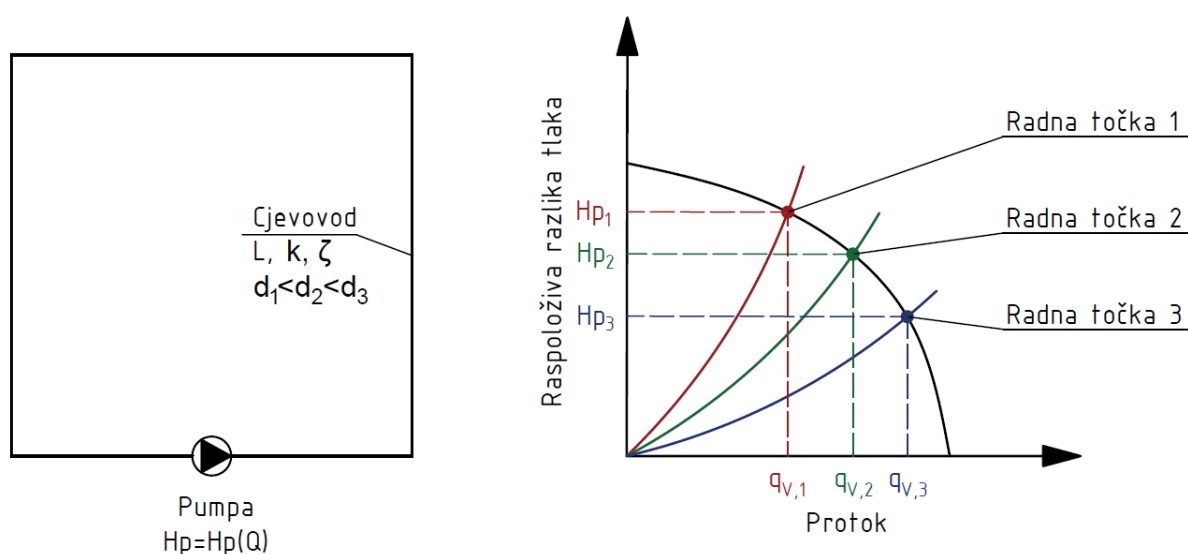
d - promjer cjevovoda [m].

Razmatrajući jednadžbu 2.4 može se primijetiti da je pad tlaka uslijed gubitaka mehaničke energije strujanjem fluida proporcionalan kvadratu brzine, odnosno kvadratu protoka. Iz toga proizlazi da je krivulja cjevovoda u dijagramu pad tlaka - protok paraboličnog oblika. Jednostavan primjer prikazan je na Slici 2.1. Sustav se sastoji od jednostavne pumpe bez regulacije brzine vrtnje, s karakterističnom krivuljom ovisnosti visine dizanja o protoku. Cjevovod je definiran njegovom duljinom L , promjerom d , hrapavošću k te pripadajućim lokalnim otporima ζ . Sjecište krivulja pumpe i cjevovoda definira radnu točku sustava. Karakteristične veličine radne točke su nazivni protok $q_{v,n}$ te nazivna visina dizanja $H_{p,n}$. Radne točke moraju uvijek biti na krivulji karakteristike pumpe kada se promatra stacionarno stanje sustava, odnosno kada nema dinamičkih promjena.



Slika 2.1 Karakteristika cjevovoda na jednostavnom primjeru

Zanimljivo je i razmotriti što se događa s radnom točkom sustava kada se promjeni jedna od karakterističnih veličina cjevovoda, na primjer promjer cijevi. Usporedimo tako radne točke sustava s tri različite veličine promjera, odnosno poprečna presjeka prema Slici 2.2. Smanjenjem promjera cjevovoda povećavaju se otpori strujanju uslijed povećanja brzine strujanja fluida, odnosno povećanja kinetičke energije. Potrebna je veća visina dizanja pumpe kako bi se savladali otpori strujanju, a ukupni protok sustava je nešto niži. Povećanje promjera cijevi ima suprotan utjecaj na promjenu radne točke sustava. Sustav s najmanjim promjerom cijevi, označen crvenom bojom na Slici 2.2, ima najstrmiju karakteristiku sustava, što rezultira najmanjim protokom $q_{v,1}$, odnosno najvećom visinom dizanja Hp_1 . Sustav s najvećim promjerom cijevi, označen plavom bojom, imat će najveći protok $q_{v,3}$, odnosno najnižu visinu dizanja Hp_3 .



Slika 2.2 Utjecaj promjera cijevi na radnu točku sustava

Ista analogija se može primijeniti i na ostale karakteristične veličine cjevovoda. Povećanjem duljine cjevovoda također se povećavaju ukupni gubici te će protok kroz sustav padati. Korištenje cijevi s nižom hrapavošću ili odabirom izvedbenih rješenja koljena sustava cjevovoda s nižim koeficijentima otpora smanjuju se otpori strujanju fluida te se osigurava veći protok kroz sustav uz nižu visinu dizanja. Sva ova razmatranja treba uzeti u obzir samo za prikazani sustav. Detaljnija razmatranja utjecaja regulacije pumpe na promjene radne točke sustava razmatrat će se u kasnijem poglavlju.

2.2 Karakteristike ventila

Osnovna uloga regulacijskih ventila je regulacija protoka, odnosno tlaka u sustavu grijanja. U tehničkoj dokumentaciji ventili se obično definiraju svojom karakteristikom, odnosno K_v vrijednošću. Karakteristika ventila definirana je jednadžbom 2.5:

$$K_v = \frac{q_{v,v}}{\sqrt{\Delta p_v}}, \quad (2.5)$$

gdje je:

K_v - karakteristika ventila dana za pad tlaka na ventilu od 1 bar [m^3/h],

$q_{v,v}$ - protok vode kroz ventil [m^3/h],

Δp_v - pad tlaka na ventilu [bar].

K_v vrijednost je dana za određenu otvorenost ventila. Karakteristika ventila pri punoj, odnosno nazivnoj otvorenosti ventila naziva se K_{vs} vrijednost te ona predstavlja najveći mogući protok kroz regulacijski ventil pri padu tlaka od 1 bar.

Zanimljivo je i pogledati vezu između koeficijenta otpora ventila ζ i karakteristike ventila k_v . Izrazimo obje vrijednosti preko pada tlaka s time da su mjerne jedinice korigirane u standardne SI veličine:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot Q^2 \left[\frac{\text{m}^6}{\text{s}^2} \right]}{d^4 \cdot \pi^2} = \frac{Q^2 \left[\frac{\text{m}^6}{\text{s}^2} \right]}{K_v^2} \cdot 10^5 \left[\frac{\text{Pa}}{\text{bar}} \right] \cdot 3600^2 \left[\frac{\text{m}^6/\text{s}^2}{\text{m}^6/\text{h}^2} \right]. \quad (2.6)$$

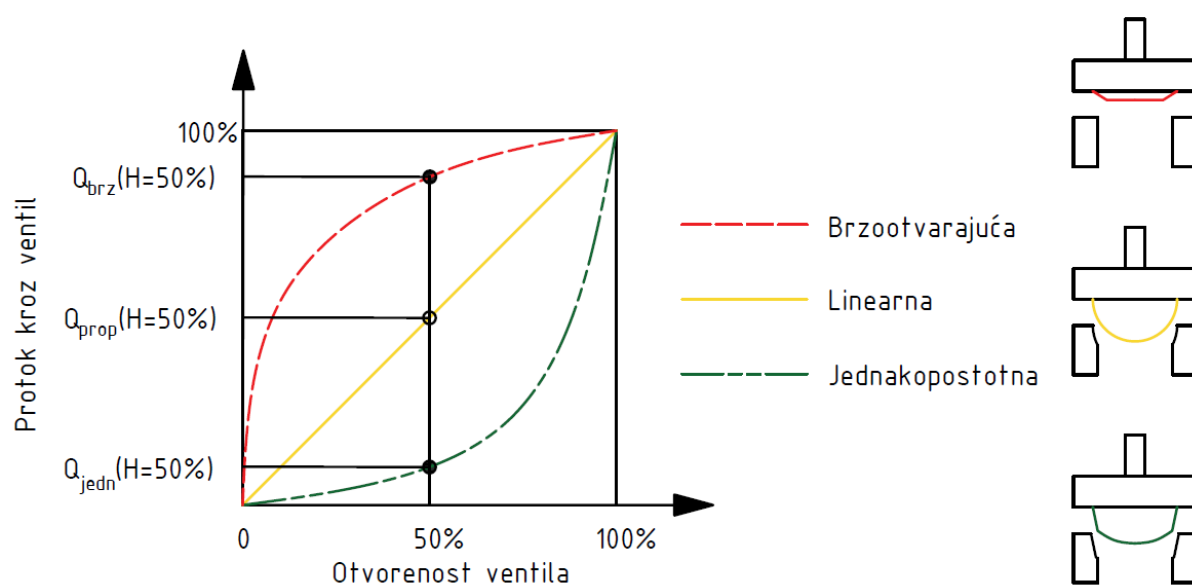
Nakon algebarskih manipulacija dobiva se da je koeficijent otpora ventila ζ obrnuto proporcionalan kvadratu karakteristike ventila K_v :

$$\zeta = 1,62 \cdot 10^{11} \cdot \frac{d^4}{\rho \cdot K_v^2}. \quad (2.7)$$

Budući da se koeficijent otpora ventila izražava preko brzine strujanja fluida vidimo da je on ovisan također i o promjeru cijevi u koju je ventil ugrađen, kao i o gustoći radnog medija. Radi toga karakteristika ventila se smatra univerzalnijom veličinom te se upravo ona definira od strane proizvođača u tehničkoj dokumentaciji, ali preko ovog jednostavnog izraza moguće je i odrediti koeficijent otpora koji se ipak češće koristi u tehničkim proračunima zato što je koeficijent otpora strujanju bezdimenzijska veličina.

Već je napomenuto da je vrijednost karakteristike ventila ovisna o otvorenosti ventila. Ta ovisnost ovisi o izvedbi regulacijskog ventila. Mogu se definirati tri tipa karakteristike ventila:

1. brzotovarajuća karakteristika - gradijent povećanja protoka ili K_v vrijednosti je veći pri malom otvaranju ventila te se smanjuje pri većim otvaranjima,
2. linearna karakteristika - veza između protoka kroz ventil i otvorenosti ventila je linearna, odnosno proporcionalna,
3. jednakopostotna karakteristika - postotak promjene otvorenosti ventila ima za promjenu jednak postotak promjene protoka kroz ventil, gradijent povećanja protoka pri manjim otvorenostima je niži te se povećava s porastom otvorenosti.



Slika 2.3 Prikaz različitih karakteristika ventila

Na Slici 2.3 prikazani su oblici krivulja navedenih karakteristika ventila. Na desnoj strani slike prikazane su i konstrukcije ventila koje odgovaraju određenoj karakteristici. Iz dijagrama se može vidjeti da se pri otvorenosti od 50% protoci kroz ventil razlikuju. Protok kroz ventil s brzotovarajućom karakteristikom je najveći, kroz ventil s linearnom karakteristikom on iznosi 50% nazivnog protoka dok je protok kroz ventil s jednakopostotnom karakteristikom najniži. Ovakva analiza se odnosi na jednostavan slučaj kada su ventili izloženi konstantnoj razlici tlaka. Karakteristika ventila pri vrlo niskim otvorenostima odstupa od teorijske karakteristike, te poprima oblik pravca zbog nestabilnog režima strujanja fluida. U sustavima grijanja i hlađenja najčešće se koriste regulacijski ventili s linearnom ili jednakopostotnom karakteristikom.

2.3 Autoritet ventila

Autoritet ventila je karakteristika ventila koja nam govori o kvaliteti regulacije protoka nad dijelom sustava kojeg regulira ventil. Ona se definira kao omjer pada tlaka na ventilu pri potpunoj otvorenosti i pada tlaka na dijelu sustava kojega taj ventil treba regulirati u projektnim uvjetima, s time da je u tim uvjetima regulacijski ventil potpuno otvoren. Ukupni pad tlaka pri projektnim uvjetima se sastoji od pada tlaka na ventilu i pada tlaka na dijelu sustava. Ova definicija može se prikazati jednadžbom 2.8:

$$a_v = \frac{\Delta p_{v,100\%}}{\Delta p_{ukupno}} = \frac{\Delta p_{v,100\%}}{\Delta p_{v,100\%} + \Delta p_{sustav}}, \quad (2.8)$$

gdje je:

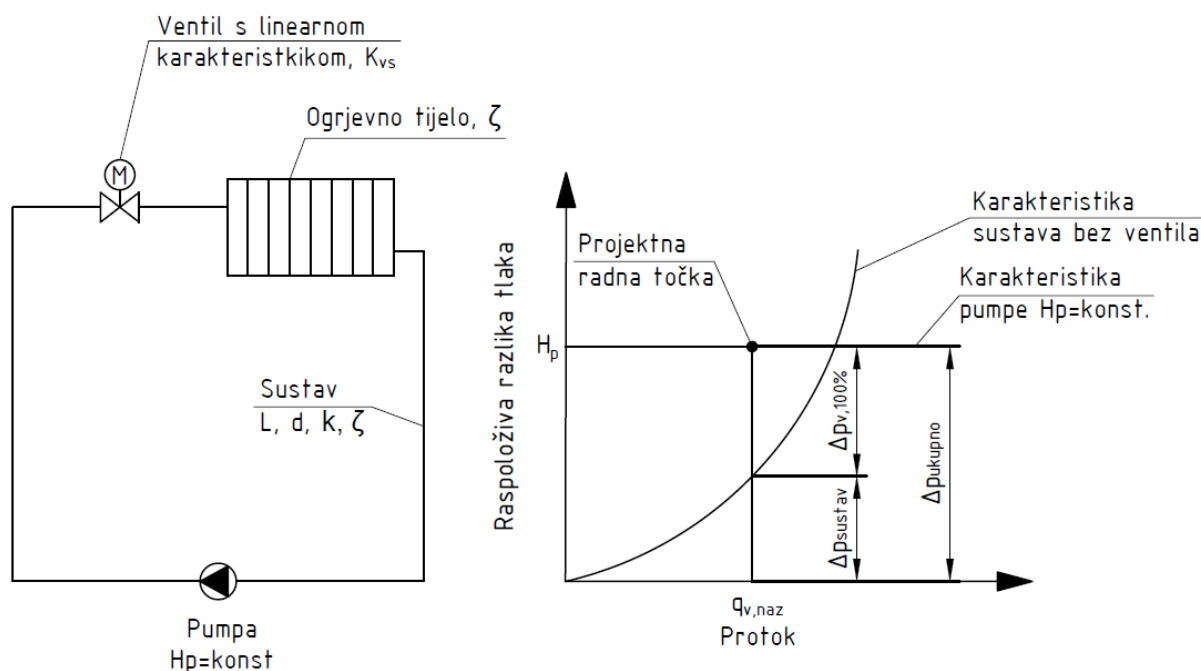
a_v - autoritet ventila [-],

$\Delta p_{v,100\%}$ - pad tlaka na ventilu pri potpunoj otvorenosti [Pa],

Δp_{ukupno} - ukupni pad pri projektnim uvjetima u regulacijskom krugu [Pa],

Δp_{sustav} - pad tlaka pri projektnim uvjetima dijela sustava bez ventila [Pa].

Autoritet ventila može poprimiti vrijednosti između nula i jedan, s time da vrijednost nula označava da ventil nema utjecaja na regulaciju protoka sustava, a vrijednost jedan predstavlja slučaj kada ventil ima potpuno kontrolu nad regulacijom protoka u sustavu. Analizu autoriteta ventila provest će se na jednostavnom sustavu prikazanom na Slici 2.4.



Slika 2.4 Analiza autoriteta ventila na jednostavnom sustavu

Sustav se sastoji od pumpe s konstantnom visinom dobave H_p , dionice cjevovoda promjera d , duljine L , apsolutne hrapavosti k , lokalnih otpora na cjevovodu ζ , ogrjevnog tijela s pripadajućim koeficijentom otpora ζ te od regulacijskog ventila s linearnom karakteristikom K_{vs} . Pad tlaka sustava, odnosno cjevovoda i ogrjevnog tijela može se izraziti jednadžbom 2.9 uz pretpostavku da je linijski koeficijent trenja strujanju fluida λ konstantan:

$$\Delta p_{sustav} = \left(\sum \lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho \cdot q_{v,naz}^2}{2 \cdot A^2} = K_{sustav} \cdot q_{v,naz}^2, \quad (2.9)$$

gdje je:

K_{sustav} - konstanta sustava [$\text{bar} \cdot \text{h}^2/\text{m}^6$],

$q_{v,naz}$ - projektni protok [m^3/h].

Za željeni autoritet ventila pad tlaka ventilu pri punoj otvorenosti se računa preko jednadžbe 2.10:

$$\Delta p_{v,100\%} = a_v \cdot \Delta p_{ukupno}. \quad (2.10)$$

Tražena karakteristika ventila pri punoj otvorenosti K_{vs} se dobiva preko jednadžbe 2.11:

$$K_{vs} = \frac{q_{v,naz}}{\sqrt{\Delta p_{v,100\%}}} = \frac{q_{v,naz}}{\sqrt{a_v \cdot H_p}}. \quad (2.11)$$

Konstanta sustava može se izraziti i u ovisnosti o karakteristici ventila pri punoj otvorenosti K_{vs} i o autoritetu ventila. Jednadžbu 2.8 možemo zapisati i u obliku:

$$a_v = \frac{\Delta p_{v,100\%}}{\Delta p_{v,100\%} + \Delta p_{sustav}} = \frac{\frac{q_{v,naz}^2}{K_{vs}^2}}{\frac{q_{v,naz}^2}{K_{vs}^2} + K_{sustav} \cdot q_{v,naz}^2}. \quad (2.8)$$

Te se nakon preoblikovanja dobiva jednadžba 2.12:

$$K_{sustav} = \frac{1 - a_v}{a_v \cdot K_{vs}^2} = \frac{(1 - a_v) \cdot H_p}{q_{v,naz}^2}. \quad (2.12)$$

Iz ove jednadžbe se može vidjeti da pri autoritetu ventila jedan konstanta sustava iznosi nula, odnosno nema pada tlaka u ostatku sustava, a za vrijednost autoriteta ventila nula poprima najveću vrijednost zato što na ventilu nema pada tlaka, odnosno u tom teoretskom slučaju karakteristika ventila pri punoj otvorenosti postaje beskonačna.

Pogledajmo što se događa s protokom kada je otvorenost regulacijskog ventila h_v manja od nazivne, odnosno kada je ventil djelomično zatvoren. Ukupni pad tlaka se može izraziti jednadžbama 2.13 - 2.16.

$$H_p = \Delta p_{ukupno} = \Delta p_{sustav} + \Delta p_{ventil} , \quad (2.13)$$

$$\Delta p_{ukupno} = K_{sustav} \cdot q_v^2 + \frac{q_v^2}{K_v^2} , \quad (2.14)$$

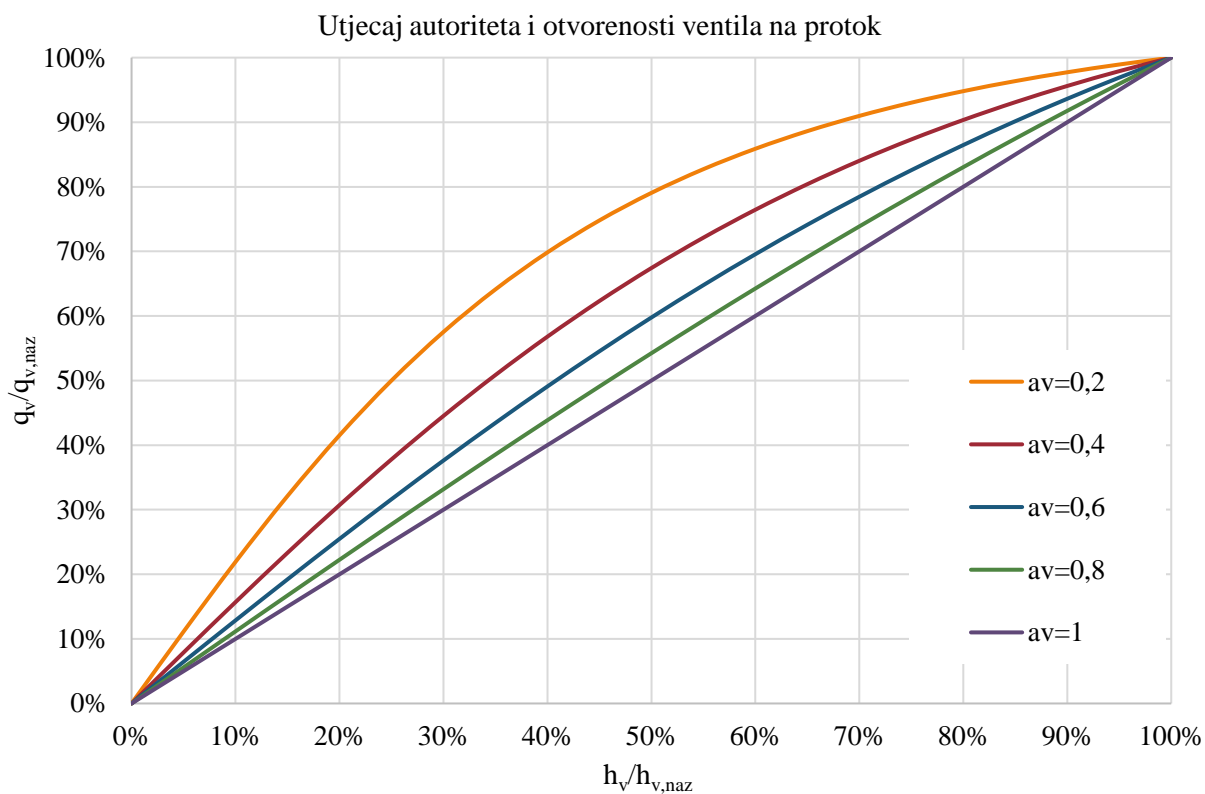
$$\Delta p_{ukupno} = \frac{1-a_v}{a_v \cdot K_{vs}^2} \cdot q_v^2 + \frac{1}{h_v^2 \cdot K_{vs}^2} \cdot q_v^2 , \quad (2.15)$$

$$\Delta p_{ukupno} = \frac{1-a_v}{a_v \cdot \frac{q_{v,naz}^2}{a_v \cdot \Delta p_{ukupno}}} \cdot q_v^2 + \frac{1}{h_v^2 \cdot \frac{q_{v,naz}^2}{a_v \cdot \Delta p_{ukupno}}} \cdot q_v^2 . \quad (2.16)$$

Nakon algebarski manipulacija, protok kroz sustav q_v se može iskazati u ovisnosti o otvorenosti ventila h_v i autoritetu a_v jednadžbom 2.17:

$$q_v = q_v(a_v, h_v) = \frac{h_v}{\sqrt{(1-a_v) \cdot h_v^2 + a_v}} \cdot q_{v,naz} . \quad (2.17)$$

Rezultati analize su prikazani na Slici 2.5.

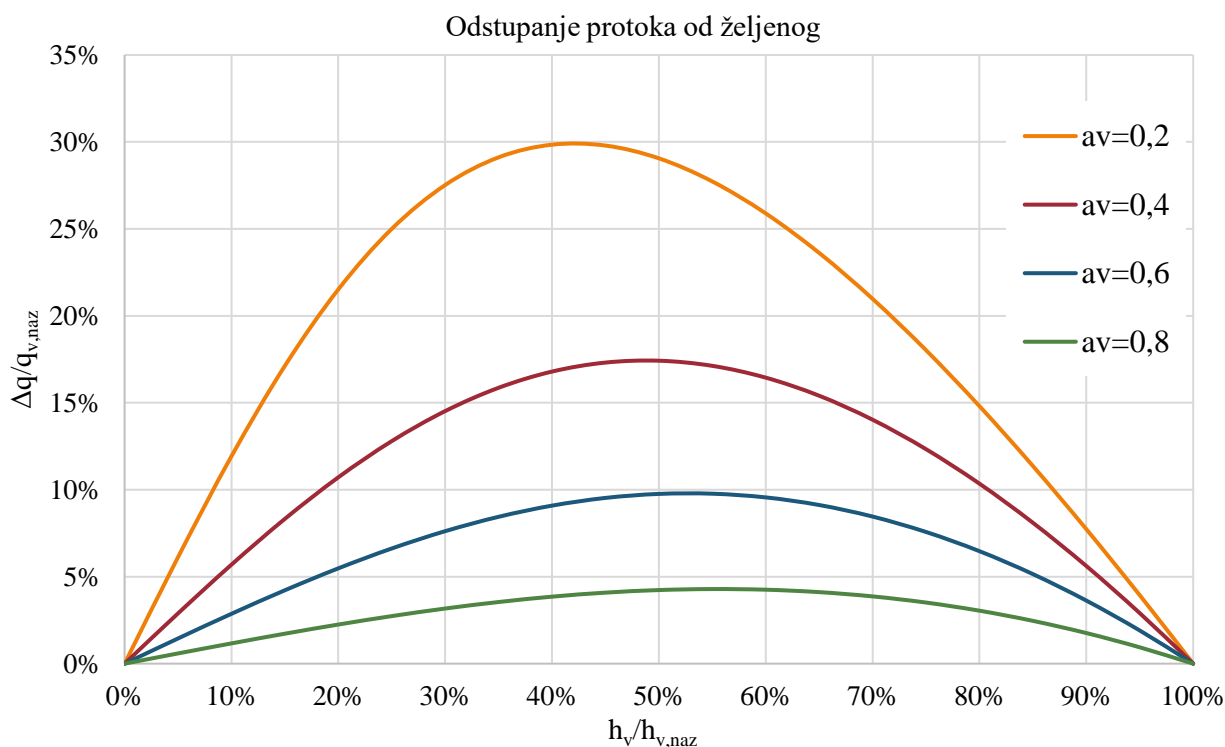


Slika 2.5 Utjecaj autoriteta i otvorenosti ventila na protok

Iz Slike 2.5 se vidi da je odstupanje protoka od željenog ($a_v=1$) to veće, što je autoritet ventila niži. To odstupanje može se prikazati Jednadžbom 2.18:

$$\Delta q_v = q_v(a_v, h_v) - q_v(a_v = 1, h_v) = \left[\frac{h_v}{\sqrt{(1-a_v) \cdot h_v^2 + a_v}} - h_v \right] \cdot q_{v,naz}. \quad (2.18)$$

Grafički prikaz ove analize prikazan je na Slici 2.6:



Slika 2.6 Odstupanje protoka u ovisnosti o autoritetu i otvorenosti ventila

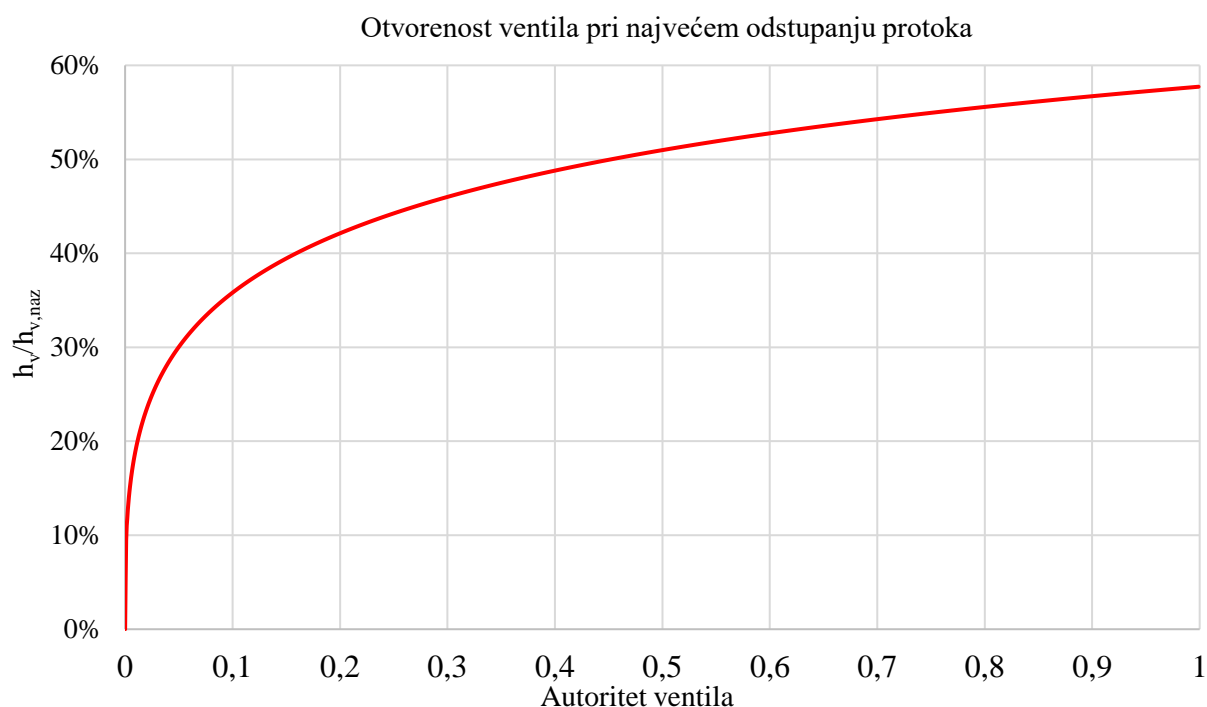
Iz Slike 2.6 se vidi da krivulja odstupanja protoka ima maksimum pri određenoj otvorenosti ventila, ovisno o autoritetu ventila. Matematički se on određuje deriviranjem jednadžbe 2.18:

$$\frac{\partial \left(\frac{\Delta q_v(a_v, h_v)}{q_{v,naz}} \right)}{\partial h_v} = \frac{a_v}{[a_v - (a_v - 1) \cdot h_v^2]^{\frac{3}{2}}} - 1. \quad (2.19)$$

Izjednačavanjem jednadžbe 2.19 s nulom dobivaju se vrijednosti lokalnih ekstrema. Otvorenost ventila pri kojem dolazi do najvećeg odstupanja protoka u ovisnosti o autoritetu ventila prikazana je jednadžbom 2.20:

$$(h_v)_{\Delta q_v = \max} = \sqrt{\frac{a_v^{\frac{2}{3}} - a_v}{1 - a_v}}. \quad (2.20)$$

Jednadžba 2.16 se može prikazati i grafički Slikom 2.7.



Slika 2.7 Otvorenost ventila pri najvećem odstupanju protoka

Iz Slike 2.7 može se očitati da pri se nižim autoritetima ventila brže dostiže najveće odstupanje protoka od željenog. Krivulja konstantno raste, te se njezin limit može odrediti matematički za teorijsku vrijednost autoriteta jedan pomoću jednadžbe 2.21:

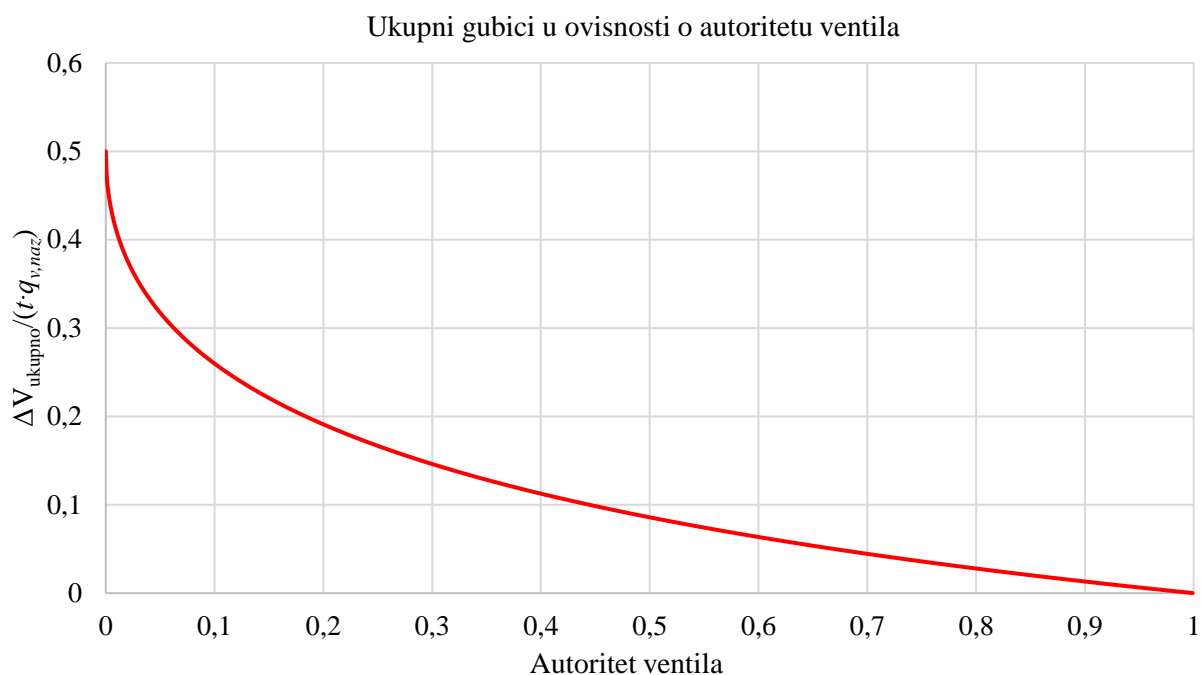
$$\lim_{a_v \rightarrow 1} \sqrt{\frac{a_v^{\frac{2}{3}} - a_v}{1 - a_v}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \approx 0,57735. \quad (2.21)$$

Pretpostavimo da se ventil otvara konstantnom brzinom od stanja potpune zatvorenosti ($h_v=0$) do stanja potpune otvorenosti ($h_v=1$) u vremenu t . Ukupni volumen vode koji je prostrujao neželjeno kroz sustav zbog utjecaja autoriteta ventila može se izraziti jednadžbama 2.22 - 2.23:

$$\Delta V_{ukupno} = \int_0^1 \left[\frac{h_v}{\sqrt{(1-a_v) \cdot h_v^2 + a_v}} - h_v \right] dh_v \cdot t \cdot q_{v,naz}, \quad (2.22)$$

$$\Delta V_{ukupno} = \frac{1 - 2 \cdot \sqrt{a_v} - a_v}{2 \cdot (1 - a_v)} \cdot t \cdot q_{v,naz}. \quad (2.23)$$

Integral iz jednadžbe 2.22 zapravo predstavlja površinu ispod krivulja prikazanih na Slici 2.6.



Slika 2.8 Ukupni gubici sustava u ovisnosti o autoritetu ventila

Na Slici 2.8 prokazana je ovisnost ukupnih gubitaka sustava u ovisnosti o autoritetu ventila. Pri autoritetu ventila nula integral poprima najveću vrijednost od 0,5. Pri autoritetu ventila jedan naravno nema gubitaka sustava, tako da je i vrijednost integrala za ovaj granični slučaj iznosi nula.

Odabirom ventila s prevelikim autoritetom, odnosno poddimenzioniranjem ventila, povećava se pad tlaka cijelog sustava i potrebna je veća visina dizanja, odnosno snaga pumpe, kako bi se osigurao željeni protok. S druge strane, s visokim autoritetom postiže se bolja kontrola sustava te je ovakvo rješenje primjenjivo u najzahtjevnijim uvjetima kada je preciznost regulacije višeg prioriteta od pogonskih i investicijskih troškova.

Predimenzioniranjem ventila, odnosno odabirom ventila s niskim autoritetom, snižava se pad tlaka cijelog sustava čime se može odabrati pumpa s nižim visinom dizanja, odnosno pumpa manje snage. S druge strane gubi se preciznost regulacije protoka otvorenošću ventila kao što je predočeno analizom u ovome poglavlju.

Postavlja se pitanje koju vrijednost autoriteta ventila uzeti prilikom projektiranja. Preporuka literature [8] je odabir autoriteta ventila u rasponu od 0,3 do 0,7. To je dosta širok raspon vrijednosti te je naravno potrebno uzeti u obzir potrebnu preciznost regulacije, investicijske mogućnosti, pogonske troškove i druge parametre prilikom projektiranja.

3 IZVEDBA I REGULACIJA PUMPI

Pravilan odabir konstrukcije, ali i regulacije same pumpe ključan je čimbenik za optimalan i energetski efikasan rad sustava grijanja i/ili hlađenja. U prvom dijelu ovog poglavlja opisane su različite izvedbe pumpi te je dan kratak teorijski uvod o utjecaju konstrukcije pumpe na njezinu radnu krivulju. U drugom dijelu opisane su različite metode regulacije protoka sustava ovisno načinu upravljanja cirkulacijskom pumpom. Metode su uspoređene i grafičkim prikazom. Poglavlje se zaključuje pregledom europske direktive koja normira načine vrednovanja efikasnosti pumpe.

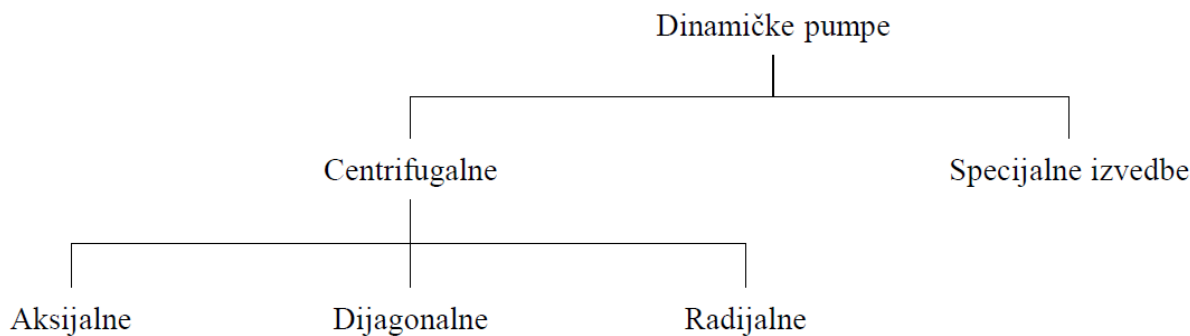
3.1 Podjela i izvedba pumpi

Pumpe su strojevi koji se koriste za transport kapljevine s niže energijske razine na višu, odnosno s područja nižeg tlaka u područje višeg tlaka. Primjena pumpi je raznolika, a o tome najbolje govori podatak da su po brojnosti od svih strojeva na drugom mjestu, odmah iza elektromotora. Postoje različite klasifikacije pumpi, a najčešće se dijele prema načinu pretvorbe rada u energiju kapljevine. Po toj klasifikaciji postoje dvije grupe:

- I. dinamičke pumpe,
- II. volumenske pumpe.

U dinamičkim pumpama transport se ostvaruje djelovanjem sila na kapljevinu u prostoru koji je neprekidno povezan s usisnim i tlačnim cjevovodom. U volumenskim pumpama kapljevina se transportira pomoću periodičkih promjena volumena prostora u kojem se nalazi kapljevina, a taj prostor je naizmjenično povezan s usisnim i tlačnim cjevovodom pumpe.

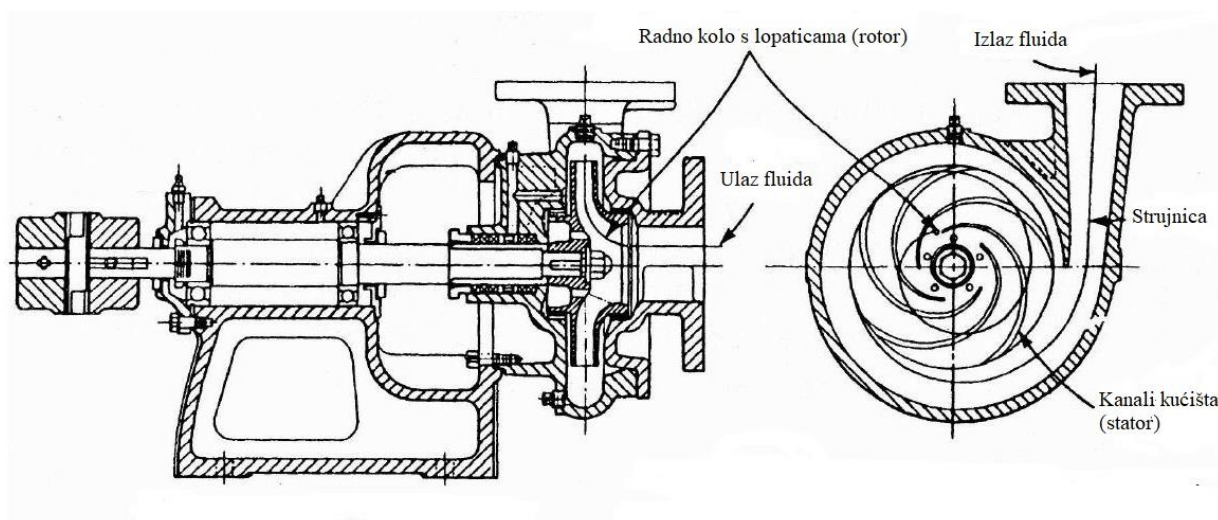
Dinamičke pumpe mogu se dodatno podijeliti na nekoliko izvedbi centrifugalnih pumpi te na specijalne izvedbe poput mlaznih pumpi, elektromagnetskih pumpi i slično (Slika 3.1).



Slika 3.1 Podjela dinamičkih pumpi [9]

Centrifugalne pumpe najčešće se koriste u instalacijama klimatizacije, grijanja i hlađenja. One povećavaju tlak i brzinu, odnosno samo tlak ili samo brzinu kapljevine tako što pretvaraju mehanički rad rotirajućeg radnog kola (rotora) u energiju tlaka i kinetičku energiju kapljevine, iskorištavajući proces strujanja kapljevine u međulopatičnim kanalima radnog kola i u kanalima kućišta (statora) pumpe.

Osnovni dijelovi svake centrifugalne pumpe su: kućište (stator) u kojem je smješteno radno kolo s lopaticama (rotor), vratilo radnog kola spojeno s pogonskim motorom, ležaj vratila s tlačnom brtvenicom koja sprečava da kapljevina isteče iz kućišta pumpe te brtvene prstene ili brtvene površine između radnog kola i kućišta koje sprečavaju da kapljevina prestrujava s visokotlačne na niskotlačnu stranu radnog kola. Presjek centrifugalne pumpe prikazan je na Slici 3.2.



Slika 3.2 Presjek centrifugalne pumpe [10]

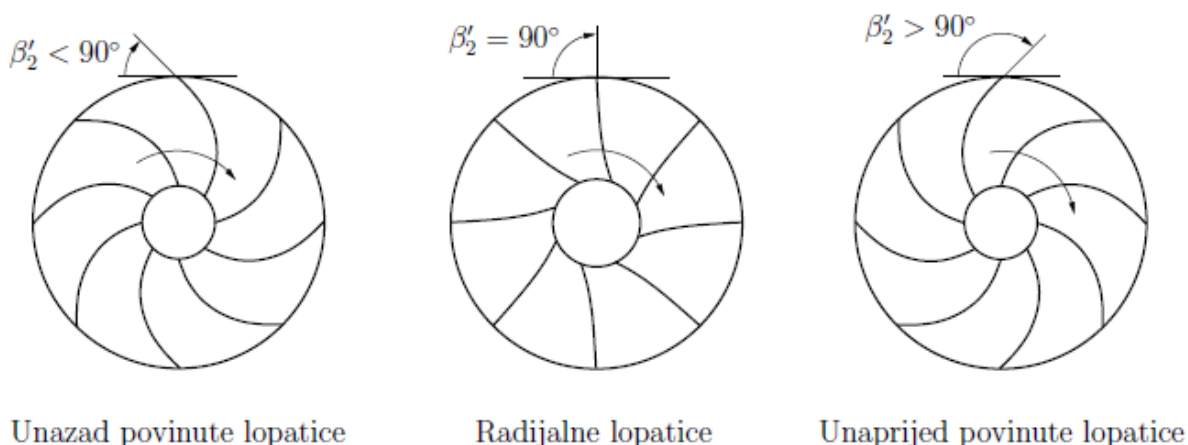
Raspon kapaciteta, visine dobave i brzine vrtnje u ovisnosti o izvedbi centrifugalne pumpe prikazan je u Tablici 3.1. S radijalnim pumpama moguće je ostvariti najveće visine dizanja, dok se aksijalne pumpe primjenjuju tamo gdje su potrebni veći protoci uz nižu potrebnu visinu dizanja.

Tablica 3.1 Karakteristike različitih izvedbi centrifugalnih pumpi [11]

Vrsta pumpe	Radijalna	Dijagonalna	Aksijalna
Kapacitet [m ³ /h]	6 - 40 000	25 - 40 000	do 40 000
Visina dobave [m]	1 - 2000	5 - 40	1,5 - 10
Brzina vrtnje [min ⁻¹]	960 - 3000	300 - 3000	160 - 3000

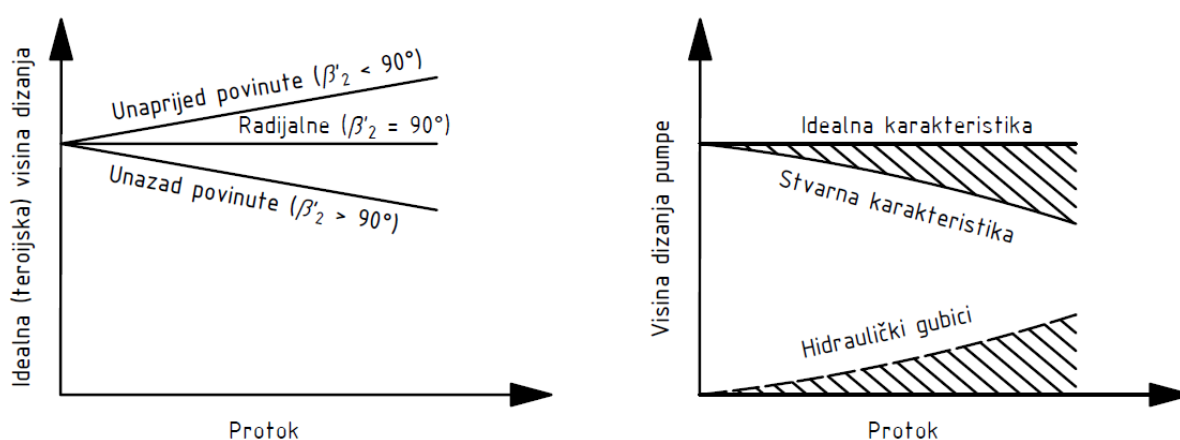
Oblik radne karakteristike centrifugalne pumpe uvelike ovisi o izvedbi lopatica radnog kola, odnosno rotora. Tri su osnovna oblika lopatica (Slika 3.3), a definiraju se u ovisnosti o izlaznom kutu β_2' za zadani smjer vrtnje:

- I. unazad povinute lopatice - kut lopatice je oštar ($\beta_2' < 90^\circ$),
- II. radijalne lopatice - izlazni kut je pravi kut ($\beta_2' = 90^\circ$),
- III. unaprijed povinute lopatice - izlazni kut je veći od pravog kuta ($\beta_2' > 90^\circ$).



Slika 3.3 Izvedbe lopatica centrifugalne pumpe [11]

Idealne ili teorijske radne karakteristike pumpe su pravci čiji nagib ovisi o kutu lopatica β_2' . Kod kuta lopatica manjeg od 90° visina dobave pada s povećanjem protoka, kod kuta većeg od 90° raste, a kod radijalnih lopatica ne ovisi o protoku. U realnim uvjetima zbog gubitaka viskoznog trenja i sekundarnih tokova u međulopatičnim kanalima postoje hidraulički gubici te se karakteristika pumpe mijenja. Grafički prikaz idealnih i stvarnih karakteristika prikazan je na Slici 3.4.



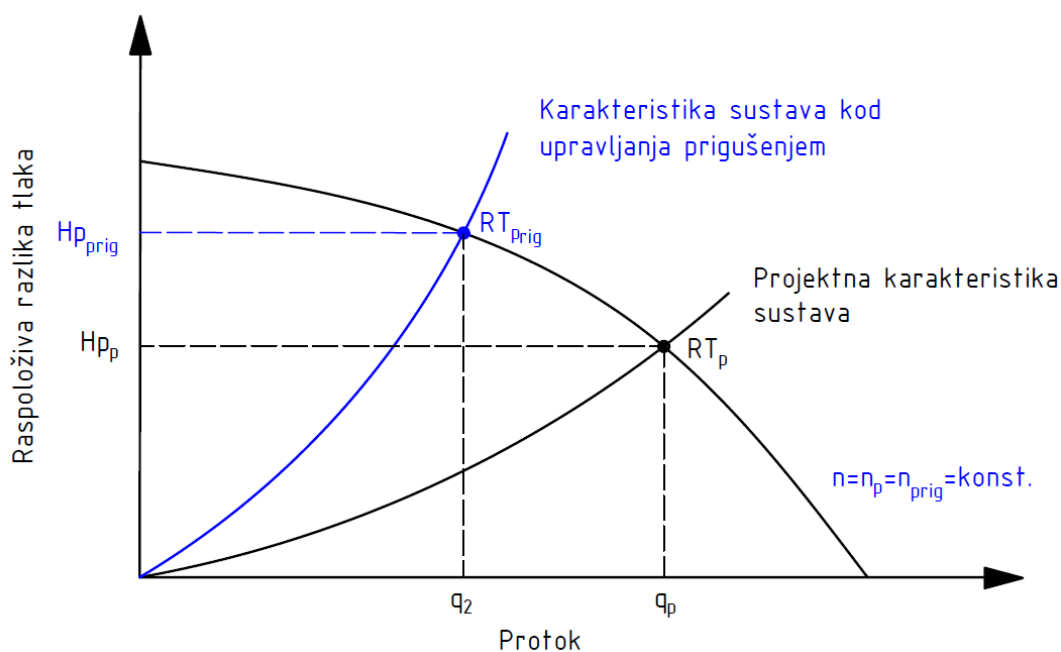
Slika 3.4 Teorijske i stvarne karakteristike centrifugalne pumpe

3.2 Upravljanje cirkulacijskim pumpama

Glavni cilj upravljanja cirkulacijskim pumpama je ostvarivanje željenog protoka u sustavu. Drugi bitan cilj, sa stajališta energetske učinkovitosti, je postizanje željenog protoka uz što manju visinu dizanja pumpe, odnosno što nižu uloženu energiju. Pumpe prema načinu regulacije kapaciteta možemo podijeliti na:

- I. pumpe s konstantnom brzinom vrtnje,
- II. pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje.

Regulacija protoka u sustavu s pumpom koja ima konstantnu brzinu vrtnje moguća je samo promjenom hidrauličkih karakteristika instalacije. Pumpa ima jednu karakteristiku koju proizvođač definirana za određenu brzinu vrtnje te se sve radne točke pumpe nalaze na toj krivulji. Dva najčešća načina regulacije protoka sustava s pumpama s konstantnom brzinom vrtnje su regulacija prigušenjem te regulacija korištenjem obilaznog voda.



Slika 3.5 Regulacija protoka prigušenjem

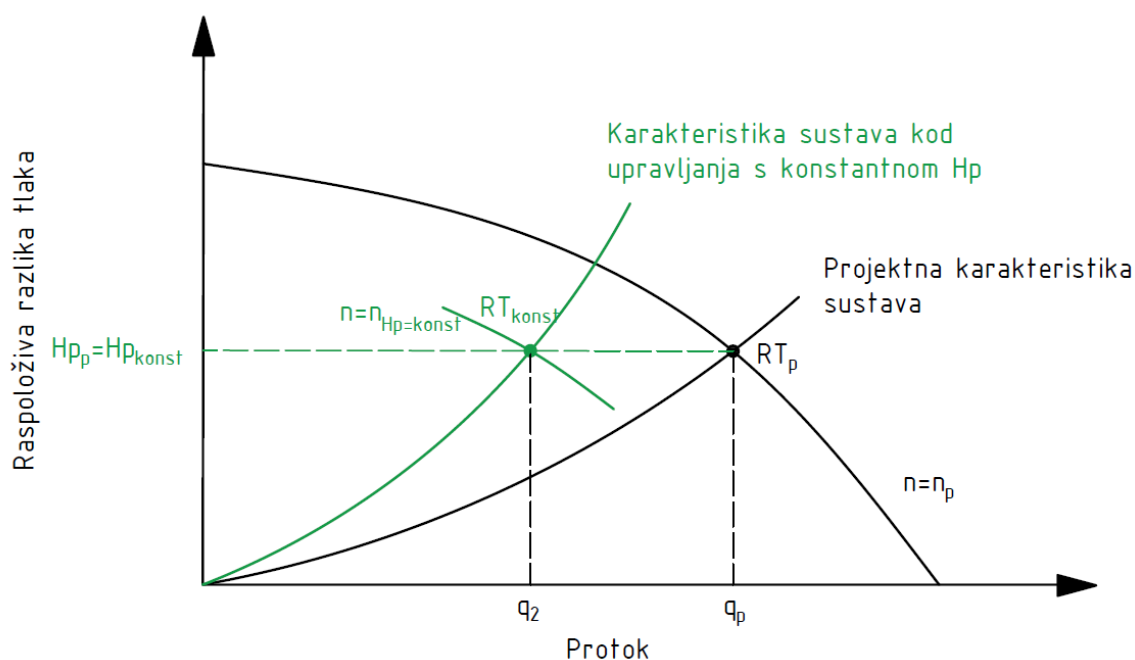
Kod regulacije protoka prigušenjem (Slika 3.5) dolazi do rasta hidrauličkog otpora sustava, odnosno povećava se nagib karakteristike sustava. Projektni protok sustava je q_p , pri padu tlaka sustava H_p . Pritvaranjem regulacijskog ventila (prigušenjem) radna točka klizi po krivulji pumpe sve dok se ne postigne željeni protok q_2 , a pad tlaka sustava tada iznosi $H_{p_{prig}}$. Radna točka sustava stacionira se u točki RT_{prig} . Ovo je najjednostavnija vrsta regulacije koja ne zahtjeva ugradnju napredne opreme, ali je njezin nedostatak energetska neučinkovitost. Regulacija protoka korištenjem obilaznog voda podrazumijeva preusmjeravanje protoka na

obilazni (*bypass*) vod. Zaobilazni vod kratko spaja polaz i povrat pumpe tvoreći paralelni spoj sa sustavom, što znači da protoci kroz sustav i kroz pumpu nisu jednaki.

Pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje opremljene su frekventnim pretvaračima koji omogućuju kontinuiranu regulaciju brzine vrtnje. Radna krivulja pumpe iz tog razloga poprimiti različite oblike ovisno o potrebi i vrsti upravljanja. Radna točka pumpe određuje se prema diferencijalnom tlaku, odnosno prema razlici tlaka na osjetnicima. Položaj osjetnika može biti na polazu i povratu pumpe ili na kritičnoj vertikali. Postoje tri vrste regulacije brzine vrtnje pumpe s obzirom na diferencijalni tlak:

- I. regulacija pri konstantnoj visini dobave pumpe,
- II. regulacija pri proporcionalnoj visini dobave pumpe,
- III. regulacija pri konstantnoj razlici tlaka na udaljenom elementu.

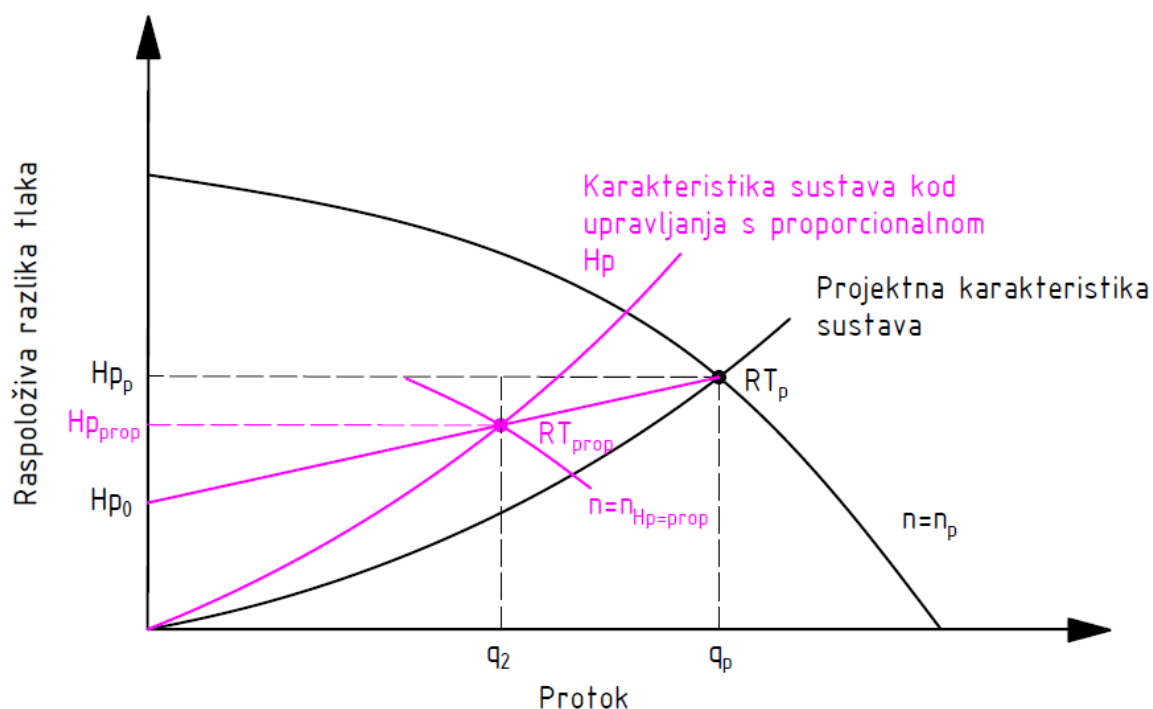
Sve radne točke sustava kod regulacije pri konstantnoj visini dobave pumpe nalaze se na pravcu $H_p = H_{p_{konst}}$. Primjer upravljanja pri konstantnoj visini dizanja prikazan je na Slici 3.6. Kada dođe do prigušenja u sustavu dolazi i do povećanja pada tlaka, odnosno do povećanja nagiba karakteristike sustava. Pumpa preko osjetnika diferencijalnog tlaka, koji se nalazi na samoj pumpi, prima informaciju o tom porastu te reagira snižavanjem brzine vrtnje s nazivne ($n = n_p$) na brzinu vrtnje pri kojoj se postiže zadana visina dizanja ($n = n_{H_p = konst}$). Radna točka sustava stacionira se u točki RT_{konst} . Energija koja se predala fluidu pri ovakvom upravljanju je manja u odnosu na upravljanje prigušenjem.



Slika 3.6 Regulacija protoka pri konstantnoj visini dobave pumpe

Upravljanje sustavima pri proporcionalnoj visini dobave pumpe karakterizira pravac definiran jednadžbom 3.1:

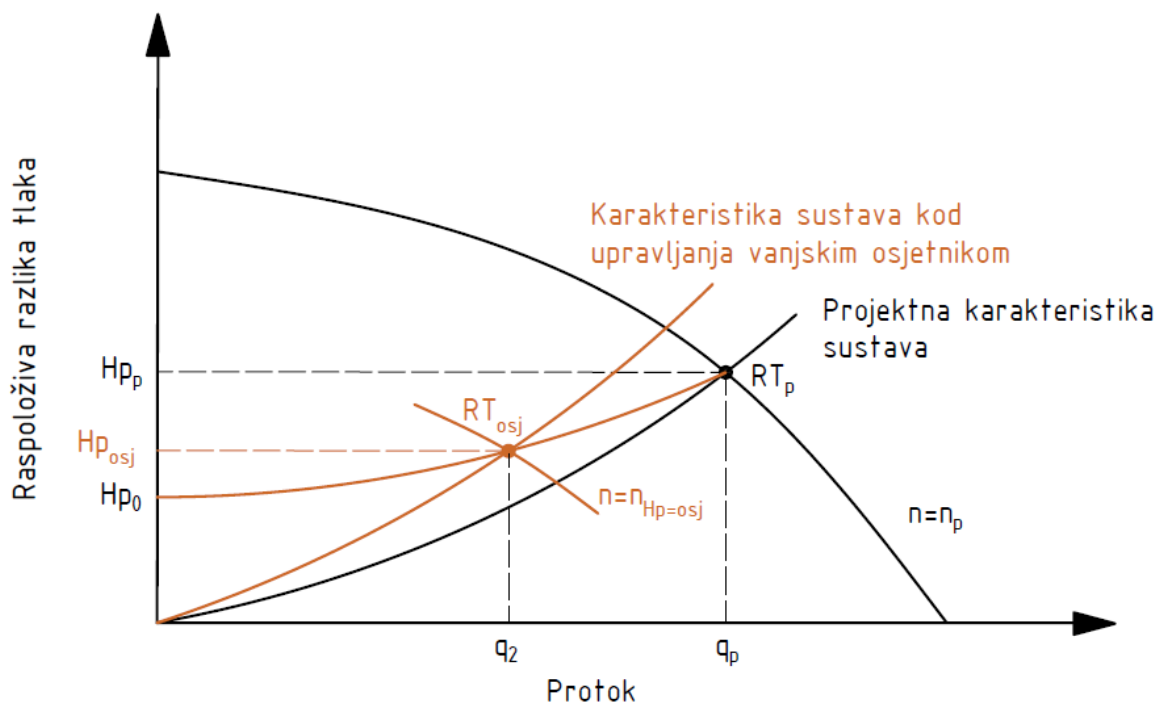
$$H_p = H_p(q_v) = H_{p_0} + \frac{H_{p_p} - H_{p_0}}{q_{v,p}} \cdot q_v. \quad (3.1)$$



Slika 3.7 Regulacija protoka pri proporcionalnoj visini dobave pumpe

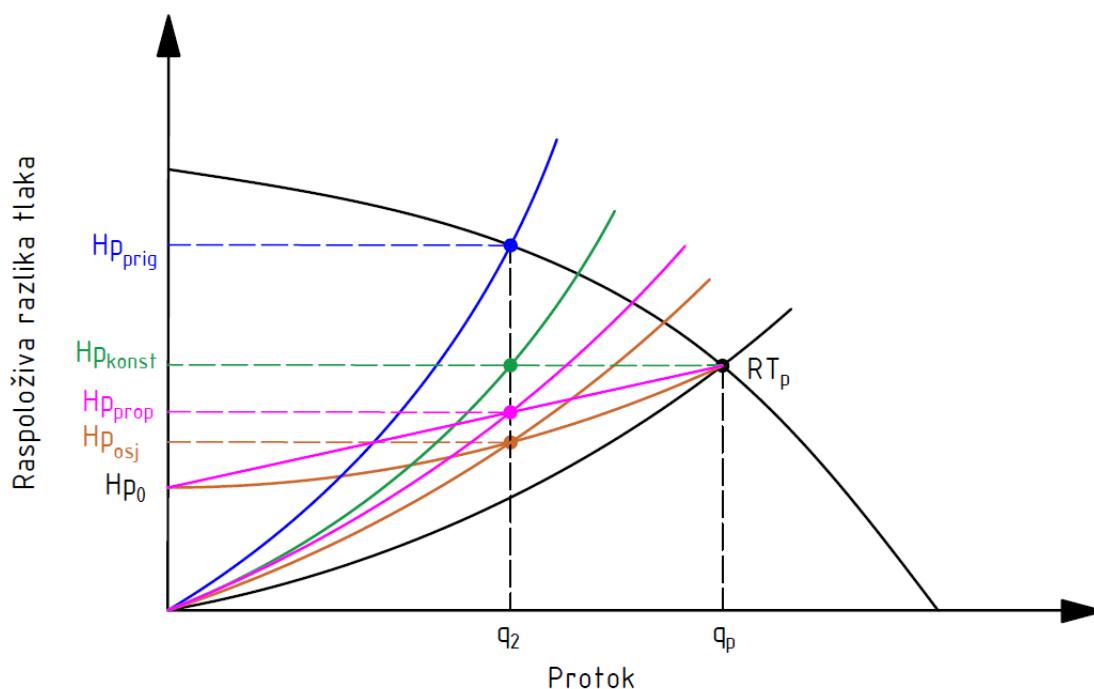
Karakteristična veličina je visina dizanja kada je protok jednak nula (H_{p_0}), a u praksi se često primjenjuje iznos od pola projektne visine dizanja (H_{p_p}). Pumpa također regulira brzinu vrtnje preko osjetnika diferencijalnog tlaka koji se nalazi na pumpi. Energija koja se predaje fluidu je manja u odnosu na upravljanje pri konstantnoj visini dobave pumpe zbog manje visine dizanja. Iz Slike 3.7 može se uočiti da je odabirom manje vrijednosti H_{p_0} moguće ostvariti jednak protok uz nižu visinu dizanja, međutim ta vrijednost se određuje u ovisnosti o elementima na samoj instalaciji. TRV i ABV su elementi koji zahtijevaju određenu razliku tlaka za pravilan rad te time ograničavaju minimalnu vrijednost H_{p_0} .

Na Slici 3.8 prikazana je regulacija protoka pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku. Osjetnik diferencijalne razlike tlaka obično se ugrađuje na najudaljeniju vertikalu ili onu na kojoj je najveći pad tlaka u projektnim uvjetima (često se takva vertikala naziva i kritična vertikala). Također je potrebno definirati vrijednost visine dizanja kada je protok jednak nula (H_{p_0}) kako bi osigurali minimalnu razliku tlaka na TRV i ABV.



Slika 3.8 Regulacija protoka pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku

Pri upravljanju sustava pri konstantnoj razlici na osjetniku, za isti protok, potrebna je najmanja visina dizanja pumpe u usporedbi s ostalim vrstama regulacije protoka (Slika 3.9). Time se ta vrsta regulacije nameće kao energetska najučinkovitija, a u kasnijim poglavljima, primjenom numeričke analize, pokušat će se kvantificirati razlike potrebne energije za pogon pumpe u ovisnosti o vrsti regulacije protoka.



Slika 3.9 Usporedba radnih točki pri različitim regulacijama protoka

3.3 Direktive povezane s učinkovitošću pumpe

Normiranje i vrednovanje efikasnosti pumpi regulirano je europskom direktivom EC No 622/2012 [12] izdanom 11. lipnja 2012. godine. Direktiva zamjenjuje postojeću direktivu EC No 641/2009. Direktiva nameće *ecodesign* zahtjeve na sve nove samostojeće uronjene cirkulatore kao i uronjene cirkulatore integrirane u proizvodima. Direktiva ne obuhvaća cirkulatore pitke vode kao i cirkulatore integrirane u proizvode plasirane na tržište nakon 1. siječnja 2020. godine kao zamjenu za identične cirkulatore plasirane na tržište ne nakon 1. kolovoza 2015. godine.

Direktivom se definiraju slijedeći pojmovi:

- (1) „cirkulator“ označava rotorsku pumpu, s ili bez kućišta, čiji je nazivna hidraulička snaga između 1 W i 2500 W te je dizajnirana za uporabu u sustavima grijanja ili u sekundarnim krugovima rashladnih sustava;
- (2) „uronjeni cirkulator“ označava cirkulator s izravno povezanim rotorom koji je uronjen u radni medij koji se transportira;
- (3) „samostojeći cirkulator“ označava cirkulator koji je dizajniran za rad odvojen od proizvoda;
- (4) „proizvod“ označava uređaj koji generira i/ili prenosi toplinu;
- (5) „cirkulator integriran u proizvod“ označava cirkulator dizajniran kao dio uređaja koji sadrži barem jednu od slijedećih karakteristika:
 - a) kućište pumpe je dizajnirano za ugradnju i korištenje u proizvodu;
 - b) brzina vrtnje cirkulatora se regulira proizvodom;
 - c) cirkulator je dizajniran sa sigurnosnom karakteristikama koje ne dozvoljavaju samostojeći rad (ISO IP klase);
 - d) cirkulator je definiran kao dio proizvoda pri dobivanju CE oznake;
- (6) „cirkulator pitke vode“ označava cirkulator dizajnirana posebno za recirkulaciju vode namijenjene ljudskoj potrošnji kako je definirano u Članku 2 Direktive Vijeća 98/83/EC
- (7) „kućište pumpe“ označava dio rotorske pumpe koji se spaja na cjevovod sustava grijanja ili sekundarnog kruga rashladnog sustava.

Indeks energetske efikasnosti koji se izračuna prema metodologiji u direktivi mora se istaknuti na nazivnoj pločici i pakiranju samostojećeg cirkulatora i u svojoj tehničkoj dokumentaciji na način: „ $EEI \leq 0, [xx]$ “.

Metodologija prema kojoj se računa indeks energetske efikasnosti (*EEI*) daje naputke prema kojima se provodi ispitivanje cirkulatora. Prvi dio metodologije definira postavke mjerne linije u slučaju kada su pumpe integrirane u proizvode te nemaju vlastito kućište.

U drugom dijelu metodologije daje naputak da se cirkulator treba ispitivati pri najvećim postavkama u slučaju da je moguće odabrati više od jedne postavke visine dizanja i protoka.

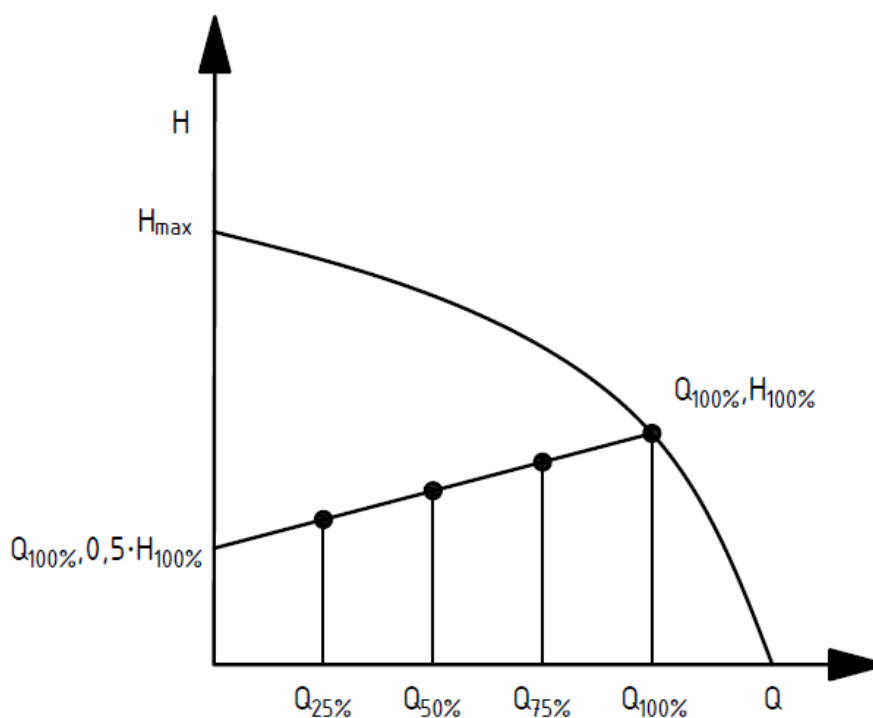
U trećem dijelu metodologije objašnjava se kako je točka na radnoj krivulji pumpe gdje je umnožak visine dizanja i protoka najveći ($Q \cdot H$) referentna, te se kao takva označava s $Q_{100\%}$ i s $H_{100\%}$.

Prema četvrtom dijelu metodologije potrebno je izračunati hidrauličku snagu P_{hyd} u referentnoj točki. P_{hyd} se definira kao hidraulička snaga predana fluidu od strane cirkulatora u specifičnoj radnoj točki.

Prema petom dijelu metodologije potrebno je izračunati referentnu snagu prema jednadžbi 3.2:

$$P_{ref} = 1,7 \cdot P_{hyd} + 17 \cdot \left(1 - e^{-0,3 \cdot P_{hyd}}\right), \quad 1 \text{ W} \leq P_{hyd} \leq 2 \text{ 500 W} \quad (3.2)$$

Šesti dio metodologije definira kontrolnu krivulju kao pravac između točaka ($Q_{100\%}$, $H_{100\%}$) i ($Q_{0\%}$, $H_{100\%}/2$) kako je prikazano na Slici 3.10.



Slika 3.10 Kontrolna krivulja prema metodologiji ispitivanja direktive EC No 622/2012 [12]

U sedmom dijelu metodologije objašnjava se da je potrebno postići radnu točku cirkulatora $Q \cdot H = \max$ uz pomoć regulacije otpora ispitnog sustava i brzine vrtnje cirkulatora.

U osmom dijelu metodologije potrebno je izmjeriti visinu dizanja H i snagu P_I koju troši cirkulator pri protocima koji iznose 75%, 50% i 25% nazivnog protoka.

U devetom dijelu metodologije potrebno je izračunati vrijednost P_L prema jednadžbama 3.3 -3.4:

$$P_L = \frac{H_{ref}}{H_{meas}} \cdot P_{1,meas}, \text{ ako je } H_{meas} \leq H_{ref}, \quad (3.3)$$

$$P_L = P_{1,meas}, \text{ ako je } H_{meas} > H_{ref}, \quad (3.4)$$

gdje je H_{ref} vrijednost visine dobave na kontrolnoj krivulji pri različitim protocima.

U desetom poglavlju potrebno je odrediti težinsku prosječnu snagu $P_{L,avg}$ uz pomoć zadanog profila opterećenja pumpe, prikazanog Tablicom 3.2.

Tablica 3.2 Profil opterećenja cirkulatora prema metodologiji direktive EC No 622/2019 [12]

Protok [%]	25	50	75	100
Vrijeme [%]	6	15	35	44

Težinska prosječna snaga računa se prema jednadžbi 3.5:

$$P_{L,avg} = 0,06 \cdot P_{L,100\%} + 0,15 \cdot P_{L,75\%} + 0,35 \cdot P_{L,50\%} + 0,44 \cdot P_{L,25\%}. \quad (3.5)$$

Indeks energetske efikasnosti ($E EI$) računa se prema jednadžbi 3.6:

$$E EI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} \cdot C_{20\%}, \text{ gdje je } C_{20\%} = 0,49, \quad (3.6)$$

osim za cirkulatore integrirane u proizvode dizajnirane za primarne krugove solarnih sustava i sustava dizalica topline, kada se on računa prema jednadžbi 3.7:

$$E EI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} \cdot C_{20\%} \cdot \left(1 - e^{\left(-3,8 \cdot \left(\frac{n_s}{30} \right)^{1,36} \right)} \right), \text{ gdje je } C_{20\%} = 0,49, \quad (3.7)$$

a specifična brzina n_s se definira jednadžbom 3.8:

$$n_s = \frac{n_{100\%}}{60} \cdot \frac{\sqrt{Q_{100\%}}}{H_{100\%}^{0,75}}, \text{ gdje je } C_{20\%} = 0,49. \quad (3.8)$$

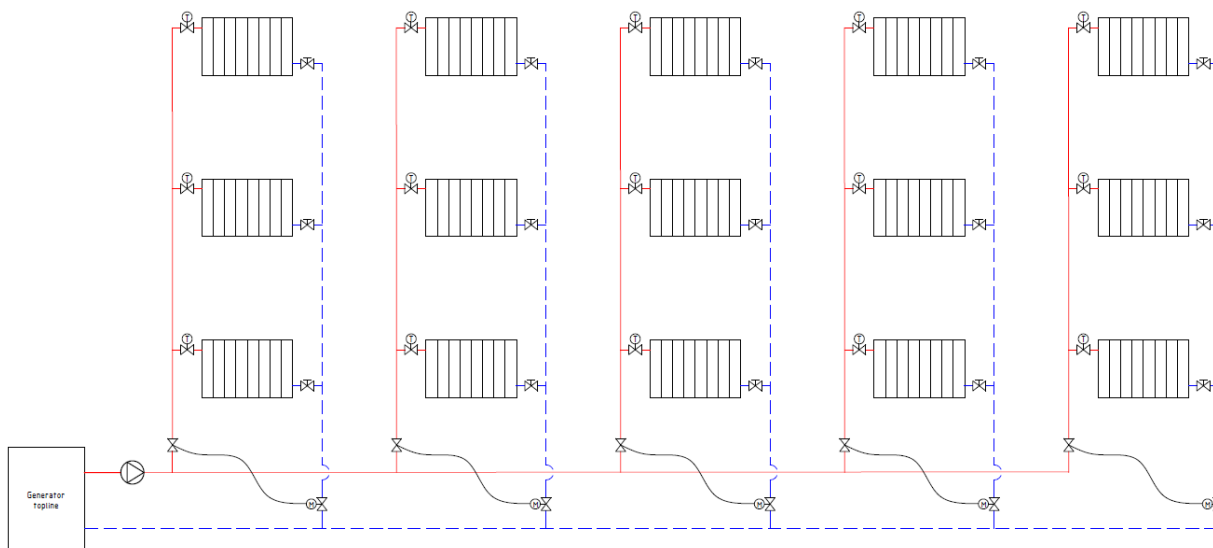
Vrijednost $C_{XX\%}$ označava skalirajući faktor koji označava da u vrijeme definiranja samo $XX\%$ cirkulatora određenog tipa zadovoljavalo uvjet $E EI \leq 0,20$.

4 NUMERIČKA ANALIZA PRIMJENOM *HARDY CROSS* METODE

Kroz ovo poglavlje opisana je metodologija numeričke analize hidrauličke sustava grijanja. U prvome dijelu opisan je model građevine i sustava grijanja. Sve komponente sustava su dimenzionirane te su navedene njihove tehničke karakteristike. U drugome dijelu opisana je *Hardy Cross* metoda određivanja protoka u složenom sustavu cjevovoda te je dan primjer petlji za analizirani sustav. U trećem dijelu opisani su matematički modeli pojedinih komponenti sustava koji su primijenjeni u numeričkoj analizi.

4.1 Model građevine i sustava grijanja

Građevina za koju se dimenzionira sustav grijanja u ovome diplomskom radu sadrži petnaest prostorija. Prostorije se nalaze na tri etaže, s po pet prostorija na svakoj etaži. Sustav grijanja je koncipirat tako da sadrži pet vertikala, s po tri ogrjevna tijela na svakoj vertikali. Odabrana veličina sustava predstavlja kompromis između analize većeg broja parametara i jednostavnosti matematičkog modela. Analizom većeg sustava dobili bi se detaljniji podaci utjecaja različitih parametara na izlazne veličine, ali bi matematički model postao previše kompleksan za primjenu na osobnom računalu. Sustav je shematski prikazan na Slici 4.1.



Slika 4.1 Shematski prikaz analiziranog sustava

Kao predložak za jednu etažu poslužili su podaci o satnoj potrebnoj energiji za grijanje koji su izračunati za peti kat južne zgrade Fakulteta strojarstva i brodogradnje [13]. Podaci su dobiveni pomoću programskog paketa TRNSYS u kojem je napravljen matematički model zgrade. Projektna temperatura grijanja iznosi 20°C, a zgrada je modelirana za područje grada

Zagreba. Odabrano je pet prostorija prema kojima se dimenzionirao sustav grijana. Sustav se sastoji od tri identične etaže. Sustav je modeliran tako da radi deset sati dnevno, pet dana u tjednu, režim rada koji je karakterističan obrazovnim institucijama.

Budući da za zgradu nisu dostupni podaci o debljini i kvaliteti vanjskih zidova i izolacije, ogrjevna tijela su projektirana tako da predaju toplinski učinak od 70 - 90 W/m². Odabrani temperaturni režim je 70/60°C. Svaka vertikalna sadrži tri ogrjevna tijela, a ukupni ogrjevni učinak svake vertikale kao i cijelog sustava prikazan je u Tablici 4.1.

Tablica 4.1 Ogrjevni učinak sustava po vertikalama analiziranog sustava

Sustav	Vertikalna 1	Vertikalna 2	Vertikalna 3	Vertikalna 4	Vertikalna 5	Sveukupno
Ogrjevni učinak [W]	4200	4500	6900	6000	6000	27600

Potrebno je odabrati dimenzije dionica cijevi sustava grijanja, koje su dimenzionirane tako da linijski pad tlaka ne prelazi 100 Pa/m. Vrijednosti linijskog pada tlaka više od 100 Pa/m povezuju se s bukom prilikom strujanja fluida te se izbjegavaju u stambenim prostorima. Niže vrijednosti linijskog pada tlaka dobivaju se ugradnjom cijevi većeg promjera, međutim takve cijevi su skuplje te podižu vrijednost investicije. Za područje kotlovnice prihvatljive su vrijednosti do 200 Pa/m. Ulazni podaci su:

$\rho_w = 980,6 \text{ kg/m}^3$ - gustoća vode pri 70°C,

$\mu_w = 436 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ - dinamička viskoznost vode pri 70°C,

$c_w = 4184 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ - specifični toplinski kapacitet vode pri 70°C,

$k = 0,04 \text{ mm}$ - apsolutna hrapavost cijevi sustava grijanja.

Potrebno je izračunati *Reynoldsovu* karakteristiku strujanja koja se računa prema jednadžbi 4.1:

$$\text{Re} = \frac{\rho_w \cdot d \cdot w}{\mu_w} \quad (4.1)$$

Linijski koeficijent otpora trenja λ računa se, ovisno o području strujanja, prema jednadžbama 4.2 - 4.3:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}, \text{ za } \text{Re} \leq 2320, \quad (4.2)$$

$$\lambda = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{k}{3,7 \cdot d} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2}, \text{ za } \text{Re} > 2320. \quad (4.3)$$

Odabrane dimenzije cijevi prikazane su u Tablici 4.2.

Tablica 4.2 Dimenzioniranje dionica cjevovoda analiziranog sustava

Broj dionice	Ogrjevni učinak	Maseni protok	Nazivni promjer	Reynoldsov broj	Koeficijent trenja	Linijski otpor
Br.	Φ_{gr}	q_m	DN	Re	λ	R
-	W	kg/s	mm	-	-	Pa/m
1	27600	0,66	CuØ42x1,5	49394	0,024	96,8
2	4200	0,10	CuØ22x1	14657	0,032	82,6
3	23400	0,56	CuØ42x1,5	41878	0,025	71,2
4	2800	0,07	CuØ22x1	9771	0,034	39,8
5	1400	0,03	CuØ18x1	6107	0,039	34,3
6	1400	0,03	CuØ18x1	6107	0,039	34,3
7	1400	0,03	CuØ18x1	6107	0,039	34,3
8	2800	0,07	CuØ22x1	9771	0,034	39,8
9	4200	0,10	CuØ22x1	14657	0,032	82,6
10	4500	0,11	CuØ22x1	15704	0,031	93,7
11	18900	0,45	CuØ42x1,5	33824	0,026	48,0
12	3000	0,07	CuØ22x1	10469	0,034	45,0
13	1500	0,04	CuØ18x1	6543	0,038	38,8
14	1500	0,04	CuØ18x1	6543	0,038	38,8
15	1500	0,04	CuØ18x1	6543	0,038	38,8
16	3000	0,07	CuØ22x1	10469	0,034	45,0
17	4500	0,11	CuØ22x1	15704	0,031	93,7
18	23400	0,56	CuØ42x1,5	41878	0,025	71,2
19	6900	0,16	CuØ28x1,5	19264	0,030	68,0
20	12000	0,29	CuØ35x1,5	26174	0,027	55,3
21	4600	0,11	CuØ22x1	16053	0,031	97,5
22	2300	0,05	CuØ18x1	10033	0,035	83,2
23	2300	0,05	CuØ18x1	10033	0,035	83,2
24	2300	0,05	CuØ18x1	10033	0,035	83,2
25	4600	0,11	CuØ22x1	16053	0,031	97,5
26	6900	0,16	CuØ28x1,5	19264	0,030	68,0
27	18900	0,45	CuØ42x1,5	33824	0,026	48,0
28	6000	0,14	CuØ28x1,5	16751	0,030	52,7
29	6000	0,14	CuØ28x1,5	16751	0,030	52,7
30	4000	0,10	CuØ22x1	13959	0,032	75,6
31	2000	0,05	CuØ18x1	8725	0,036	64,7
32	2000	0,05	CuØ18x1	8725	0,036	64,7
33	2000	0,05	CuØ18x1	8725	0,036	64,7

34	4000	0,10	CuØ22x1	13959	0,032	75,6
35	6000	0,14	CuØ28x1,5	16751	0,030	52,7
36	12000	0,29	CuØ35x1,5	26174	0,027	55,3
37	4000	0,10	CuØ22x1	13959	0,032	75,6
38	2000	0,05	CuØ18x1	8725	0,036	64,7
39	2000	0,05	CuØ18x1	8725	0,036	64,7
40	2000	0,05	CuØ18x1	8725	0,036	64,7
41	4000	0,10	CuØ22x1	13959	0,032	75,6
42	6000	0,14	CuØ28x1,5	16751	0,030	52,7
43	6000	0,14	CuØ28x1,5	16751	0,030	52,7
44	6000	0,14	CuØ28x1,5	16751	0,030	52,7

Termostatski regulacijski ventili ugrađuju se u sustav kao regulacijski element. Njima se regulira protok kroz pojedino ogrjevno tijelo. Odabrani su TRV tvrtke *Danfoss* model RA-N-15, a pregled ventila za svako ogrjevno tijelo prikazan je u Tablici 4.3.

Tablica 4.3 Karakteristike odabranih TRV analiziranog sustava

Položaj OT	Vertikala 1	Vertikala 2	Vertikala 3	Vertikala 4	Vertikala 5
Priključak	1/2'	1/2'	1/2'	1/2'	1/2'
Predpodešenje	6	6	7	7	7
K_{vs}	0,52	0,52	0,73	0,73	0,73
Autoritet	0,797	0,801	0,764	0,722	0,722

Ogrjevna tijela na prvoj i drugoj vertikali projektirana su za manji toplinski učinak, što znači da je i protok kroz njih u projektnim uvjetima niži. Predpodešenje ventila je odabrano tako da mu autoritet iznosi od 0,7 do 0,8. Autoritet ventila se povećava sniženjem predpodešenja, međutim zbog relativno malih dimenzija sustava i ugradnje automatskih balans ventila nije bilo potrebe odabirati niske vrijednosti predpodešenja TRV.

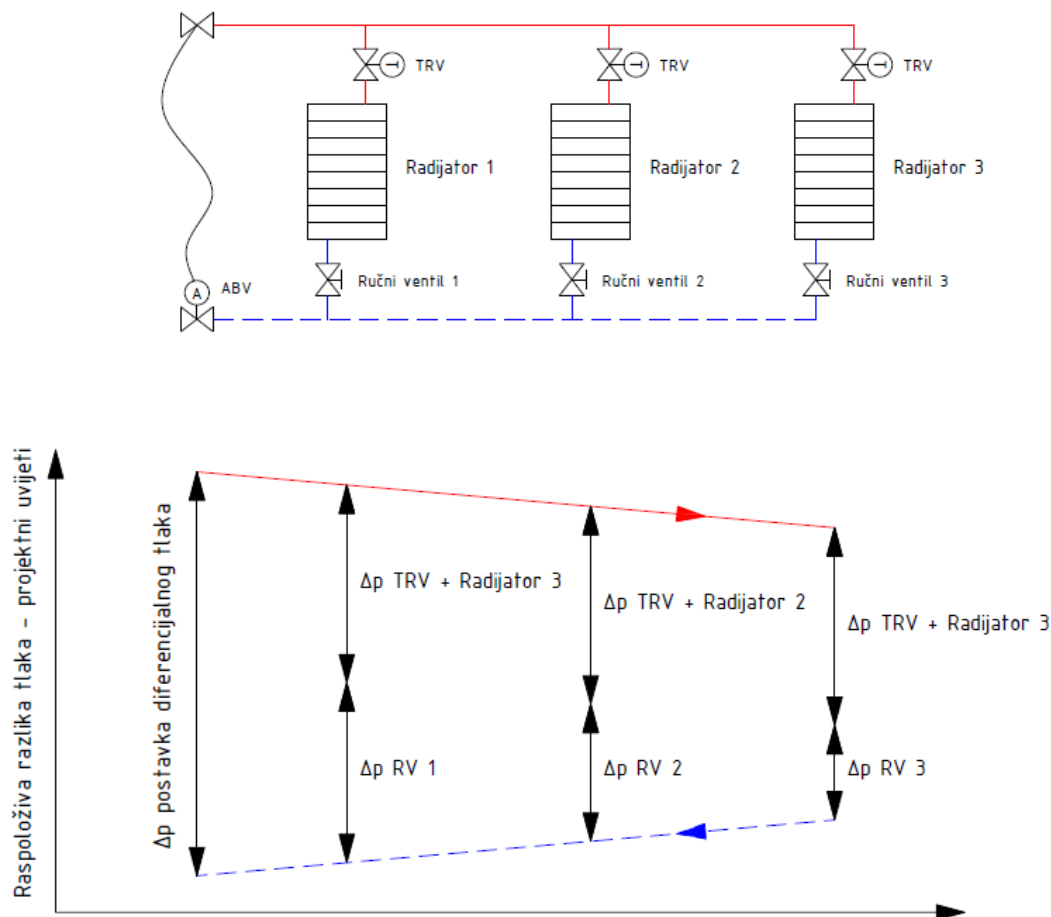
Automatski balans ventili ugrađuju se na svaku vertikalu sustava grijanja, s osjetnim elementom na polaznom vodu i regulacijskim elementom na povratnom vodu. Odabrani su ABV tvrtke *Danfoss*, model ASV-PV. Pregled karakteristika ABV dan je u Tablici 4.4.

Tablica 4.4 Karakteristike odabranih ABV analiziranog sustava

Položaj ABV	Vertikala 1	Vertikala 2	Vertikala 3	Vertikala 4	Vertikala 5
Nazivni promjer	DN 20	DN 20	DN 25	DN 25	DN 25
K_{vs}	2,5	2,5	4,0	4,0	4,0
Δp postavka dif. tlaka [kPa]	7	8	10	8	8

Postavka diferencijalnog tlaka predpodešava se na ABV, u razmacima od jednog kPa. Postavke su odabrane nakon što se proračunao pad tlaka u krugu kritičnog ogrjevnog tijela u svakoj vertikali (odabrana je prva viša vrijednost).

Potrebno je za svaki radiator odabrati ručni prigušni ventil kako bi se izjednačili padovi tlaka u projektnim uvjetima. Svaka vertikalna je tlačno neovisna, a na najnižem ogrjevnom tijelu potrebno je odabrati ručni ventil s najvećim padom tlaka, kako je prikazano na Slici 4.2. Potrebne ugradbene K_v vrijednosti ručnih ventila prikazane su u Tablici 4.5.



Slika 4.2 Shematski prikaz raspoložive razlike tlaka na vertikali analiziranog sustava

Tablica 4.5 Potrebne K_v vrijednosti ručnih ventila po vertikalama analiziranog sustava

Vertikala 1		Vertikala 2		Vertikala 3		Vertikala 4		Vertikala 5	
Oznaka	K_v [m ³ /h]	Oznaka	K_v [m ³ /h]	Oznaka	K_v [m ³ /h]	Oznaka	K_v [m ³ /h]	Oznaka	K_v [m ³ /h]
Ventil 1	1,3	Ventil 4	1,3	Ventil 7	1,53	Ventil 10	1,36	Ventil 13	1,36
Ventil 2	1,52	Ventil 5	1,52	Ventil 8	1,88	Ventil 11	1,59	Ventil 14	1,59
Ventil 3	1,77	Ventil 6	1,77	Ventil 9	2,35	Ventil 12	1,86	Ventil 15	1,86

Preostaje još izračunati pad tlaka u cijelom krugu kako bi mogli odabrati cirkulacijsku pumpu. Budući da su vertikale tlačno neovisne iza ABV, pad tlaka cijelog kruga grijanja možemo izraziti preko jednadžbe 4.4:

$$\Delta p_{\text{ukupno}} = \Delta p_{\text{instalacije}} + \Delta p_{\text{ABV}} + \Delta p_{\text{vertikale}} \quad (4.4)$$

Pad tlaka nije potrebno računati na samoj vertikali zbog automatskih balans ventila. Princip rada ventila je takav da održavaju konstantnu razliku tlaka na vertikali te se ona uzima kao ulazna vrijednost u proračun pada tlaka sustava.

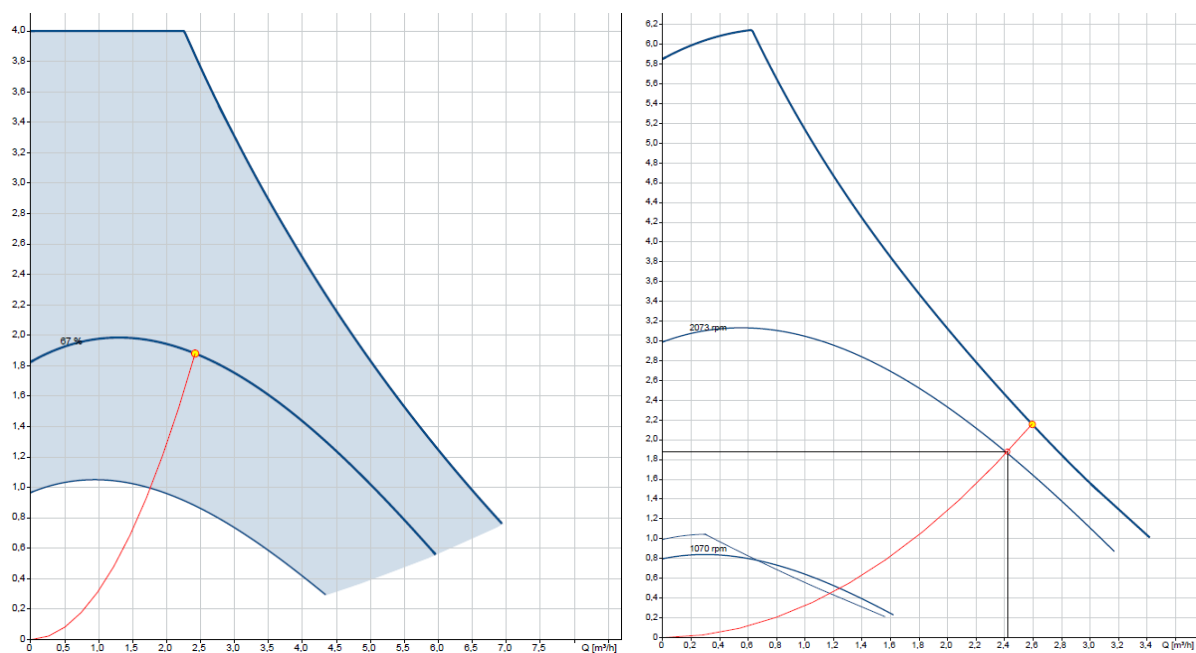
Pad tlaka se računa za svaku vertikalu, s time da je pad tlaka na ABV uzet pri potpunoj otvorenosti. Rezultati su dani u Tablici 4.6.

Tablica 4.6 Pad tlaka cijelog kruga grijanja po vertikalama analiziranog sustava

Oznaka	Vertikala 1	Vertikala 2	Vertikala 3	Vertikala 4	Vertikala 5
$\Delta p_{\text{instalacije}}$ [kPa]	3,44	4,87	5,82	6,93	7,98
Δp_{ABV} [kPa]	2,17	2,49	2,29	1,73	1,73
$\Delta p_{\text{vertikale}}$ [kPa]	7,00	8,00	10,00	8,00	8,00
Δp_{ukupno} [kPa]	12,61	15,36	18,11	16,66	17,71

Prema podacima u Tablici 4.6 zaključuje se da je treća vertikala kritična. U projektnim uvjetima ABV na toj vertikali će biti potpuno otvoren, dok će na drugim vertikalama ABV biti djelomično zatvoreni, odnosno preuzimat će na sebe višak raspoložive visine dizanja cirkulacijske pumpe.

Ulazni podaci za odabir pumpe su projektni protok $q_{v,p} = 2,42 \text{ m}^3/\text{h}$ i projektna visina dizanja $H_{p,p} = 1,88 \text{ m}$. Odabrana je pumpa proizvođača *Grundfos* model Alpha2 25-60. Čest je slučaj da se u praksi cirkulacijska pumpa predimenzionira, pa će se analizirati numerički i slučaj kada je cirkulacijska pumpa sustava *Grundfos* Magna3 25-40, koja je za oko 40% predimenzionirana za ovaj sustav. Na Slici 4.3 prikazani su dijagrami obje pumpe.



Slika 4.3 Dijagrami pumpi Magna3 (lijevo) i Alpha2 (desno) [14]

4.2 Primjena Hardy Cross metode

Cijevna mreža složeni je sustav koji se sastoji od različitih komponenti poput cijevi, pumpa, ventila i drugih komponenti, a shematski se može prikazati kao određeni broj elemenata koji su povezani čvorovima. Čvor se definira na mjestu račvanja cjevovoda, na mjestu spoja dvije cijevi različitog promjera ili pak u bilo kojoj točki cjevovoda gdje se želi saznati vrijednost brzine strujanja fluida i tlaka. Za izotermno nestlačivo stacionarno strujanje fluida mogu se definirati dva osnovna postulata [15]:

1. za svaki čvor suma protoka koji ulaze u čvor mora biti jednaka sumi protoka koji izlaze iz čvora,
2. za svaku cijev mora biti zadovoljena Darcy - Weisbachova jednadžba tj. uspostavljen odnos između visine gubitka mehaničke energije i protoka.

Darcy - Weisbachova korelacija može se prikazati jednadžbom 4.5:

$$h_f = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{L}{d^5} \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} = r \cdot Q \cdot |Q|, \quad (4.5)$$

gdje se Q^2 zamjenjuje s $Q \cdot |Q|$ čime se povezuje predznak visine gubitaka mehaničke energije sa smjerom protoka fluida.

Metoda Hardy Cross zasniva se na činjenici da algebarska suma padova tlaka u zatvorenoj petlji mora biti jednaka nuli za svaku petlju. Prvi korak je pretpostavka protoka u cijevi svake petlje, s time da jednadžba kontinuiteta mora biti zadovoljena u svakom čvoru. Ti protoci se zatim korigiraju kako bi se zadovoljili uvjeti da je suma visina mehaničke energije unutar svih petlji jednaka nula.

Za svaku cijev unutar petlje vrijedi jednadžba 4.6:

$$Q_i^{(k)} = Q_i^{(k-1)} + \Delta Q^{(k)}, \quad (4.6)$$

gdje je:

$Q_i^{(k)}$ - protok u i -toj cijevi petlje u k -toj, tekućoj iteraciji,

$Q_i^{(k-1)}$ - protok u i -toj cijevi petlje određen u prethodnoj iteraciji,

$\Delta Q^{(k)}$ - korekcija protoka u tekućoj iteraciji.

Za svaku cijev u petlji također vrijedi jednadžba 4.7:

$$h_{fi}^{(k)} = r_i^{(k)} \cdot [Q_i^{(k)}]^2 = r_i^{(k)} \cdot [Q_i^{(k-1)} + \Delta Q^{(k)}]^2. \quad (4.7)$$

Korekcija protoka $\Delta Q^{(k)}$ je mala u usporedbi s članom $Q_i^{(k-1)}$ te se kvadrat korekcije protoka može zanemariti. Iz toga slijedi jednadžba 4.8:

$$h_{f_i}^{(k)} = r_i^{(k)} \cdot \left[\left(Q_i^{(k-1)} \right)^2 + 2 \cdot Q_i^{(k-1)} \cdot \Delta Q^{(k)} \right]. \quad (4.8)$$

Suma visina gubitaka mehaničke energije zbog otpora trenja u pojedinim cijevima mora biti jednaka nuli za svaku petlju, u svakoj iteraciji, a matematički se to prikazuje jednadžbom 4.9:

$$h_{f_1}^{(k)} + h_{f_2}^{(k)} + h_{f_3}^{(k)} + \dots + h_{f_n}^{(k)} = \sum_{i=1}^n h_{f_i}^{(k)} = 0. \quad (4.9)$$

Uvrštavanjem jednadžbe 4.7 u jednadžbu 4.8 dobiva se jednadžba 4.10:

$$\sum_{i=1}^n r_i^{(k)} \cdot \left[Q_i^{(k-1)} \right]^2 + \Delta Q^{(k)} \cdot \sum_{i=1}^n 2 \cdot r_i^{(k)} \cdot Q_i^{(k-1)} = 0. \quad (4.10)$$

Korekcija protoka petlje u k -toj iteraciji izražena je jednadžbom 4.11:

$$\Delta Q^{(k)} = - \frac{\sum_{i=1}^n r_i^{(k)} \cdot \left[Q_i^{(k-1)} \right]^2}{\sum_{i=1}^n 2 \cdot r_i^{(k)} \cdot Q_i^{(k-1)}}. \quad (4.11)$$

Općenito se izraz za korekciju protoka unutar petlje može izraziti preko jednadžbe 4.12:

$$\Delta Q^{(k)} = - \frac{\sum_{i=1}^n h_{f_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{\partial h_{f_i}}{\partial Q_i}}. \quad (4.12)$$

U slučaju da se u mreži nalazi pumpa, uređaj koji predaje energiju fluidu, njena visina dobave H_p se može matematički tretirati kao negativni gubitak visine mehaničke energije. Pumpa se definira prema ovisnosti visine dizanja o protoku, odnosno prema izrazu $H_p = H_p(Q)$. Izraz za korekciju protoka petlje u kojoj se nalazi pumpa može se izraziti preko jednadžbe 4.13:

$$\Delta Q^{(k)} = - \frac{\sum_{i=1}^n r_i^{(k)} \cdot Q_i^{(k-1)} \cdot \left| Q_i^{(k-1)} \right| - H_p}{\sum_{i=1}^n 2 \cdot r_i^{(k)} \cdot \left| Q_i^{(k-1)} \right| - \frac{dH_p}{dQ}}. \quad (4.13)$$

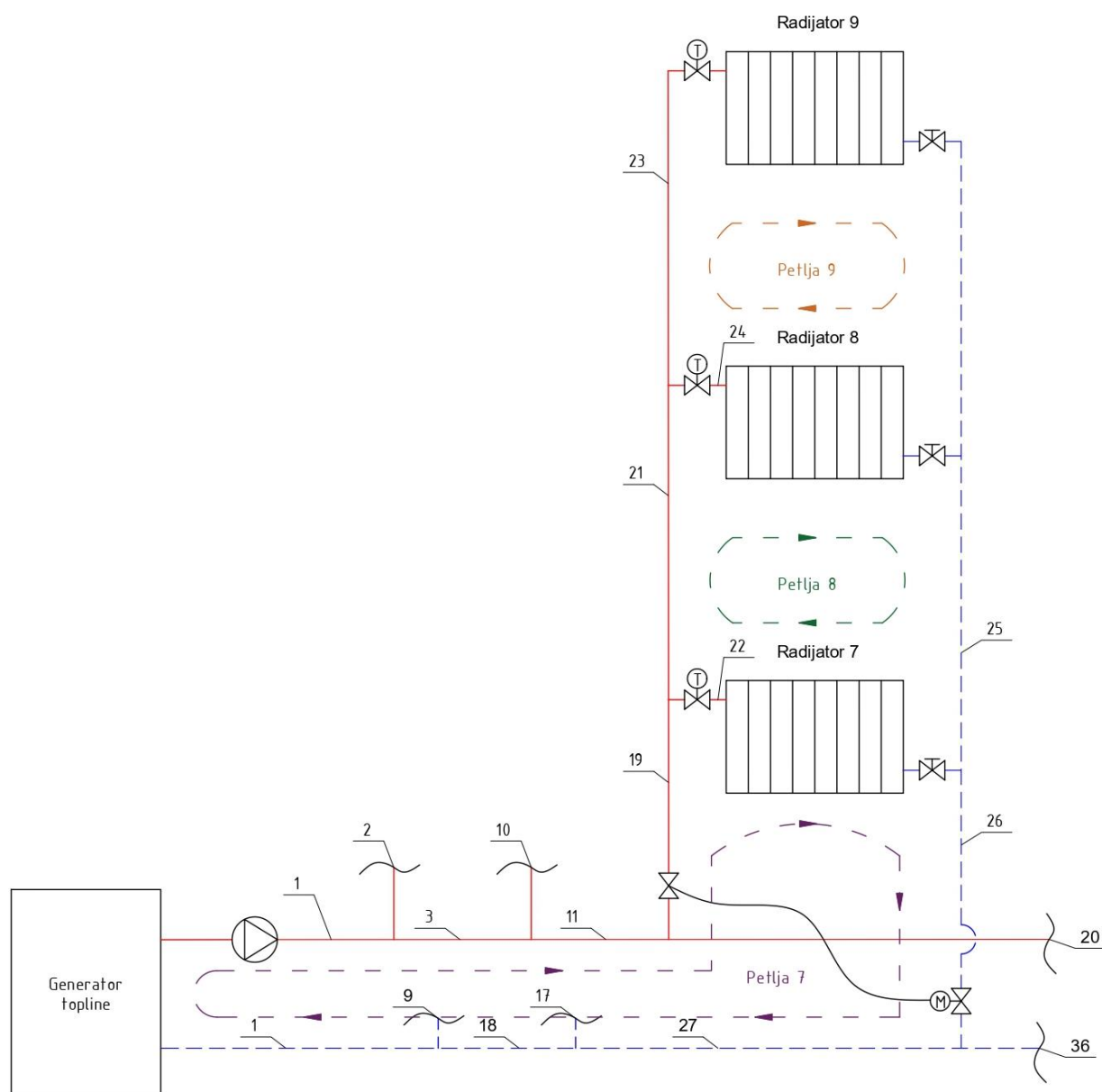
Protok kroz pumpu računa se iterativno kao i za ostale elemente prema jednadžbi 4.14:

$$Q_p^{(k)} = Q_p^{(k-1)} + \Delta Q^{(k)}. \quad (4.14)$$

Analizirani sustav sastoji se od pet vertikala, s po tri ogrjevna tijela na svakoj vertikali. Za takav sustav moguće je odrediti petnaest cirkulacijskih petlji prema kojima se vrši korekcija protoka za pojedine dionice. Popis petlji dan je u Tablici 4.7, a shematski prikaz petlji na trećoj vertikali prikazan je na Slici 4.4.

Tablica 4.7 Popis cirkulacijskih petlji analiziranog sustava u Hardy Cross metodi

Broj petlje	Dionice	Broj petlje	Dionice
Vertikala 1		Vertikala 4	
Petlja 1	1, 2, 5, 9	Petlja 10	1, 3, 11, 20, 28, 31, 35, 36, 27, 18
Petlja 2	4, 7, 8, 5	Petlja 11	30, 33, 34, 31
Petlja 3	6, 7	Petlja 12	32, 33
Vertikala 2		Vertikala 5	
Petlja 4	1, 3, 10, 13, 17, 18	Petlja 13	1, 3, 11, 20, 29, 49, 43, 38, 44, 42, 36, 27
Petlja 5	12, 15, 16, 13	Petlja 14	37, 40, 41, 38
Petlja 6	14, 15	Petlja 15	39, 40
Vertikala 3			
Petlja 7	1, 3, 11, 19, 22, 26		
Petlja 8	21, 24, 25, 22		
Petlja 9	23, 24		



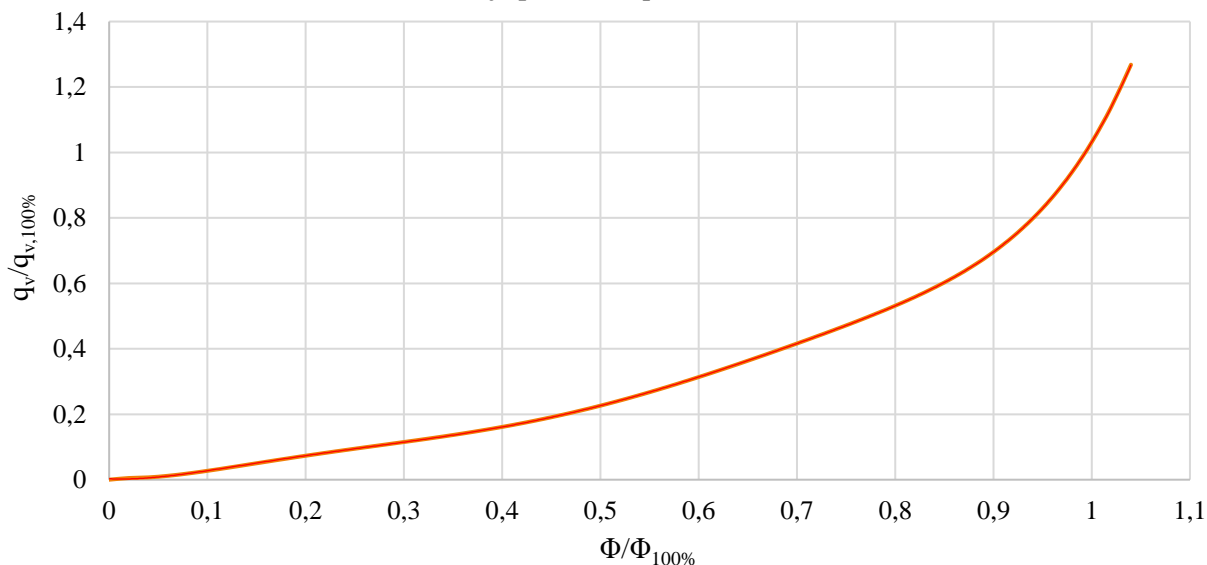
Slika 4.4 Primjer Hardy Cross petlji na analiziranom sustavu

4.3 Modeliranje komponenti sustava

Potrebna toplinska energija za grijanje prostorija u svakom satu u sezoni grijanja ulazni je podatak prema kojem se modelira otvaranje termostatskog regulacijskog ventila na svakom ogrjevnom tijelu u sustavu. Toplinski tok kojeg ogrjevno tijelo predaje prostoriji ovisi o protoku ogrjevnog medija, odnosno vode, kroz ogrjevno tijelo. Primjer ovisnosti toplinskog toka o protoku vode kroz ogrjevno tijelo prikazan je u prvom poglavlju na Slici 1.8. Za određivanje otvorenosti termostatskog regulacijskog ventila na svim ogrjevnim tijelima potrebno je odrediti potreban protok ogrjevnog medija kroz pojedino ogrjevno tijelo pri kojem bi ono predalo traženu količinu toplinske energije potrebne u danom satu u sezoni grijanja. Krivuljom protok - toplinski učinak definira se ta veza, izražena jednadžbom 4.15, uz grafički prikaz na Slici 4.5.

$$\frac{q_v}{q_{v,100\%}} = 22,845 \cdot \left(\frac{\Phi_{OT}}{\Phi_{OT,100\%}} \right)^6 - 61,873 \cdot \left(\frac{\Phi_{OT}}{\Phi_{OT,100\%}} \right)^5 + 63,279 \cdot \left(\frac{\Phi_{OT}}{\Phi_{OT,100\%}} \right)^4 - 29,627 \cdot \left(\frac{\Phi_{OT}}{\Phi_{OT,100\%}} \right)^3 + 6,6237 \cdot \left(\frac{\Phi_{OT}}{\Phi_{OT,100\%}} \right)^2 - 0,2236 \cdot \left(\frac{\Phi_{OT}}{\Phi_{OT,100\%}} \right) \quad (4.15)$$

Krivulja protok - toplinski učinak



Slika 4.5 Krivulja protok - toplinski učinak analiziranih ogrjevnih tijela

Odabrani termostatski regulacijski ventili su linearne karakteristike. Veza između otvaranja ventila h_v i protoka kroz ventil je stoga linearna, odnosno proporcionalna. Otvaranje ventila računa se za svako ogrjevno tijelo u svakom satu u sezoni grijanja prema jednadžbi 4.16:

$$h_v = \frac{q_{v,potrebno}}{q_{v,100\%}} \quad (4.16)$$

Ovakvim modeliranjem TRV želio se utvrditi utjecaj autoriteta ventila na protoke kroz ogrjevna tijela, budući da bi pri savršenom autoritetu ($a_v=1$) TRV propuštali upravo traženi protok kroz ogrjevno tijelo (izraz iz jednadžbe 4.16 vrijedi za konstantu razliku tlaka na regulacijskom ventilu). U stvarnosti bi se otvorenost ventila mijenjala u ovisnosti u temperaturi prostorije, ali za takvo modeliranje ventila potrebno je provesti dinamičku simulaciju. Pri opterećenjima koje su veće od projektnih TRV se modelirao kao potpuno otvoren. S dobivenom otvorenošću ventila prema jednadžbi 2.7 može se odrediti koeficijent otpora ventila ζ u svakom satu, te je on ulazni podatak u iterativni proračun.

Otvorenost ABV se mijenja u svakom satu iterativnog proračuna kako bi održao konstantnu razliku tlaka na vertikalni sustava koju regulira. Ulazni podatak u modeliranje ABV je njegovo predpodešenje, odnosno razlika tlaka koju mora održavati. Numeričko modeliranje ABV možemo prikazati kroz pet koraka:

1. za prvu iteraciju uzima se da su ABV potpuno otvoreni,
2. nakon određivanja protoka kroz sve dionice sustava, računaju se padovi tlakova na svim vertikalama,
3. računa se odstupanje pada tlaka na vertikalni od traženog,
4. korigira se otvorenost ABV tako da se zadovolji uvjet konstantne razlike tlaka na vertikalni,
5. u slijedeću iteraciju se ulazi s korigiranom otvorenošću ABV.

Modeliraju se tri različita režima upravljanja cirkulacijskom pumpom:

1. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i konstantnom visinom dizanja,
2. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i proporcionalnom visinom dizanja,
3. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i visinom dizanja reguliranom na kritičnoj vertikalni.

Pri prvom načinu upravljanja, krivulja pumpe definira se jednadžbom 4.17:

$$H_p = H_{p,projektno} = \text{konst.} \quad (4.17)$$

Pri drugom načinu upravljanja, s proporcionalnom visinom dizanja pumpe, potrebno je odrediti visinu dizanja H_{p0} koja definira minimalnu visinu dizanja pumpe. Ta vrijednost je uzeta kao vrijednost postavke diferencijalne razlike tlaka na ABV na kritičnoj vertikalni. Krivulja pumpe je u drugom načinu upravljanja definirana jednadžbom 4.18:

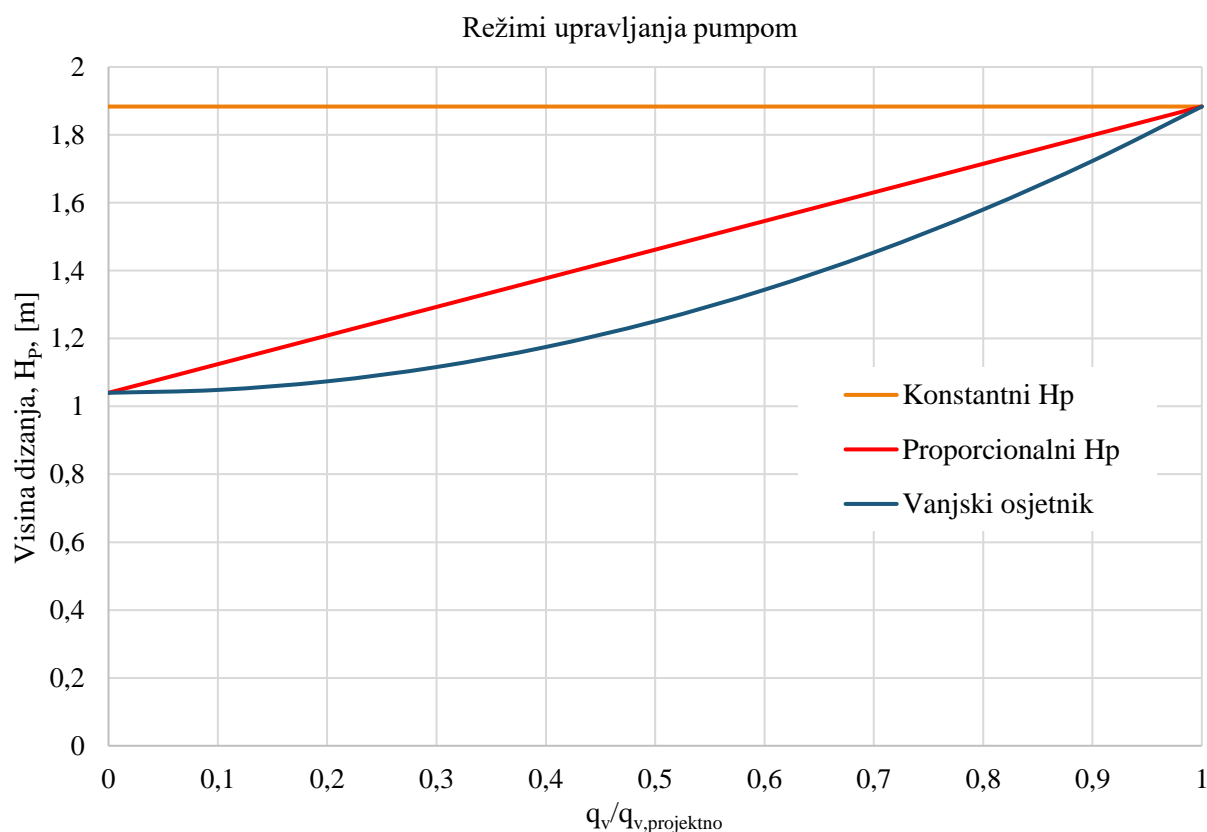
$$H_p = H_{p,0} + \frac{(H_{p,projektno} - H_{p,0})}{q_{v,projektno}} \cdot q_v \quad (4.18)$$

Visina dizanja pumpe određuje se iterativno za svaki sat u godini. Nakon završetka iteracije, primjenom jednadžbe 4.18, dobivaju se visine dizanja pumpe u svakom satu u godini za sljedeću iteraciju.

Pri trećem načinu upravljanja visina dizanja pumpe se modelira tako da održava konstantnu razliku tlaka na kritičnoj vertikali. Uzimajući u obzir da je pad tlaka sustava proporcionalan kvadratu protoka (jednadžba 4.5) karakteristika pumpe poprima kvadratni oblik. Potrebno je definirati minimalnu visina dizanja H_{P0} koja je ista kao i u prethodnom načinu upravljanja (vrijednost postavke diferencijalne razlike tlaka na ABV na kritičnoj vertikali). Krivulja pumpe može se izraziti jednadžbom 4.19. Visina dizanja se također određuje iterativno za svaki sat u godini.

$$H_P = H_{P,0} + \frac{(H_{P,projektno} - H_{P,0})}{q_{v,projektno}^2} \cdot q_v^2 \quad (4.19)$$

Usporedba tri režima upravljanja pumpom prikazana je na Slici 4.6.



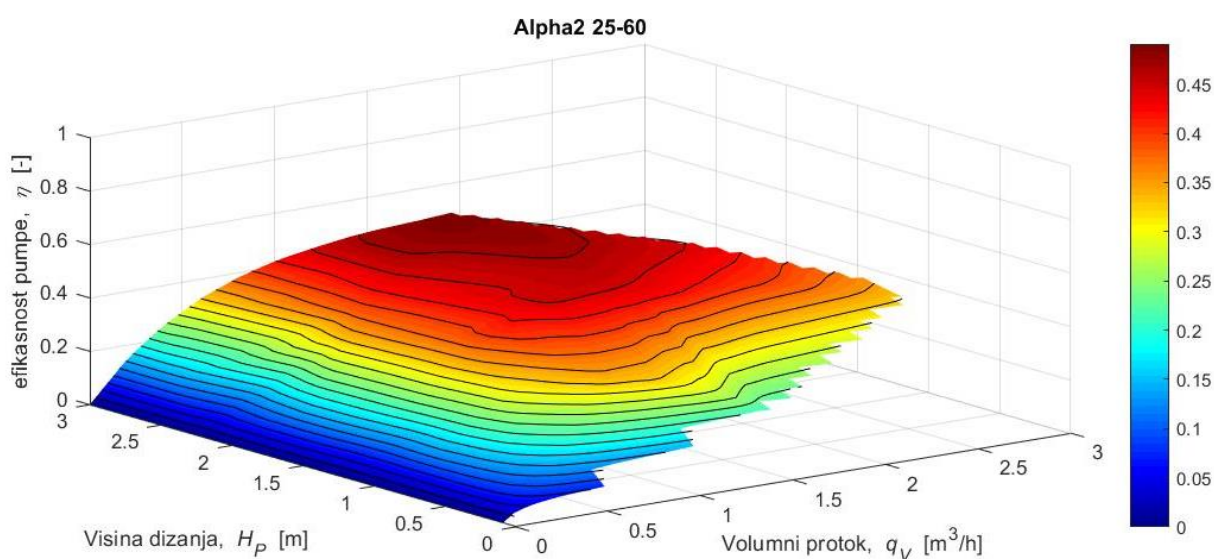
Slika 4.6 Usporedba režima upravljanja pumpom analiziranog sustava

Kako bismo izračunali potrošnju energije pumpe u svakom satu potrebno je odrediti njenu učinkovitost u svim radnim točkama. Za odabrane pumpe očitani su podaci o ulaznoj električnoj snazi pri različitim visinama dizanja i različitim protocima. Dvostrukom

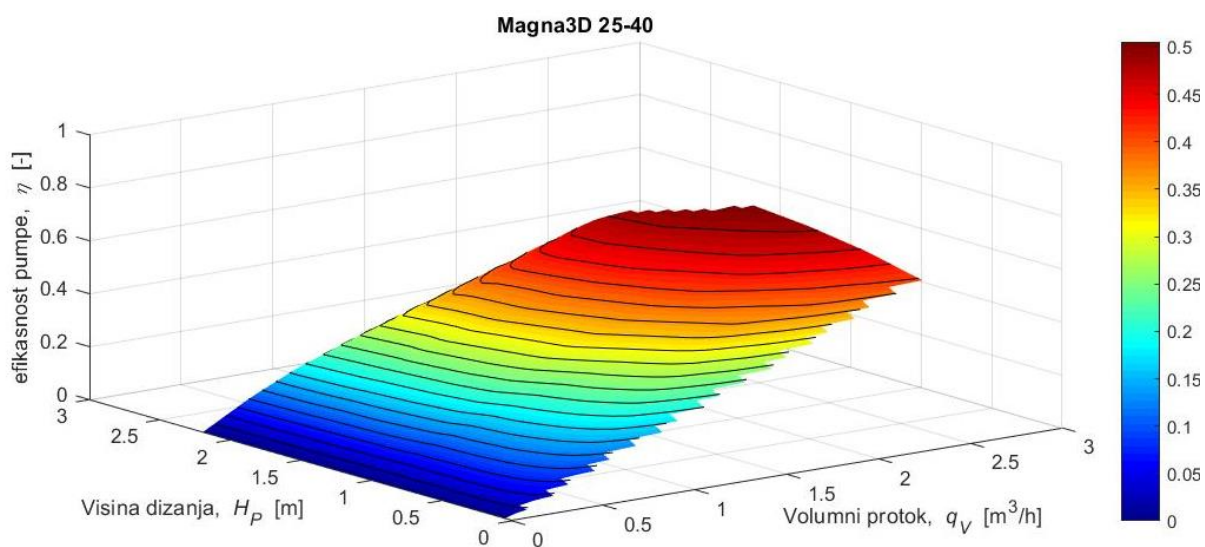
interpolacijom tih podataka dobiva se potrošnja električne energije pumpe u svakome satu u sezoni grijanja. Pomoću podataka o ulaznoj snazi pumpe moguće je odrediti i njenu učinkovitost. Učinkovitost pumpe definira se kao omjer hidrauličke snage pumpe i ulazne električne snage, prema jednadžbi 4.20:

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{el}} = \frac{q_{v,p} \cdot H_P}{P_{el}}. \quad (4.20)$$

Na Slikama 4.5 i 4.6 dani su i 3-D prikazi učinkovitosti pumpe u ovisnosti o volumnom protoku i visini dizanja pumpe. Najveće učinkovitosti pumpe postižu se blizu projektnih uvjeta.



Slika 4.7 3-D prikaz učinkovitosti pumpe Alpha2



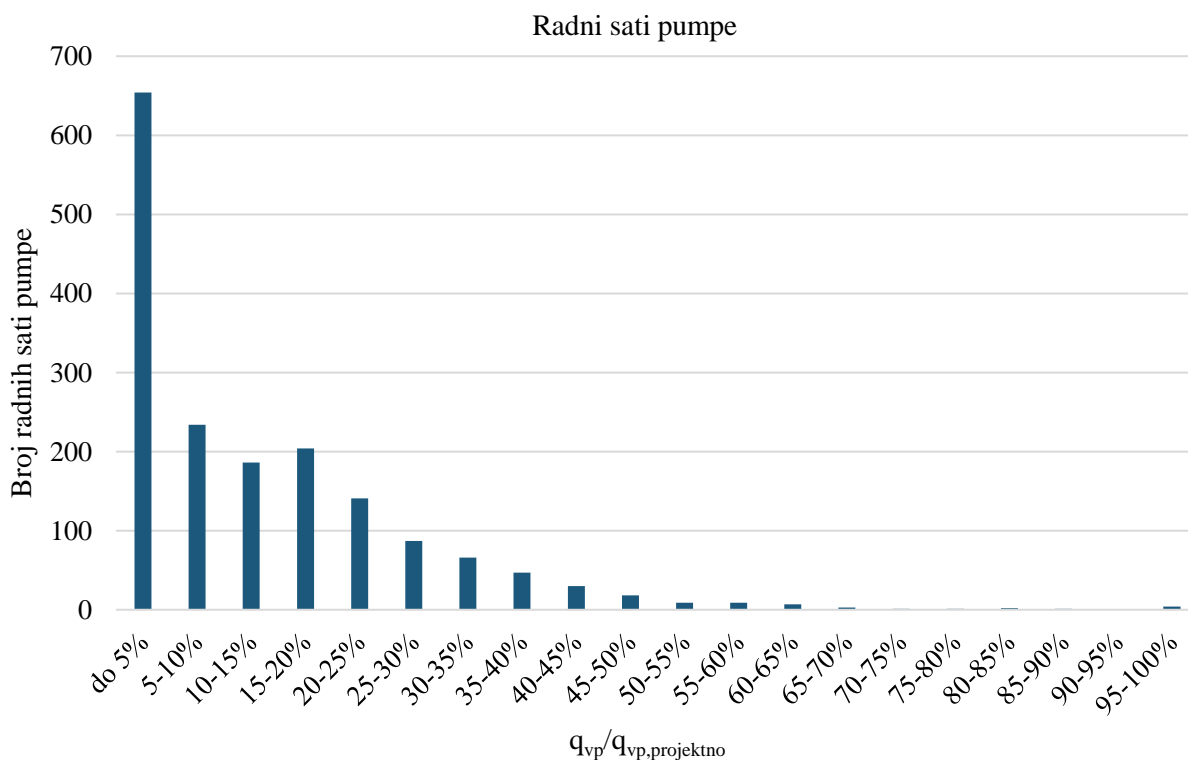
Slika 4.8 3-D prikaz učinkovitosti pumpe Magna3

5 REZULTATI NUMERICKE ANALIZE

Kroz ovo poglavlje analiziraju se rezultati dobiveni numeričkom analizom sustava. U prvome dijelu analiziraju se protoci cijelog sustava, odnosno protoci kroz pumpu. U drugome dijelu analiziraju se protoci kroz ogrjevno tijelo te se računaju gubici koji su posljedica autoriteta ventila. U trećem dijelu analizirana je potrošnja energije potrebne za rad pumpe na razini sezone grijanja.

5.1 Analiza protoka na razini cijelog sustava

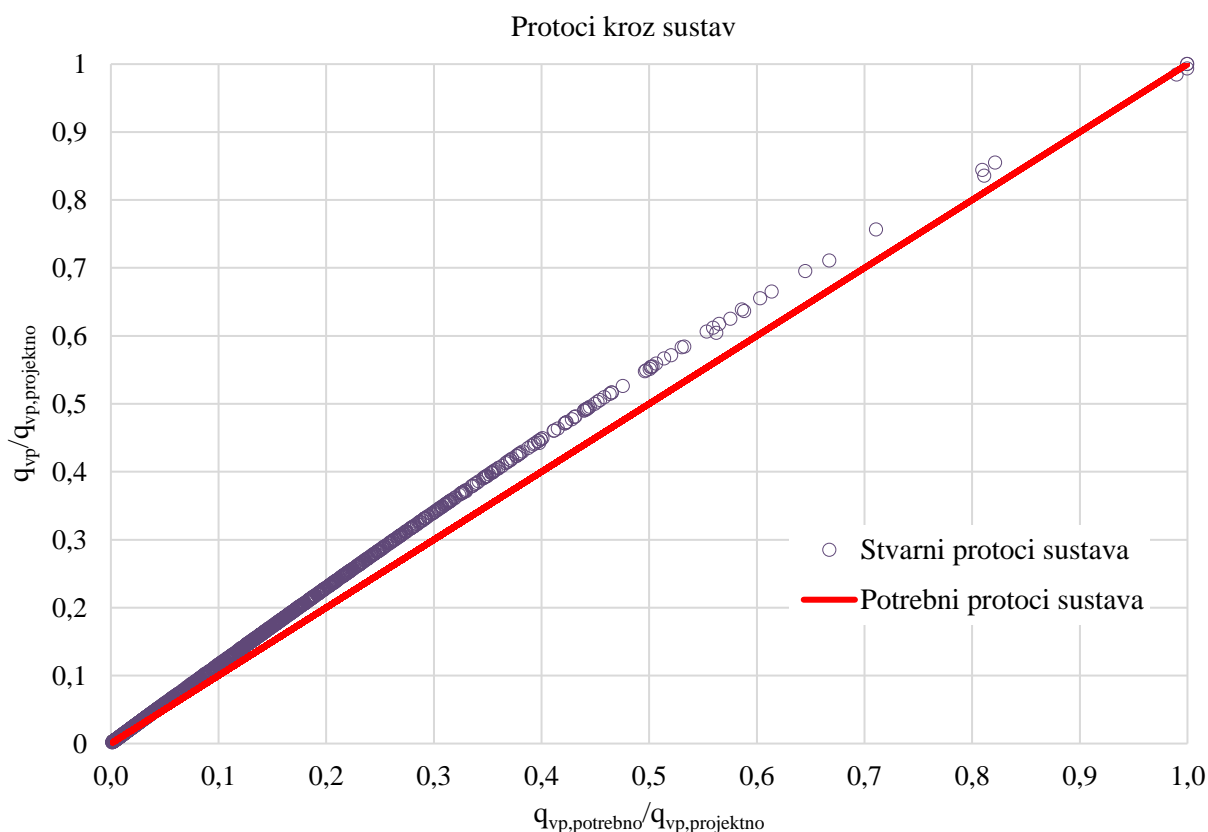
Ukupni broj radnih sati pumpe, dobiven numeričkom analizom, iznosi 1704. Protoci sustava su neovisni o vrsti i regulaciji rada pumpe. Razlog tome su automatski balans ventili. Automatski balans ventili prilagođavaju svoju otvorenost tako da održavaju pad tlaka na vertikalama sustava. Termostatski regulacijski ventili svojom otvorenošću u svakom satu u sezoni grijanja određuju otpor strujanju fluida u paralelnim granama na vertikali. Budući da je pad tlaka na paralelnim granama određen predpodešenjem automatskog balans ventila, protoci kroz ogrjevna tijela neovisni su o vanjskim uvjetima izvan vertikale na kojoj se nalaze. Svaka vertikala je stoga tlačno neovisna. Razliku visine dizanja, koja je određena načinom upravljanja pumpe, preuzimaju na sebe automatski balans ventili.



Slika 5.1 Radni sati pumpe u ovisnosti o postotku projektog protoka

Na Slici 5.1 prikazani su radni sati pumpe u ovisnosti o postotku projektnog protoka. 38% radnih sati sustava (654) je pri protocima koji iznose do 5% projektnog protoka. Pri ovako niskim opterećenjima za očekivati je da će korisnici grijanog prostora pritvoriti termostatske regulacijske ventile, međutim ljudski faktor nije uzet u obzir prilikom numeričke analize zbog svoje stohastičke prirode. Broj radnih sati pumpe pri protocima koji su veći od 30% projektnog je relativno nizak (198 ili 12%). Dva su glavna razloga:

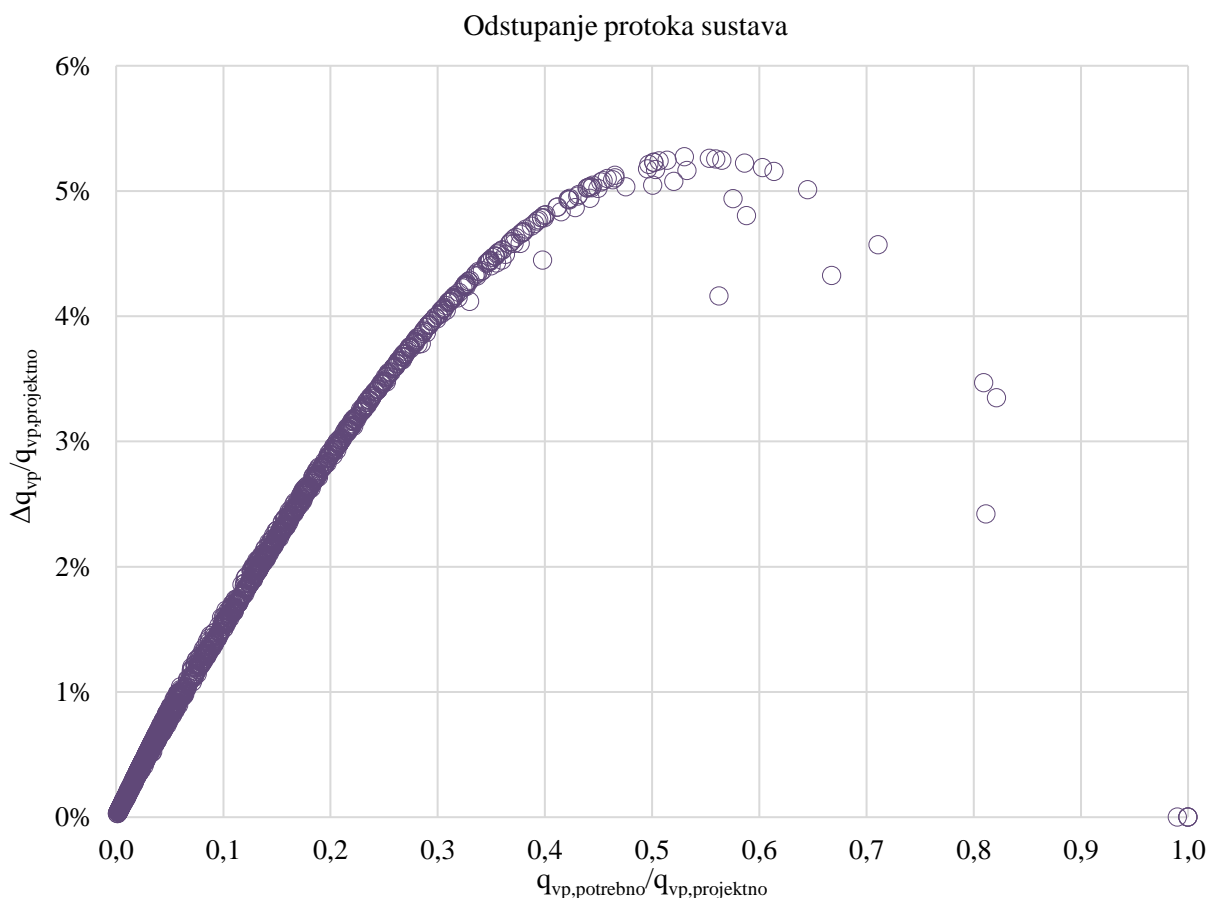
1. radijatori su modelirani prema jednadžbi 4.14 te već pri 30% nazivnog protoka predaju više od polovice projektnog toplinskog učinka,
2. podaci o satnoj potrebnoj energiji za grijanje uzeti su za prostorije koje se nalaze na jugu i na sjeveru zgrade. Maksimumi potrebne energije za grijanje postižu se u različitim satima ovisno o orijentaciji prostorije.



Slika 5.2 Protoci kroz analizirani sustav u usporedbi s potrebnim protocima

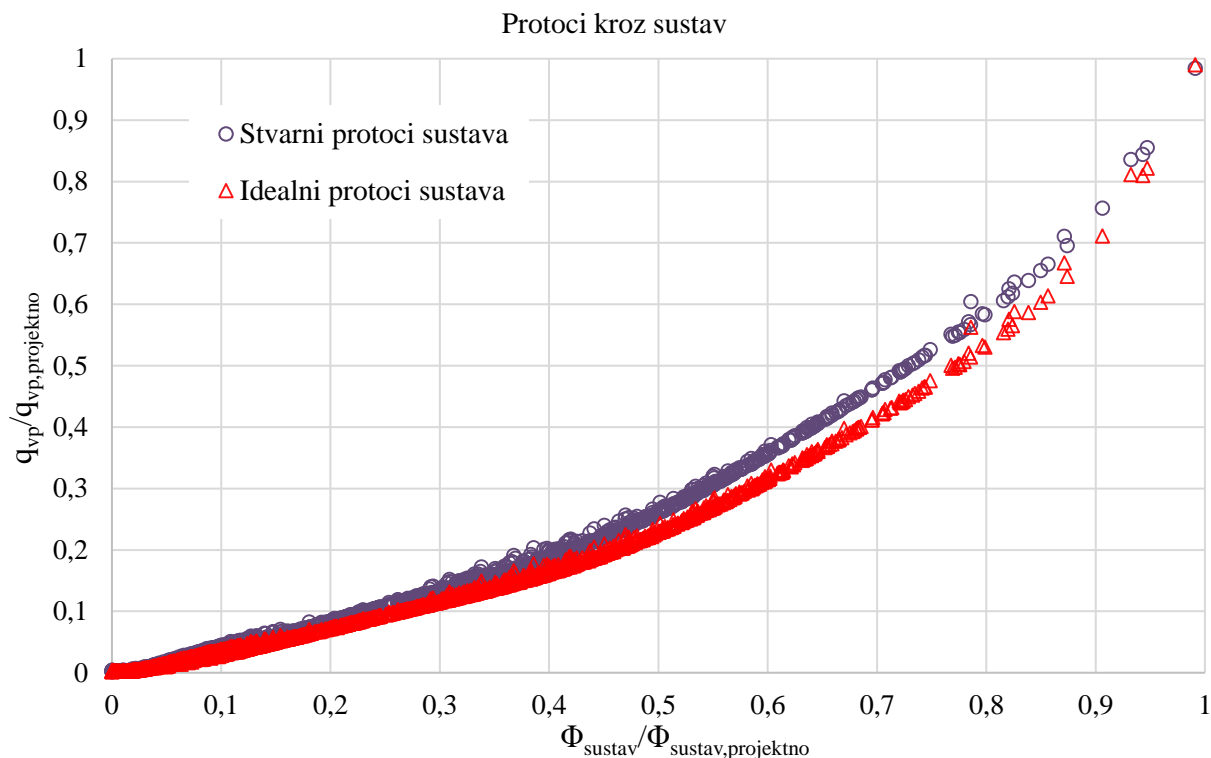
Na Slici 5.2 prikazana je usporedba protoka kroz sustav s potrebnim protocima. Pod potrebnim protokom podrazumijeva se upravo onaj protok koji je dostatan za zadovoljavanje potrebne energije za grijanje u svim ogrjevnim tijelima u analiziranom satu. Računski se on određuje tako da se za svaki sat u godini sumiraju potrebni protoci za sva ogrjevna tijela. Crvenom linijom prikazane su idealne radne točke pumpe za zadano opterećenje, a ljubičastim kružnicama označeni su stvarni protoci sustava.

Odstupanje protoka u pojedinoj radnoj točki sustava računa se kao razlika stvarnog i potrebnog protoka. Ovisnost odstupanja protoka o potrebnim protocima za radne točke sustava prikazana je na Slici 5.3. Krivulja odstupanja za cijeli sustav slična je prikazanoj u poglavlju o autoritetu ventila. Najveća odstupanja su pri protocima koji iznose oko 50% projektnih. Razlog tome je utjecaj autoriteta termostatskih regulacijskih ventila. U poglavlju o autoritetu ventila je pokazano da se pri relativno visokim vrijednostima autoriteta (oko 0,7) maksimum odstupanja protoka postiže pri oko 50% otvorenosti ventila (Slika 2.6). Odstupanja mogu biti i negativna, pri opterećenjima višim od projektnih. Protok se ne može povećati kroz sustav zato što su termostatski regulacijski ventili dimenzionirani i modelirani tako da su u potpunosti otvoreni u projektnim uvjetima. Povećanje protoka u dionici nije moguće ni pomoću automatskih balans ventila, budući da je njihovo predpodešenje fiksno, što znači i da je razlika tlaka na dionici koju regulira TRV konstantna.



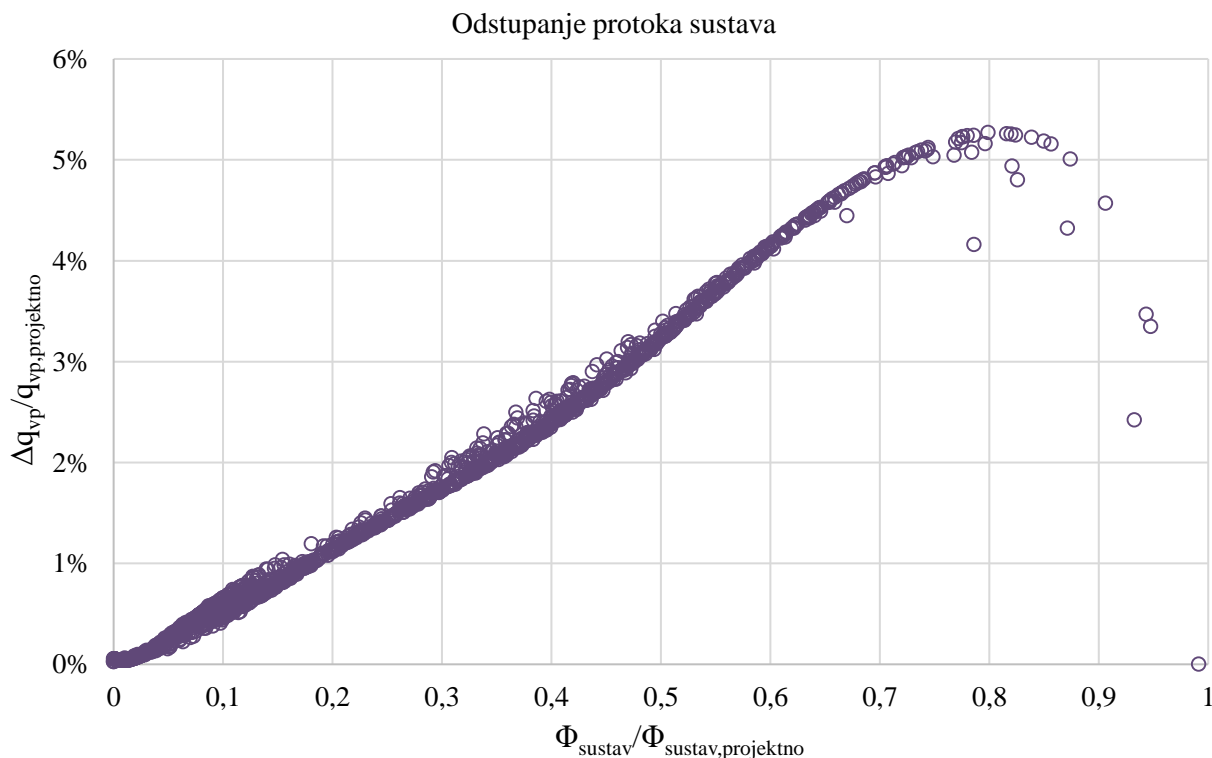
Slika 5.3 Odstupanje protoka analiziranog sustava od potrebnog

Na Slici 5.4 pokazana je usporedba stvarnih i idealnih protoka kroz sustav u ovisnosti o toplinskom opterećenju. Apcisna os predstavlja omjer toplinskog opterećenja cijelog sustava u zadanom satu i projektnog toplinskog opterećenja.



Slika 5.4 Protoci kroz analizirani sustav u ovisnosti o toplinskom opterećenju

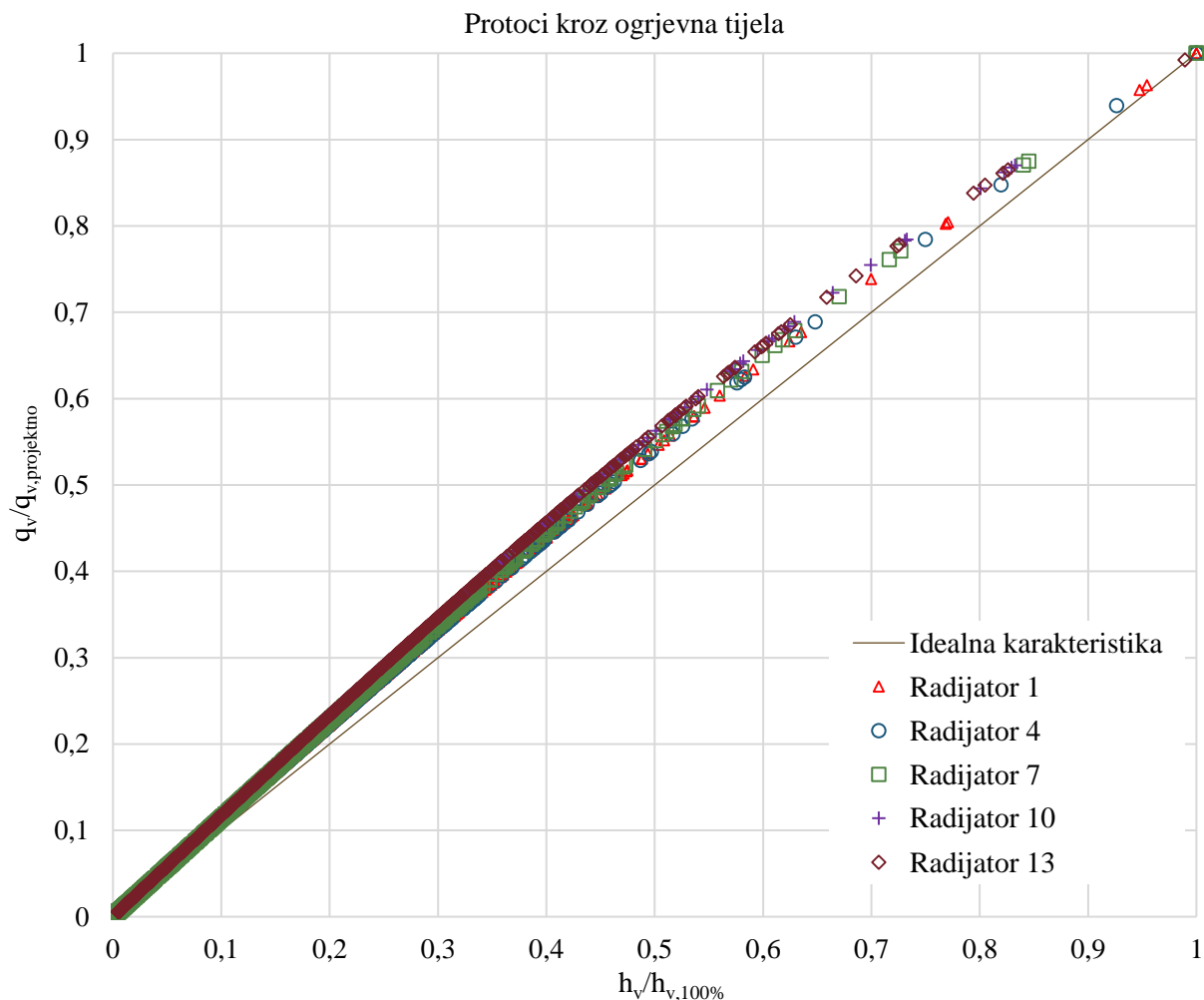
Na Slici 5.5 prikazano je odstupanje protoka sustava od idealnog u ovisnosti o toplinskom opterećenju sustava. Najveća odstupanja protoka događaju se pri oko 80% projektnog toplinskog opterećenja.



Slika 5.5 Odstupanje analiziranog protoka sustava od idealnog u ovisnosti o toplinskom opterećenju

5.2 Analiza protoka na razini ogrjevnog tijela

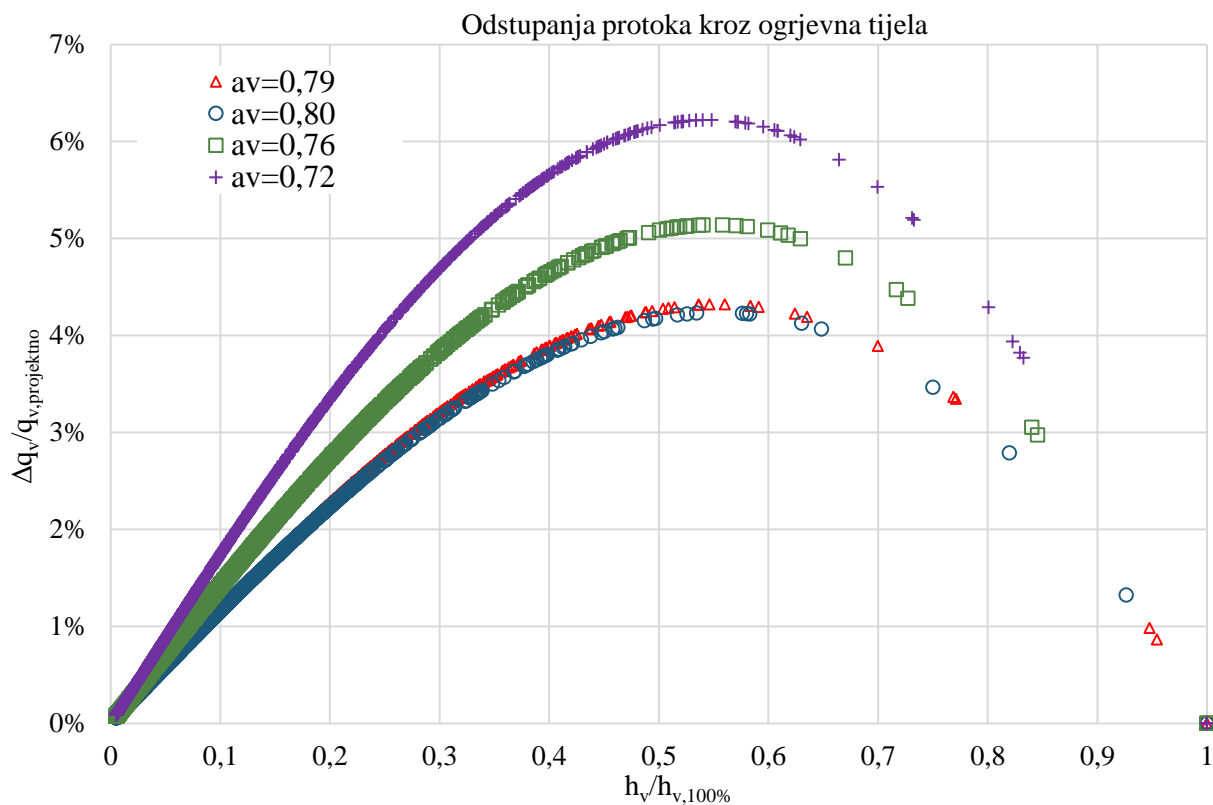
Numeričkom simulacijom dobiveni su protoci vode kroz sva ogrjevna tijela za svaki sat u sezoni grijanja. Na Slici 5.6 prikazani su protoci na po jednom ogrjevnom tijelu na svakoj vertikali u ovisnosti o otvorenosti termostatskog regulacijskog ventila na ogrjevnom tijelu.



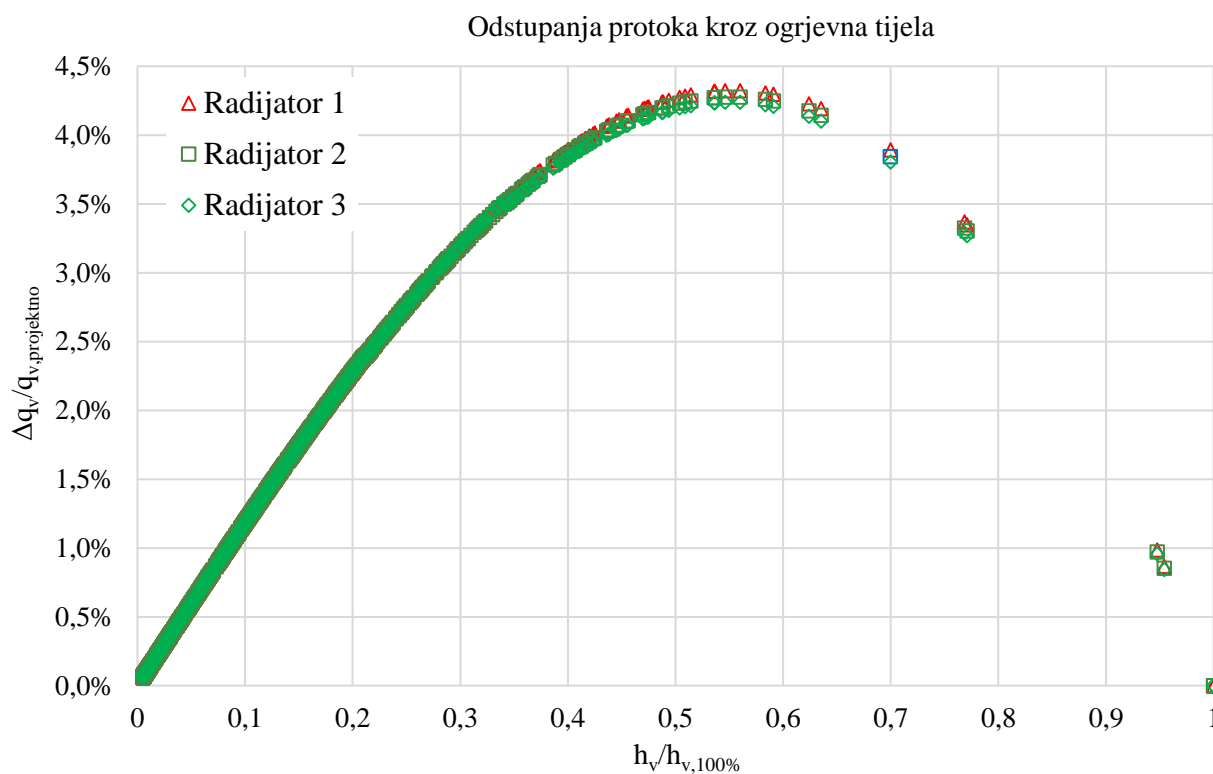
Slika 5.6 Protoci kroz analizirana ogrjevna tijela u ovisnosti o otvorenosti ventila

Odstupanja protoka ogrjevnih tijela na različitim vertikalama u ovisnosti o otvorenosti ventila prikazana su na Slici 5.7. Odstupanja su niža za ogrjevna tijela čiji termostatski regulacijski ventili imaju veći autoritet. Osim toga, potvrđuje se i pretpostavka da se najveće odstupanje protoka pojavljuje pri nižim otvorenostima ventila kada je autoritet ventila niži. Tako se za ogrjevno tijelo na četvrtoj vertikali s autoritetom ventila $a_v=0,72$ najveće odstupanje pojavljuje pri otvorenosti ventila od 54%, na ogrjevnom tijelu na drugoj vertikali s autoritetom ventila $a_v=0,80$ pri otvorenosti ventila od 56%. Odstupanja protoka ogrjevnih tijela na istoj vertikali u ovisnosti o otvorenosti ventila prikazana su na Slici 5.8. Iako ventili imaju jednak autoritet, odstupanja nisu jednaka. Razlog tome je što na odstupanje protoka ne ovisi samo o autoritetu, nego i o otvorenosti drugih regulacijskih ventila koji se nalaze u paralelnom spoju.

Kod paralelnog spoja postoje dionice čiji protok ovisi o otvorenosti više regulacijskih ventila, te se u tom slučaju ne mogu primijeniti izrazi izvedeni u poglavlju o autoritetu ventila.



Slika 5.7 Odstupanje protoka kroz analizirana ogrjevna tijela na različitim vertikalama



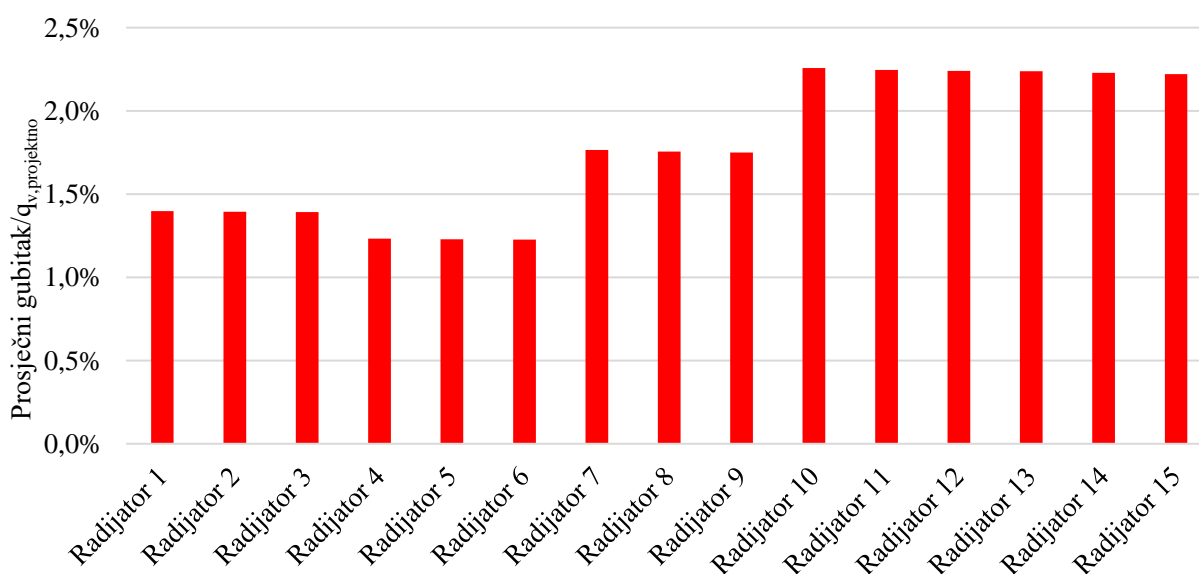
Slika 5.8 Odstupanje protoka kroz analizirana ogrjevna tijela na istoj vertikali

Odstupanje protoka vode, koje je posljedica autoriteta regulacijskog ventila, predstavlja energetska gubitak. Za cirkulaciju većeg protoka vode potrebno je uložiti veću energiju za pogon cirkulacijske pumpe. Gubici se mogu i kvantificirati u obliku volumena vode koji je neželjeno prostrujao sustavom zbog utjecaja autoriteta ventila iskazano na razini cijele sezone grijanja. Izračunati gubici, prikazani na razini ogrjevnih tijela, vertikalna i cijelog sustava, prikazani su u Tablici 5.1.

Tablica 5.1 Ukupni gubici zbog utjecaja autoriteta ventila

Komponenta	Radijator 1	Radijator 2	Radijator 3	Radijator 4	Radijator 5
Opterećenje [h]	1262	1262	1262	1183	1183
Gubitak [l]	2168	2161	2157	1919	1914
Komponenta	Radijator 6	Radijator 7	Radijator 8	Radijator 9	Radijator 10
Opterećenje [h]	1183	1304	1304	1304	1702
Gubitak [l]	1910	4645	4620	4603	6742
Komponenta	Radijator 11	Radijator 12	Radijator 13	Radijator 14	Radijator 15
Opterećenje [h]	1702	1702	1703	1703	1703
Gubitak [l]	6710	6689	6689	6657	6637
Komponenta	Vertikalna 1	Vertikalna 2	Vertikalna 3	Vertikalna 4	Vertikalna 5
Opterećenje [h]	1262	1183	1304	1702	1703
Gubitak [l]	6486	5743	13868	20141	19983
Ukupni gubitak u sustavu [l]					66221

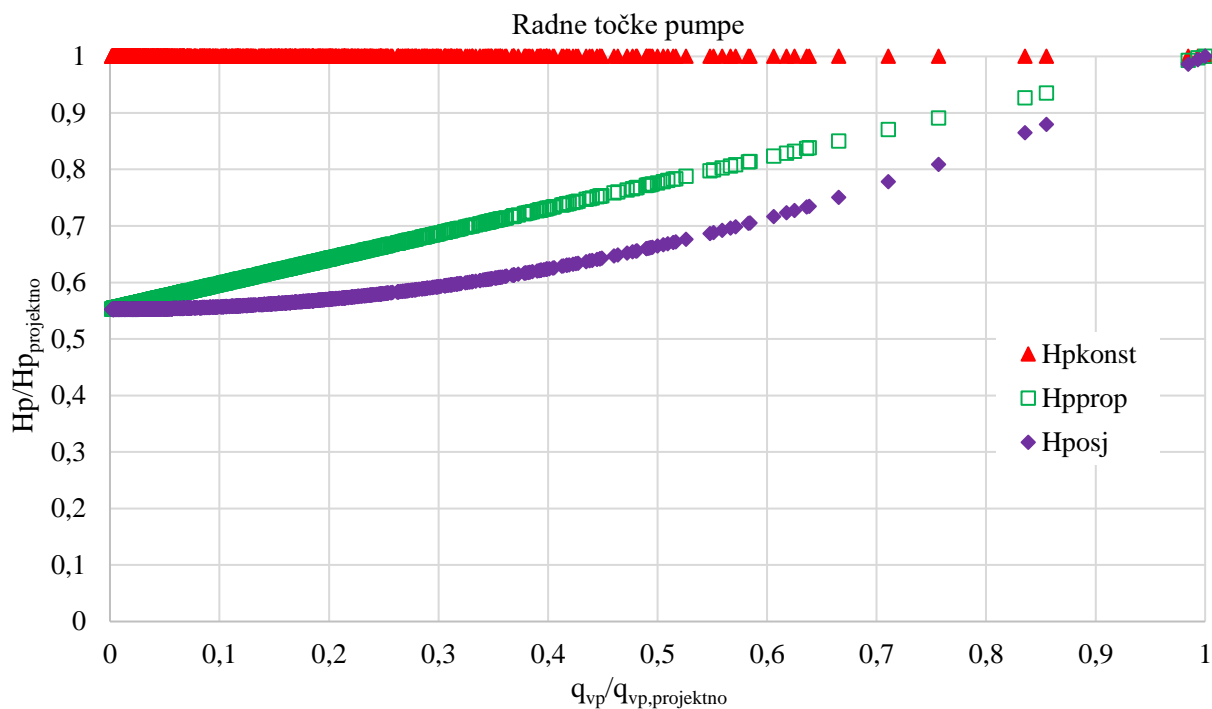
Budući da je broj sati u kojima postoji potreba za grijanjem različit za pojedina ogrjevna tijela, rezultati se prikazuju na razini jednog radnog sata na Slici 5.9. Prosječni gubici su niži na ogrjevnim tijelima s većim autoritetom ventila. Za tijela na istoj vertikali, prosječni gubici su nešto niži na tijelima na vrhu vertikale.



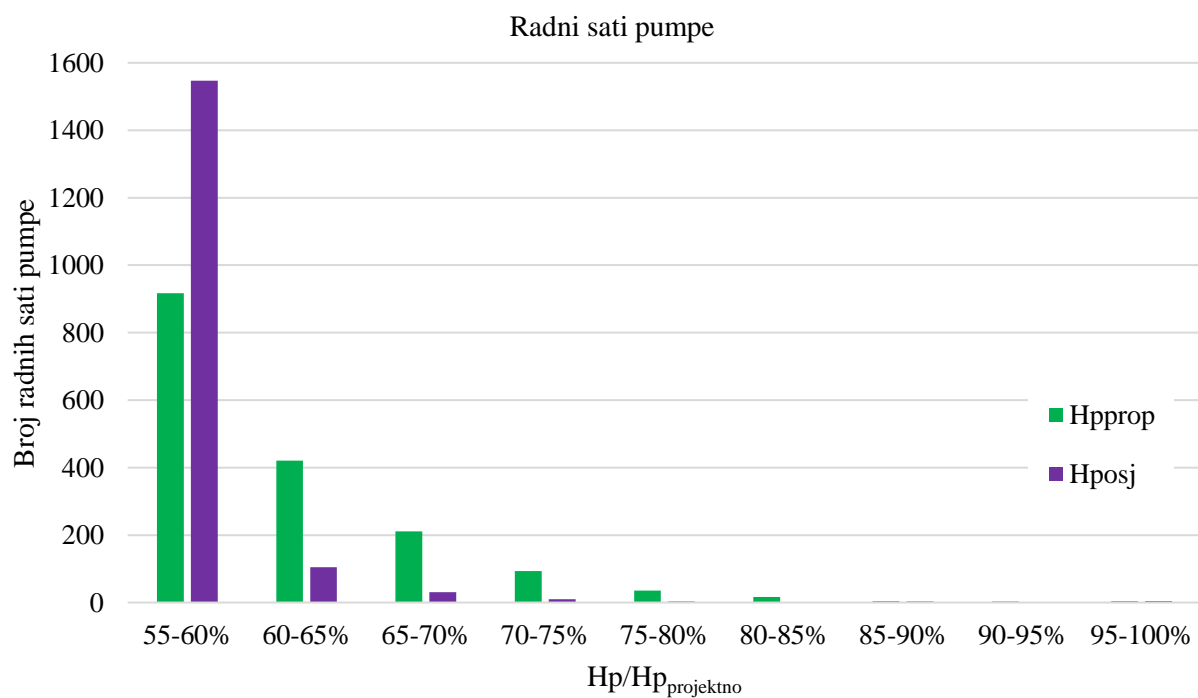
Slika 5.9 Uprosječeni gubici sustava uzrokovani autoritetom ventila

5.3 Analiza energije potrebne za rad pumpe

U uvodnom dijelu poglavlja objašnjeno je zašto su protoci sustava neovisni o načinu upravljanja cirkulacijskom pumpom. Razlike uslijed regulacije se očituju u visini dizanja pumpe, odnosno energiji koju je pumpa predala fluidu u svakom satu u sezoni grijanja. Radne točke pumpe dobivene numeričkom analizom prikazane su na Slici 5.10.



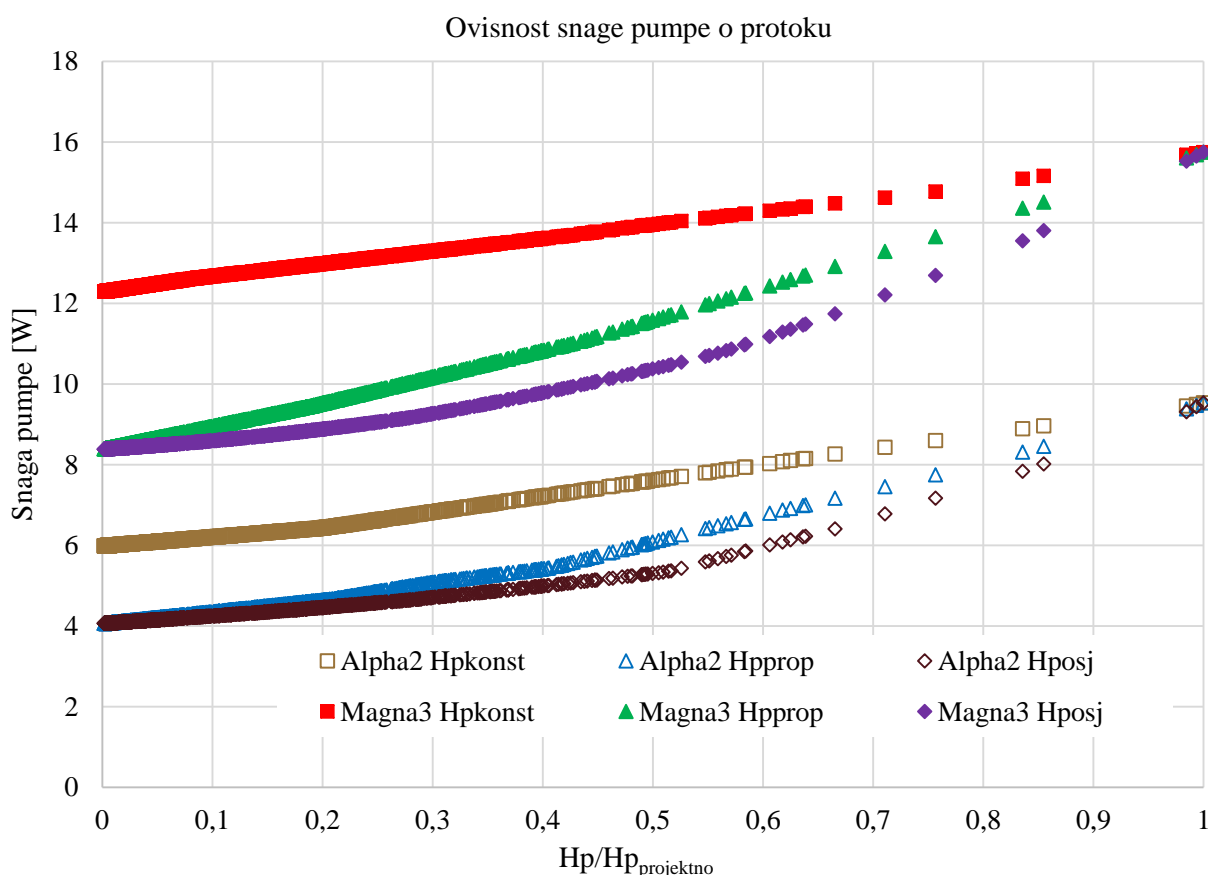
Slika 5.10 Radne točke pumpe analiziranog sustava



Slika 5.11 Radni sati pumpe u ovisnosti o visini dizanja

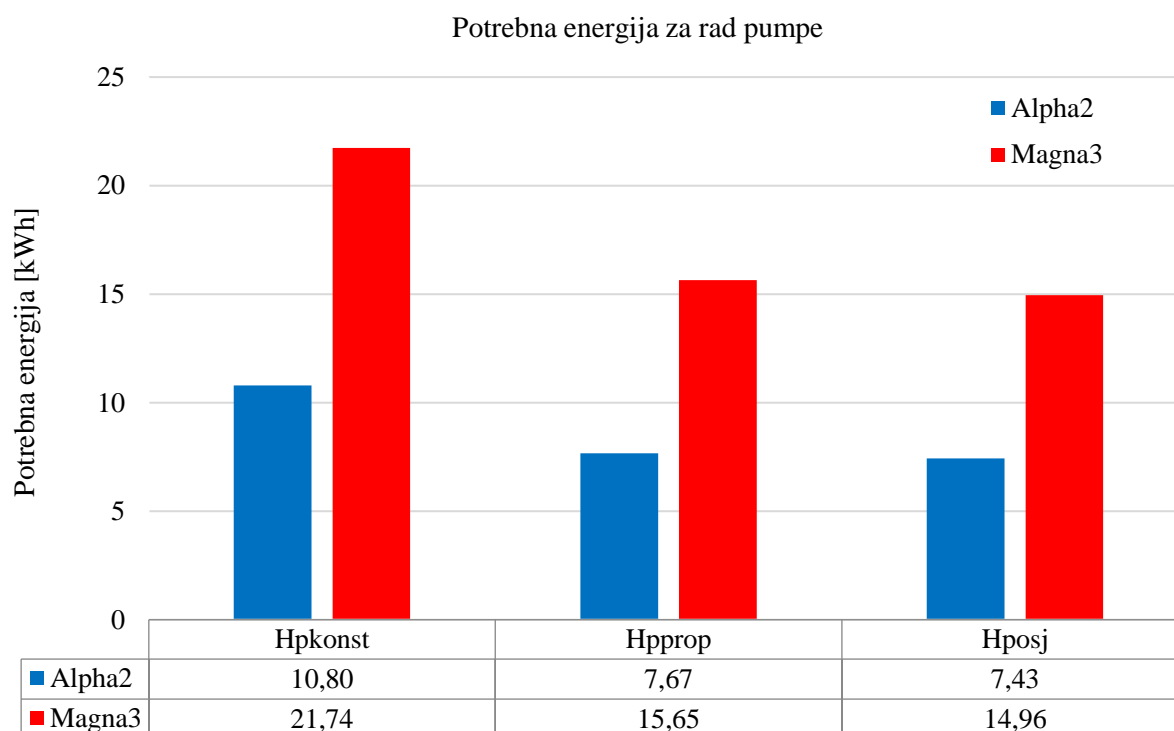
Bolji uvid dobiva se analizom Slike 5.11 na kojoj su prikazani radni sati pumpe u ovisnosti o omjeru visine dizanja pumpe i projektne visine dizanja pumpe. Pri regulaciji pumpe prema vanjskom osjetniku na kritičnoj vertikali visina dizanja pumpe u velikom broju radnih sati je bliska minimalnoj visini dizanja H_{P0} . Prvi razlog je taj što je većina radnih sati pumpe pri niskim protocima sustava, a drugi razlog je polegnutost krivulje upravljanja pumpe. Pri upravljanju proporcionalnom visine dobave pumpe povećao se broj radnih sati pri većim visinama dizanja u odnosu na upravljanje prema vanjskom osjetniku na kritičnoj vertikali.

Na Slici 5.12 prikazane su ovisnosti snaga analiziranih pumpi u ovisnosti o protoku za sve radne točke pumpe u sezoni grijanja. Očito je da predimenzionirana pumpa *Magna3* radi s većim ulaznim snagama u odnosu na pumpu *Alpha2*, odnosno, budući da su im radne točke identične, pumpa radi s nižom učinkovitošću. Značajnije razlike u ulaznoj snazi pumpe *Alpha2* između proporcionalnog upravljanja i upravljanja prema vanjskom osjetniku na kritičnoj vertikali pokazuju se tek pri protocima višim od 40% projektnog protoka. Kod pumpe *Magna3* razlike se mogu uočiti pri protocima višim od 20% projektnog protoka. Kod obje pumpe veće su razlike u ulaznoj snazi između upravljanja pri konstantnoj razlici tlaka i proporcionalnog upravljanja nego između proporcionalnog upravljanja i upravljanja prema vanjskom osjetniku.



Slika 5.12 Ovisnost snage analiziranih pumpi u ovisnosti o protoku

Ukupna potrebna energija za rad pumpe u sezoni grijanja prikazana je na Slici 5.13. Predimenzioniranoj pumpi potrebno je otprilike dvostruko veća energija na sezonskoj razini te je takvo rješenje na primjeru ovakvog sustava neekonomično i neefikasno. Zanimljivo je primijetiti i malu razliku u potrebnoj energiji između proporcionalnog upravljanja i upravljanja prema vanjskom osjetniku na kritičnoj vertikali. Razlog je velik broj radnih sati pumpe pri niskim protocima. Analizom Slike 5.12 već je utvrđeno da su pri niskim protocima razlike u ulaznoj snazi pumpe između navedenih načina upravljanja male.



Slika 5.13 Ukupna energija potrebna za rad pumpe u sezoni grijanja

Numeričkom analizom većeg broja sustava dobio bi se bolji uvid u utjecaj pojedinih parametara na izlazne rezultate. Nastavno na ovaj rad, u budućim istraživanjima potrebno je analizirati slične sustave kako bi se potvrdili rezultati dobiveni u ovome radu, ali i različite sustave kako bi se dobio bolji uvid u ponašanje hidraulike sustava. Ispitivanjem sustava s velikim brojem ogrjevnih tijela na vertikali detaljnije bi se analizirao utjecaj autoriteta ventila na odstupanje protoka kada su ventili u paralelnom spoju. Poboljšanje modela moguće je uvođenjem dinamike u numeričku analizu. Zbog odstupanja protoka sustava od potrebnog ogrjevnog tijela predala su veću energiju u analiziranom satu od potrebne. Povezivanjem modela hidraulike sustava s modelom građevine otvara se mogućnost korekcije potrebne toplinske energije za grijanje u svakom satu uzimajući u obzir višak predane energije.

6 ZAKLJUČAK

U diplomskom radu uspješno je razvijen numerički model za hidrauličku analizu rada sustava radijatorskog toplovodnog dvocijevnog grijanja. Matematički model sustava sadrži sve osnovne komponente: generator topline, pumpu, cijevni razvod, termostatske regulacijske ventile, automatske balans ventile i ogrjevna tijela. Analiza je provedena na satnoj razini za sve sate u sezoni grijanja. Kao ulazni podaci u numeričkoj analizi korištena su satna toplinska opterećenja prostorija na petom katu južne zgrade FSB-a. Proračun je proveden za tri različita režima upravljanja cirkulacijskom pumpom: upravljanje s konstantnom visinom dizanja, upravljanje s proporcionalnom visinom dizanja i upravljanje s visinom dizanja reguliranoj na kritičnoj vertikali. Na temelju rezultata analizirani slijedeći parametri: protoci vode i odstupanja protoka na razini sustava i na razini ogrjevnih tijela, radne točke pumpe, potrošnja energije pumpe za različito dimenzionirane pumpe.

Izrada matematičkog modela predstavljala je najveći izazov prilikom izrade diplomskog rada. Iako jednadžbe koje se analiziraju nisu suviše kompleksne, velik broj elemenata sustava i velik broj iteracija koji je potreban za konvergenciju prema rješenju s zadovoljavajućom točnošću onemogućuju proračun pomoću više *for* petlji. U takvim petljama se *Hardy - Cross* metodom, za svaku iteraciju, u svakom satu u sezoni grijanja, računa protok u pojedinim dionicama. Rješenje ovog problema je primjena *element wise* proračuna koji omogućuje računanje protoka pojedinih dionica za cijelu sezonu grijanja u jednoj operaciji, čime se proračunsko vrijeme skratilo s desetak sati na oko jedne minute.

Rezultati dobiveni u radu specifični su za model sustava grijanja i ulazne podatke za koje su analizirani. Protoci kroz sustav su relativno niski u većini radnih sati iz dva razloga: model ogrjevnih tijela je takav da već pri 30% nazivnog protoka predaju više od polovice projektnog toplinskog učinka te su podaci o satnoj potrebnoj energiji za grijanje uzeti za prostorije koje se nalaze na jugu i na sjeveru zgrade čime se maksimumi potrebne energije za grijanje postižu se u različitim satima ovisno o orijentaciji prostorije.

Pri analizi rezultata protoka kroz pojedina ogrjevna tijela potvrđene su teze iznesene o autoritetu ventila. Regulacijski ventili s nižim autoritetom najveće odstupanje protoka od idealne karakteristike postižu pri nižim otvaranjima ventila u odnosu na ventile s višim autoritetom. Niži autoritet ventila također uzrokuje veće prosječne gubitke sustava. Analitički izrazi izvedeni za autoritet ventila se ne mogu primijeniti u analizi rezultata zato što oni ne

vrijede za slučaj više regulacijskih ventila u paralelnom spoju. Tada protok kroz pojedine dionice ovisi o otvorenosti i autoritetima paralelno spojenih ventila.

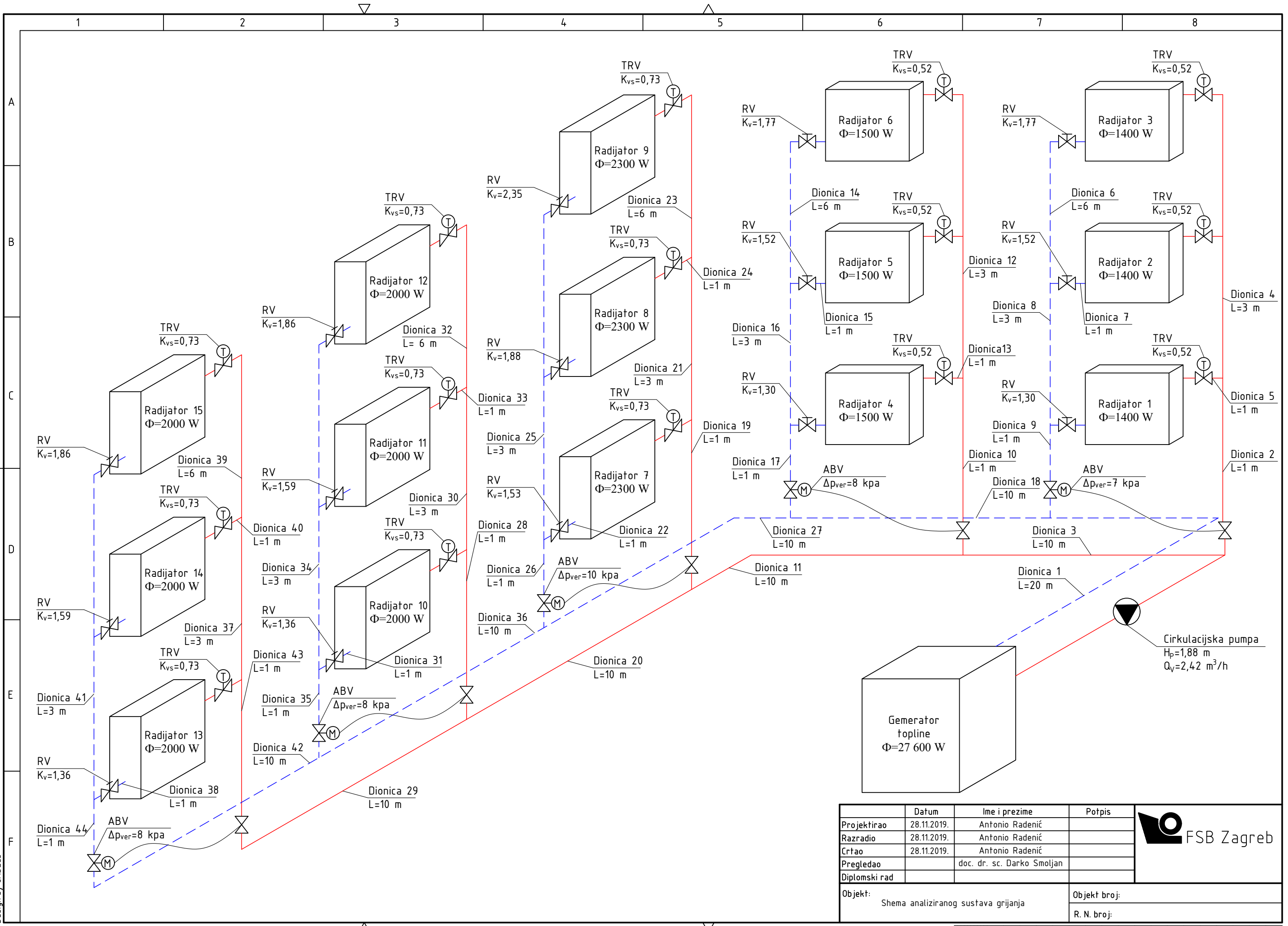
Analizom radnih točki pumpe potvrđene su pretpostavke o učinkovitosti načina upravljanja pumpom. Razlika potrebne energije za rad cirkulacijske pumpe između proporcionalnog upravljanja i upravljanja prema vanjskom osjetniku na kritičnoj vertikali je relativno mala zbog velikog broja radnih sati pumpe pri niskim protocima. Predimenzioniranoj pumpi potrebno je otprilike dvostruko veća energija na sezonskoj razini te je takvo rješenje na primjeru ovakvog sustava neekonomično i neefikasno.

LITERATURA

- [1] D. Brozović i A. Kovačec, Hrvatska enciklopedija, Zagreb: Leksikografski zavod Miroslav Krleža, 2009.
- [2] Danfoss, *Tehnička dokumentacija, Automatski balans ventili*, 2011.
- [3] Danfoss, *Tehnička dokumentacija, Stalnotlačni ventili*, 2019.
- [4] R. Jauschowitz, *HERZ – Sustavi toplovodnog grijanja, Hidraulika*, Beč: Herz Armaturen Ges.m.b.H., 2004.
- [5] Danfoss, *Tehnička dokumentacija, Termostatski radijatorski ventili*, 2003.
- [6] I. Balen, *Podloge za predavanja iz kolegija Grijanje*, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2017.
- [7] L. Zhang, J. Xia, J. E. Thorsen, O. Gudmundsson, H. Li i S. Svendsen, »Method for achieving hydraulic balance in typical Chinese building heating systems by managing differential pressure and flow,« *Building Simulation*, pp. 51-63, Veljača 2017.
- [8] V. Pyrkov, *Hydraulic regulation of heating and cooling systems. Theory and Practice*, Poznan: Systherm Serwis, 2007.
- [9] I. J. Karassik, J. P. Messina, P. Cooper i C. C. Heald, *Pump Handbook*, New York: McGraw-Hill, 2008.
- [10] M. Volk, *Pump Characteristics and Applications*, Boca Raton: CRC Press, 2005.
- [11] Ž. Tuković, *Podloge za predavanja iz kolegija Osnove turbostrojeva*, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2017.
- [12] European Commission, *EC No 641/2009*, Official Journal of the European Union, 2012.
- [13] N. Bađun, *Hibridno hlađenje zgrade FSB-a korištenjem prirodne ventilacije i mehaničkog hlađenja*, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2018.
- [14] Grundfos, *Tehnička dokumentacija*, 2019.
- [15] M. Šavar, *Hidrodinamika cijevnih mreža*, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2005.

PRILOZI

- I. CD-R disk
- II. Shematski prikaz analiziranog sustava



	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	28.11.2019.	Antonio Radenić	
Razradio	28.11.2019.	Antonio Radenić	
Crtao	28.11.2019.	Antonio Radenić	
Pregledao		doc. dr. sc. Darko Smoljan	
Diplomski rad			
Objekt:	Shema analiziranog sustava grijanja		Objekt broj:
			R. N. broj:



Design by CADlab

