

Analiza pogonske funkcionalnosti i potrošnje električne energije centrifugalnih pumpi u termoenergetskom postrojenju

Košutić, Mario

Undergraduate thesis / Završni rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University North / Sveučilište Sjever**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:122:707315>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-10**



Repository / Repozitorij:

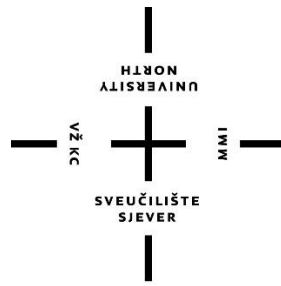
[University North Digital Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI



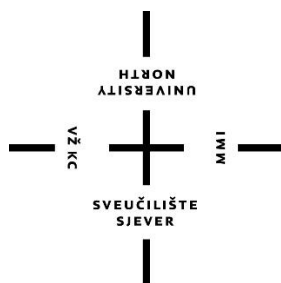
**Sveučilište
Sjever**

Završni rad br. 374/EL/2016

**ANALIZA POGONSKE FUNKCIONALNOSTI POTROŠNJE
ELEKTRIČNE ENERGIJE CENTRIFUGALNIH PUMPI U
TERMOENERGETSKOM POSTROJENJU**

Mario Košutić, 5028/601

Varaždin, ožujak 2019



Sveučilište Sjever

Odjel za elektrotehniku

Završni rad br. 374/EL/2016

ANALIZA POGONSKE FUNKCIONALNOSTI I POTROŠNJE ELEKTRIČNE ENERGIJE CENTRIFUGALNIH PUMPI U TERMOENERGETSKOM POSTROJENJU

Student

Mario Košutić, 5028/601

Mentor

Ante Čikić, izv.prof.dr.sc

Varaždin, ožujak 2019. godine

Sveučilište Sjever
Sveučilišni centar Varaždin
104. brigade 3, HR-42000 Varaždin

H I S T O R I J A
U N I V E R Z I T E T A

Prijava završnog rada

Definiranje teme završnog rada i povjerenstva

ODJEL	Odjel za elektrotehniku		
PRISTUPNIK	MARIO KOŠUTIĆ	MATIČNI BROJ	5028/601
DATUM	07. 06. 2016.	KOLEGIJ	OSNOVE STROJEVA I UREĐAJA
NASLOV RADA	ANALIZA POGONSKE FUNKCIONALNOSTI I POTROŠNJE ELEKTRIČNE ENERGIJE CENTRIFUGALNIH PUMPI U TERMOENERGETSKOM POSTROJENJU		
NASLOV RADA NA ENGL. JEZIKU	ANALYSIS OF THE DRIVE FUNCTIONALITY AND POWER CONSUMPTION OF CENTRIFUGAL PUMPS IN THERMAL POWER PLANTS		
MENTOR	ANTE ČIKIĆ	ZVANJE	Izv.prof.dr.sc.
ČLANOVI POVJERENSTVA	1. Ivan Šumiga, v.pred. 2. Božidar Hršak, v.pred. 3. Izv.prof.dr.sc. Ante Čikić 4. _____ 5. _____		

Zadatak završnog rada

BROJ	374/EL/2016
OPIS	<p>Iz kogeneracijskog postrojenja sekundarna toplinska energija koristi se za grijanje stambeno – poslovnih objekata gradskog naselja. Cirkulacija tople vode 90/70°C između izmjenjivačke stanice kogeneracijskog postrojenja i izmjenjivačkih stanica potrošača toplinske energije provodi se pomoću tri centrifugalne pumpe svaka maksimalne snage elektromotora 35 kW. Uslijed različitog toplinskog toka, varijabilne polazne temperature i očekivane razlike temperature • 15 °C ogrjevnog medija, promjenjivom brzinom strujanja tople vode utječe se na hidrodinamičke karakteristike i potrošnju električne energije pumpnih agregata. Ovisno o transportiranoj količini toplinske energije, brzina ogrjevnog medija kroz glavni cjevovod NO200 kreće se od $w = 0,7$ m/s do $w = 2,5$ m/s. Pri tomu, protočna količina tople vode iznosi 80 – 280 m³/h, a ukupni otpori sustava 1,5 – 5,6 bar. Potrebno je:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Procijeniti dinamičku potrošnju toplinske energije tijekom 365 dana u godini za kontinentalno klimatsko područje te sve navedeno numerički i grafički prikazati. - Utvrditi način rada i pogonsku funkcionalnost centrifugalnih pumpi tijekom godine. - Utvrditi dinamiku potrošnje tijekom godine te ukupnu potrošnju električne energije svakog i svih pumpnih agregata. - Analizirati najpovoljniji automatizirani način rada centrifugalnih pumpi s najpovoljnijim stupnjem djelovanja. - Prikazati najpovoljniji način rada centrifugalnih pumpi. <p>Uz analitičke i pisane sadržaje, grafički (crteži, slike, tablice, dijagrami,...) ilustrirati rezultate razmatranja i prikazati ih prepoznatljivo stručnoj praksi. Dati odgovarajuće analize, komentar i zaključak. Ostale fizikalne parametre, tehničke karakteristike i podatke koristiti iz stručne prakse i literature.</p>

ZADATAK URUČEN

13.06.2016

POTPIS MENTORA



Predgovor:

Zahvaljujem se svom mentoru izv. prof. dr. sc. Anti Čikiću na potpori, strpljenju i susretljivosti prilikom izrade rada. Zahvaljujem se tvrtki Vartop d.o.o. iz Varaždina na ukazanoj pomoći, te svima koji su mi nesebično pomagali prilikom izrade mog završnog rada, te u mom školovanju.

SAŽETAK

Centrifugalne pumpe u kogeneracijskom postrojenju imaju zadatak transportirati toplu vodu od kogeneracijskog postrojenja do krajnjih potrošača. Pošto se potrebe potrošača za toplom vodom mijenjaju na dnevnoj razini, potrebno je uskladiti rad crpki za optimalan tlak i protok sustava, te za smanjenje gubitaka energije.

U ovom radu je utvrđena potreba za toplinskom energijom, te način rada centrifugalnih pumpi tokom godine. Analizirani su načini rada centrifugalnih pumpi i odabran je način rada s najpovoljnijim stupnjem djelovanja.

Rad je koncipiran u više cjelina. U uvodnoj cjelini je objašnjena povijest pumpi, te prednosti kogeneracije i trigeneracije. U drugom djelu je proračunata potreba za toplinskom energijom stambeno-poslovnog kompleksa gradskog naselja. U trećem djelu rada je opisan način rada centrifugalnih pumpi i od kojih se dijelova sastoje. U četvrtoj cjelini su analizirani načini regulacije rada sustava, te je odabran najpovoljniji način rada.

Ključne riječi: centrifugalna pumpa, regulacija rada centrifugalnih pumpi, najpovoljniji stupanj djelovanja.

Popis stranica

1. Uvod.....	1
1.1 Trigeneracija.....	2
1.2. Povijest crpki.....	2
2. Toplinsko opterećenje	4
2.1 Meteorološki podaci.....	4
2.2. Toplinski gubici.....	5
2.3 Transmisijski toplinski gubici.....	6
2.3.1 Transmisijski toplinski gubici u prizemlju zgrade.....	7
2.3.2 Transmisijski toplinski gubici u međukatovima zgrade.....	8
2.3.3 Transmisijski toplinski gubici u potkrovlju zgrade.....	9
2.3.4 Ukupni transmisijski gubici.....	9
2.4. Ventilacijski toplinski gubici.....	9
2.5 Ukupni gubici.....	10
2.6.Potrošnja tople vode (PTV).....	11
2.7. Procjena potrošnje toplinske energije.....	12
3.Centrifugalne pumpe.....	14
3.1 Rotor.....	16
3.2 Kavitacija.....	19
3.3 Pogon pumpe.....	19
3.4 Snaga potrebna za pogon pumpe.....	20
3.5 Paralelni rad crpki.....	23
3.6 Pogonska funkcija centrifugalnih crpki.....	25

4.Regulacija rada centrifugalnih crpki.....	26
4.1 Regulacija protoka prigušnim ventilom.....	28
4.2 Promjena brzine vrtnje asinkronog motora dodavanjem otpora u krug rotora.....	29
4.3 Regulacija brzine vrtnje promjenom polova.....	30
4.4 Promjena brzine vrtnje promjenom frekvencije.....	31
4.5 Frekvencijski pretvarač.....	32
4.6 Princip regulacije tlaka.....	33
4.7 Izvedba regulacije tlaka.....	35
4.8 Najpovoljniji način rada centrifugalnih pumpi.....	38
5.0 Zaključak.....	39
6.0 Literatura.....	40
7.0 Popis slika.....	41
8.0 Popis tablica.....	42
9.0 Popis grafova.....	42
10.0 Popis oznaka.....	43

1. Uvod

U kogeneracijskom postrojenju se istovremeno proizvodi električna i korisna toplinska energija u istom procesu. Otpadna toplina koja nastaje prilikom proizvodnje električne energije u termoenergetskim postrojenjem, koristi se za grijanje građevina, naselja ili u drugim tehnološkim procesima. Ta toplinska energija do potrošača se transportira u obliku pare, vrele vode ili zagrijanog zraka.

U procesu klasične proizvodnje električne energije, otpadna energija se ispušta u okoliš. Ta otpadna energija pojavljuje se u obliku toplinske energije, a u kogeneracijskom procesu se ta toplinska energija iskorištava, te se korisnost sustava drastično poveća u odnosu na elektrane koje služe samo za proizvodnju električne energije ili sustave koji proizvode samo paru i vrelu vodu .



Slika 1.1: Prednost kogeneracije pred odvojenom proizvodnjom električne energije

Kogeneracija se počela koristiti ubrzo nakon pojave prvih uređaja za proizvodnju električne energije. Tada se energija uglavnom koristila lokalno, za potrebe tvornice i postrojenja , pošto

nisu postojale mreže za širu upotrebu. Kako su se razvijali gradovi, sve više kogeneracijskih postrojenja pojavljivalo se u stambenim četvrtima. Zbog velike efikasnosti sustava, taj trend nastavlja se i danas.

Kogeneracijsko postrojenje je efikasnije ako je potrošač toplinske energije bliže mjestu proizvodnje, jer gubici topline na velikim udaljenostima potrošača osjetno rastu. Da bi se izbjegli veći gubici toplinske energije treba dobro izolirati cijevi, što je skupo i otežava pronalazak kvara kod curenja ili puknuća.

Ovisno o stanju i potražnji tržišta kogeneracijska postrojenja se mogu projektirati da rade s obzirom na potražnju za toplinskom energijom ili da radi kao elektrana čiji se toplinski gubici korisno upotrebljavaju. Izbor tehnologije za upotrebu i skladištenje goriva za kogeneracijsko postrojenje ovisi o raspoloživosti i cijeni goriva. Kao gorivo u kogeneracijskim postrojenjima može se koristiti biomasa, drvena građa, nafta, prirodni plin ili u slučaju gorivih ćelija vodik.

Ako je proizvodnja električne energije na nekom području veća nego se proizvodi, isplativije je proizvedenu električnu energiju predati u mrežu, a u slučaju manjka električnu energiju preuzeti iz mreže.

1.1 Trigeneracija

Kod trigeneracije se toplinska energija osim za grijanje koristi i za hlađenje. Da bi to postigli u kogeneraciju treba dodati apsorpcijski hladnjak koji koristi toplinu vrele vode da bi rashladna tekućina počela isparavati i hladiti. Tako se stupanj iskoristivosti kogeneracijskog pogona podiže i do 50%. Prednost trigeneracije najviše dolazi do izražaja u ljetnim mjesecima, kad nema potrebe za grijanjem i vrela voda se koristi samo za zagrijavanje potrošne tople vode. U trigeneraciji se ostatak vrele vode tada koristi za hlađenje, te se na taj način povećava broj radnih sati postrojenja.

1.2 povijest crpki

Prve crpke su vjerojatno nastale u Mezopotamiji i starom Egiptu za potrebe navodnjavanja. Kotači s vjedorima ili tzv. Norie bili su prvi oblici jednostavnih naprava za podizanje vode s niže na višu razinu. Pokretane su ljudskom ili životinjskom snagom ili snagom vodotoka.

Kao najstarije rješenje crpke često se spominje Arhimedov vijak iz III. st. pr.Kr. Osnovni element crpke primjenjuje se i danas u različitim konstrukcijama tzv. pužnih crpki. Kineska lančana crpka s pravokutnim pločicama sastoji se od beskonačnog lanca na koji su pričvršćene pravokutne pločice koje zadržavaju vodu, zemlju ili pijesak. Dobavna visina takve crpke je do pet metara ovisno o tome koliko dobro su pločice prilagođene podlozi po kojoj kližu i koliko je cijela konstrukcija robusna. Pošto se je konstrukcija crpke naglo proširila Kinom teško je bilo odrediti njenog autora. Prema nekim povijesnim pisanim tragovima izumljena je negdje oko I. stoljeća pr.Kr.

Prva uspješna crpka na parni pogon bila je ona Engleza Tomasa Savery-a iz 1698. godine, koja je korištena za crpljenje vode iz rudarskih bušotina. Crpka je vodu tlačila tlakom pare. Sam autor je naveo da njegov stroj s lakoćom diže vodu iz bušotine na 18, 20 pa i do 24m. Zbog tada slabih konstrukcija posuda pod tlakom (bojlera) ove su visine dobave bile najveće uz učestale eksplozije zbog prevelikog tlaka. Podtlak proizveden Saveryovom crpkom bio je ograničen na 6-7,5m. Može se pretpostaviti koje su poteškoće bile sa spuštanjem crpke u kojoj je gorjela vatra u duboke rudarske bušotine. Izum parnog stroja kao prvog kontinuiranog pogona velike snage bio je početak modernog razvoja crpki. Nakon toga uslijedio je izum električne energije i elektromotora čime su se dimenzije crpki bitno smanjile, a relativno jednostavni transport i dostupnost energije, učinila je jednostavnom primjenu crpki na različitim mjestima.

Oko 2/3 od ukupne električne energije koju potroše elektromotori se odnosi na pumpe i ventilatore. Zato je važno obratiti pažnju na potrošnju električne energije u takvim sustavima. Mnogi elektromotori su predimenzionirani i zastarjeli, pa već i manji zahvati na takvim sustavima uzrokuju uštede električne energije.

Do pojave frekvencijskog pretvarača se nije moglo upravljati brzinom vrtnje motora.

Frekvencijski pretvarači su s ekonomske strane gledano najisplativiji način upravljanja protokom i pritiskom, s toga se sve više pogona odlučuje za ovu vrstu regulacije sustava.

2. Toplinsko opterećenje

Toplinsko opterećenje prostorija u zgradi određuje se postupkom propisanim normom

HRN EN 12 831. Glavna namjena tog proračuna je da odredi toplinske gubitke koji se koriste pri određivanju toplinskog opterećenja zgrade. Kod proračuna toplinskih gubitaka zgrade promatraju se transmisijski gubici, odnosno provođenje topline kroz plohe i ventilacijski gubici, odnosno strujanje zraka.

2.1 Meteorološki podaci

Temperatura zraka okoline zgrade i potrošnja toplinske energije za grijanje prostora zgrade su obrnuto proporcionalne. Koliko je vanjska temperatura niža, toliko je veća potreba za toplinskom energijom i obrnuto. S toga možemo doći do zaključka da je utjecaj dnevne temperature na potražnju za toplom vodom namijenjenoj za zagrijavanje jako velik.

U ljetnim mjesecima svibnju, lipnju, srpnju, kolovozu i rujnu se potražnja za toplom vodom ne mijenja s obzirom na vanjsku temperaturu. U ljetnim mjesecima je temperatura zraka dovoljno visoka da nema potrebe puštati zagrijanu vodu u sustav za grijanje, pa se topla voda iz termoenergetskih postrojenja koristi samo za zagrijavanje potrošne tople vode.

U nastavku su prikazani podaci o temperaturnim tokovima za područje Varaždina

VARAŽDIN													h: 167 φ: 46° 16'58" λ: 16° 21'50" razdoblje: 1991-2010.	
Dnevne vrijednosti po mjesecima														
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	GOD	
θ_{mm} [°C]	0.4	2.2	6.4	11.2	16.2	19.6	21.2	20.5	15.5	10.7	6.0	0.8	10.9	
θ_{msd} [°C]	4.6	5.0	4.3	3.7	3.6	3.7	3.1	3.2	3.2	4.4	4.7	4.6	8.4	
θ_{minmm} [°C]	-14.9	-13.4	-10.5	0.0	5.6	9.4	13.0	10.9	6.5	-1.6	-7.2	-13.4	-14.9	
θ_{maxmm} [°C]	13.1	14.4	16.3	20.0	26.3	28.4	29.0	29.3	26.2	21.8	19.8	13.8	29.3	
θ_{SWmm} [°C]	7.2	9.5	10.2	11.2	12.0	11.6	12.0	12.3	11.0	9.8	7.4	6.4	10.1	
R_{mm} [mm]	1.1	1.2	1.7	2.1	2.0	2.9	3.0	2.8	3.3	2.6	2.4	1.9	2.3	
φ_{mm} [%]	83	75	71	69	68	69	70	73	79	81	84	86	76	

Tablica 2.1. Prosječna temperatura po mjesecima za grad Varaždin

Projektne vrijednosti prema metodologiji iz HRN EN ISO 15927-5		Vrijednosti za projektiranje prema Tehničkom propisu	
N	20	N	20
θ_{2d}^* [°C]	-10.3	$\theta_{\min,ym}$ [°C]	-14.9
θ_{2d}^{**} [°C]	-11.6	$\theta_{\max,ym}$ [°C]	29.3
$\theta_{0.4\%}^*$ [°C]	27.4	θ_w^* [°C]	19.2
θ_w^* [°C]	20.7	θ_d^* [°C]	14.5
θ_d^* [°C]	17.7	$\theta_{SW,ym}$ [°C]	12.5
$\varphi_{p0.4}^*$ [%]	100		
$\varphi_{p99.6}^*$ [%]	43		

Tablica 2.2 Prosječna temperatura po mjesecima za grad Varaždin

Kratice u tablicama meteoroloških parametara

N broj godina podataka

Dnevne vrijednosti po mjesecima

θ_{mm} srednja dnevna temperatura zraka, srednjak po mjesecima

θ_{msd} standardna devijacija srednje dnevne temperature zraka, po mjesecima

$\theta_{\min mm}$ dnevna temperatura zraka, minimum po mjesecima

$\theta_{\max mm}$ dnevna temperatura zraka, maksimum po mjesecima

θ_{SWmm} dnevna amplituda temperature zraka, srednjak po mjesecima

R_{mm} dnevna količina oborine, srednjak po mjesecima

φ_{mm} [%] Srednja dnevna relativna vlažnost, po mjesecima

2.2. Toplinski gubici

Toplinski gubici dijele se na:

- Transmisijski toplinski gubici- provođenje topline kroz plohe prema tlu, okolini i prema okolnim prostorijama s različitim temperaturnim opterećenjem.
- Ventilacijski toplinski gubici- reflektiraju se kao posljedica strujanja zraka kroz neke prostorije zgrade i kroz ovojnicu zgrade.

Ukupni toplinski gubici stambeno-poslovne zgrade iznose:

$$\Phi_{UK} = \Phi_T + \Phi_V$$

2.3 Transmisijski toplinski gubici

$$\Phi_T = H_{Tr} * (\Theta_{int} - \Theta_e)$$

$$H_{Tr} = \sum A * (U + \Delta U_{WB}) * f_k$$

$$\Phi_T = H_{Tr} * (\Theta_{int} - \Theta_e) = \sum A * (U + \Delta U_{WB}) * (\Theta_{int} - \Theta_e) * f_k$$

Gdje su:

Φ_T - transmisijski toplinski gubici [W]

H_{Tr} - koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka [W/K]

A - Površina plohe [m^2]

U – U- vrijednost, koeficijent prolaza topline [W/m^2K]

ΔU_{WB} - dodatak za toplinske mostove

Θ_{int} - Unutarnja projektna temperatura (u prostoriji)[$^{\circ}C$]

Θ_e - Vanjska projektna temperatura (temperatura okoline)[$^{\circ}C$]

f_k - temperaturni korekcijski faktor .

Unutarnja projektna temperatura je $20^{\circ}C$, a vanjska projektna temperatura za kontinentalno područje je $-18^{\circ}C$. Transmisijski toplinski gubici računat će se posebno za prizemlje, posebno za potkrovlje, te posebno za etaže između prizemlja i potkrovlja.

Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj strani zida iznosi $25 W/m^2K$, a na unutarnjoj strani zidova $16 W/m^2K$. Temperaturni korekcijski faktori koji se koriste u proračunima su za izolirane toplinske mostove.

2.3.1 Transmisijski toplinski gubici u prizemlju zgrade

Površine preko kojih stambeno poslovna zgrada u prizemlju gubi toplinu su:

- Pod prema tlu
- Ostakljenja (vrata, prozori)
- Vanjski zid (prema zraku)
- Vanjski zid (prema zemlji)

Ako pretpostavimo da je zgrada veličine 15x20m, ispada da je površina jedne etaže $300m^2$.

Pretpostavimo li da je prosječna veličina stana u zgradi $67.5m^2$, za hodnik, stepenište i lift ostaje $30m^2$. Zgrada ima 10 katova sa prizemljem. Visina prizemlja je 2.9m, podruma 3m, a ostalih katova 2.7m. Podrum sa kotlovnicom se nalazi ispod dijela zgrade, i on je dimenzija 15x7.5m, odnosno $112.5m^2$.

Toplinski gubici		f_k [-]
izravno prema okolini (tj. na vanjski zrak)	za izolirane toplinske mostove	1.00
	za neizolirane toplinske mostove	1.40
	za prozore i vrata	1.00
prema negrijanim prostorijama	za izolirane toplinske mostove	0.80
	za neizolirane toplinske mostove	1.12
prema tlu	za izolirane toplinske mostove	0.30
	za neizolirane toplinske mostove	0.42
preko krova	za izolirane toplinske mostove	0.90
	za neizolirane toplinske mostove	1.26
za ovješeni pod	za izolirane toplinske mostove	0.90
	za neizolirane toplinske mostove	1.26
prema susjednoj zgradi	za izolirane toplinske mostove	0.50
	za neizolirane toplinske mostove	0.70
prema susjednom stanu	za izolirane toplinske mostove	0.30
	za neizolirane toplinske mostove	0.42

Tablica 2.3 Temperaturni korekcijski faktor

Vanjska projektna temperatura $\Theta_e = -18$

Unutarnja projektna temperatura $\Theta_{int} = 20$

Razlika temperatura $\Theta_{int} - \Theta_e = 38$

Građevni dio	f_k [-]	A [m ²]	U [W/m ² K]	A*U*f _k [W/K]
Vanjski zid (prema zraku)	1.00	142	0,35	49.7
Vanjski zid (prema tlu)	0.3	90	0.3	8.1
Prozori/vrata	1.00	62	1.3	80.6
pod	0.3	345	0.4	41.4
Unutarnji zid (prema negrijanom stepeništu)	0.8	43.6	0.35	12.2

Tablica 2.4. koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka za prizemlje

$$H_{Tr} = \sum A \cdot U \cdot f_k = 191.8 \text{ [W/K]}$$

$$\Phi_T = H_{Tr} \cdot (\Theta_{int} - \Theta_e) = 7288.4 \text{ W}$$

2.3.2 Transmisijski toplinski gubici u međukatovima zgrade

Građevni dio	f_k [-]	A [m ²]	U [W/m ² K]	A*U*f _k [W/K]
Vanjski zid (prema zraku)	1.0	143	0.53	50.05
Prozori/ vrata	1.0	46	1.3	59.8
Unutarnji zid (prema stepeništu)	0.8	43.6	0.35	12.2

Tablica 2.5. koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka za međukatove

$$H_{Tr} = \sum A \cdot U \cdot f_k = 122.05 \text{ [W/K]}$$

$$\Phi_T = H_{Tr} \cdot (\Theta_{int} - \Theta_e) = 4637.9 \text{ W}$$

2.3.3 Transmisijski toplinski gubici u potkrovlju zgrade

Građevni dio	f_k [-]	A [m ²]	U [W/m ² K]	A*U*f _k [W/K]
Vanjski zid (prema zraku)	1.0	143	0.35	50.05
Prozori/vrata	1.0	46	1.3	59.8
Unutarnji zid (prema stepeništu)	0.8	43.6	0.35	12.2
Ravni krov	0.9	300	0.4	108

Tablica 2.6. koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka za potkrovlje

$$H_{Tr} = \sum A * U * f_k = 230.05 [W/K]$$

$$\Phi_T = H_{Tr} * (\Theta_{int} - \Theta_e) = 8741.9W$$

2.3.4 Ukupni transmisijski gubici

Ukupni transmisijski toplinski gubici su zbroj transmisijskih gubitaka prizemlja s podrumom, zadnjeg kata s krovom i osam katova između.

$$\Phi_T = 53133.5W$$

2.4. Ventilacijski toplinski gubici

$$\Phi_v = V_z * c_z * \rho_z * (\Theta_{int-ulaz} - \Theta_e) [W]$$

$$V_z = V_p * n_z [m^3/h]$$

Gdje su:

Φ_v - Ventilacijski toplinski gubici [W]

V_z - potrebni volumni protok zraka [m³/h]

c_z - specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK]

p_z - gustoća zraka [kg/m^3]

$\Theta_{\text{int-ulaz}}$ - temperatura ubacivanja zraka u prostor [$^{\circ}\text{C}$]

Θ_e - Vanjska projektna temperatura [$^{\circ}\text{C}$]

V_p - volumen prostora [m^3]

N_z - potreban broj izmjena zraka [h^{-1}]

Parametri p_z i c_z očitaju se iz toplinskih tablica

- c_z - specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK] $c_z = 1010 \text{ J}/\text{kgK}$

- p_z - gustoća zraka [kg/m^3] $p_z = 1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$

Volumen stambeno-poslovne zgrade

$$V_p = 8497.5 \text{ m}^3$$

Broj izmjena zraka za prirodnu ventilaciju

$$N_z = 0,4 \text{ h}^{-1}$$

$$V_z = V_p * n_z = 8497.5 * 0.4 = 3399 \text{ m}^3/\text{h} = 0.944167 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Phi_v = V_z * c_z * \rho_z * (\Theta_{\text{int-ulaz}} - \Theta_e) = 0.944167 * 1010 * 1.2 * (20 + 18) = 43484.6 \text{ W}$$

2.5 Ukupni gubici

Ukupni toplinski gubici za projektnu temperaturu od -18°C su:

$$\Phi_{\text{UK}} = \Phi_T + \Phi_v = 53133.5 + 43484.6 = 96618.1 = 96.6 \text{ KW}$$

Mjesec	Mjesečni prosjek temperature [°C]	Ukupni toplinski gubici [W]
Siječanj	0.4	59627.12
Veljača	2.2	54151.16
Ožujak	6.4	41373.92
Travanj	11.2	25771.35
Svibanj	16.2	0
Lipanj	19.2	0
Srpanj	21.2	0
Kolovoz	20.5	0
Rujan	15.5	13689.9
Listopad	10.7	28292.48
Studen	6.0	42590.8
Prosinac	0.8	58419.24

Tablica 2.7: Toplinski gubici za prosječnu temperaturu po mjesecima

2.6. Potrošna topla voda (PTV)

Prosječni građanin dnevno potroši od 30 do 70 litara tople vode temperature od 40 do 60 stupnjeva. Ona se uglavnom koristi na pranje suđa i osobnu higijenu. Na pripremu potrošne tople vode u kućanstvima u kontinentalnom djelu hrvatske otpada oko 20% ukupne potrošnje toplinske energije, a ostatak od oko 80% se troši na grijanje. U zgradarstvu taj omjer je nešto drugačiji. Pošto kroz kotao za toplu vodu topla voda iz termoenergetskog postrojenja mora konstantno teći da bi potrošna topla voda bila na konstantnoj temperaturi, postotak energije koji se potroši na potrošnu toplu vodu iznosi oko 30% do 35% ukupne godišnje potrošnje toplinske energije. U mjesecima u kojima nema potrebe za grijanjem, potrošna topla voda stvara jedini trošak prema termoenergetskom postrojenju. Količina PTV ostaje gotovo konstantna kroz cijelu godinu, jer ne ovisi mnogo o promjeni temperature. Mijenja se minimalno ovisno o broju dana u mjesecu i malo se smanji u srpnju i kolovozu kad počnu godišnji odmori.

Ako pretpostavimo da u našem slučaju u zgradi živi 130 stanara i svako potroši dnevno 50 litara potrošne tople vode, dobijemo da stanovnici zgrade dnevno potroše 6500 litara tople vode, odnosno 270.83 litre po satu. Naravno potrošnja tople vode ovisi o dobu dana, tako da je tijekom noći potrošnja vode svedena skoro na nulu, a preko dana je povećana.

Voda iz vrelovoda mora imati konstantan protok kroz kotlovnicu da bi se zagrijavala potrošna topla voda za stambeni objekt, neovisno o godišnjem dobu.

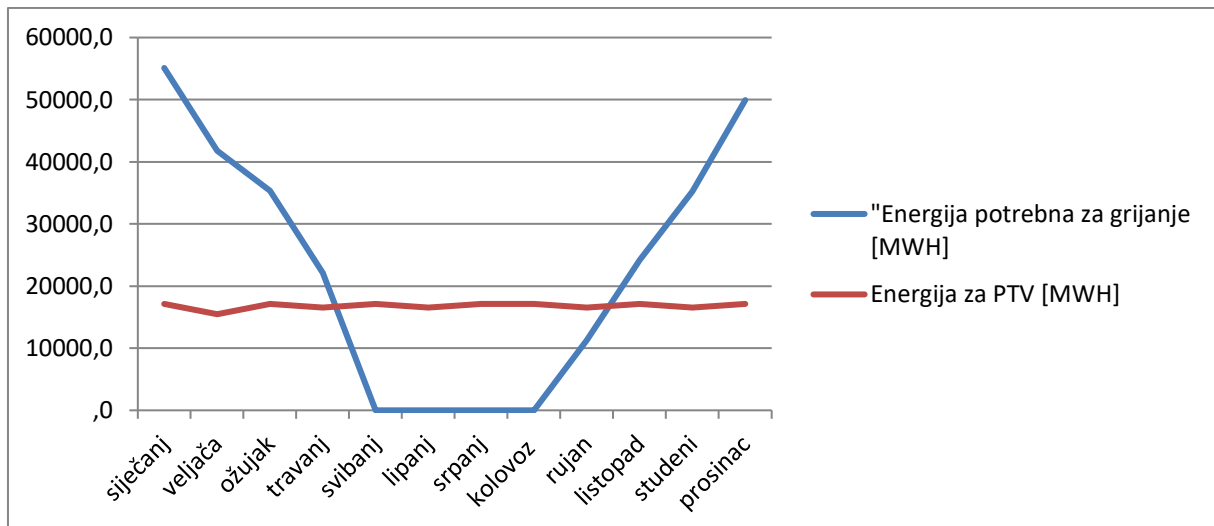
2.7 Procjena potrošnje električne energije

Da bismo zagrijali

$$Q=m*c*(T_2-T_1)$$

Mjesec	PTV		GRIJANJE	
	m ³	Q [kWh]	m ³	Q [kWh]
siječanj	201,5	17127.5	648.31	55106.44
veljača	182	15470	492.27	41813.27
ožujak	201,5	17127.5	416.12	35370.13
travanj	195	16575	260.57	22148.29
svibanj	201,5	17127.5	-	-
lipanj	195	16575	-	-
srpanj	201,5	17127.5	-	-
kolovoz	201,5	17127.5	-	-
rujan	195	16575	133.24	11325.83
listopad	201,5	17125.5	284.55	24186.93
studeni	195	16575	414.54	35235.90
prosinac	201,5	17125.5	587.46	49934.30
Ukupno:	2372,5	201662.5	3237.06	275121.09

Tablica 2.8: Potrošnja toplinske energije za zgradu



Graf 2.1. Prikaz potrošnje toplinske energije za zgradu

Iz formule za volumni protok možemo izračunati koliki nam maksimalni toplinski tok može dati sustav , pa vidimo da kogeneracijsko postrojenje iz zadatka može snabdijevati 38 zgrada s potrošnjom energije kao iz primjera.

$$q_v = \frac{\phi_h * \phi_v}{\rho * c * \Delta\theta}$$

$$\phi = q_v * c * \rho * \Delta\theta$$

$$\phi = 0.0778 * 4.2 * 1000 * 15$$

$$\phi = 4901.4KW$$

Φ toplinski tok [W]

$\Delta\theta$ temperaturna razlika polaznog i povratnog voda [K]

c specifični toplinski kapacitet [KJ/KgK]

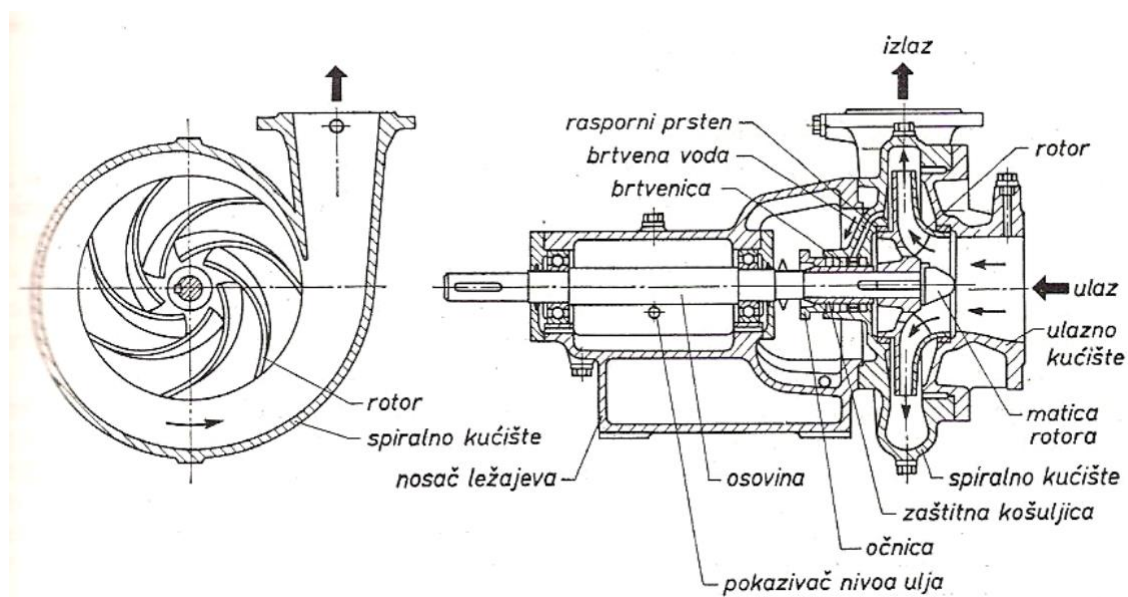
. ρ gustoća vode [Kg/m³]

q_v volumni protok[m³/s]

3. Centrifugalne pumpe

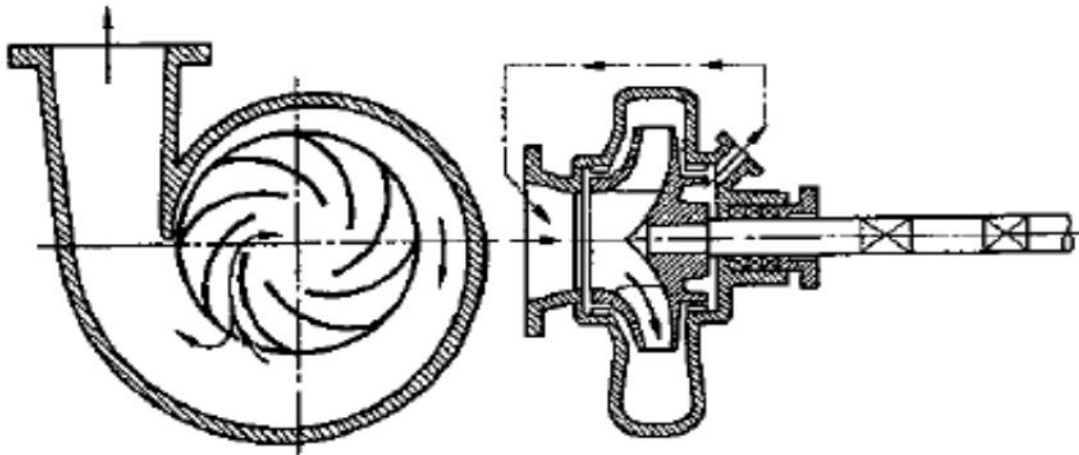
Centrifugalne pumpe služe da bi se povećala brzina i tlak fluida. One su podvrsta rotacijskih pumpi, te su zastupljenije od ostalih vrsta pumpi. Jednostavne su konstrukcije, širokog opsega karakteristika, relativno su jeftine za proizvodnju, robusne i efikasne. Centrifugalne pumpe mogu transportirati fluide bez obzira na njihovu agresivnost, čistoću, temperaturu i viskoznost. Mogu se konstruirati za različite visine dobave i različite količine fluida.

Centrifugalne pumpe se sastoje od rotora i statora. Rotor najčešće pokreće elektromotor koji je preko vratila spojen na kolo sa lopaticama, a stator je zapravo kućište spojeno na ulazni i izlazni cjevovod pumpe.

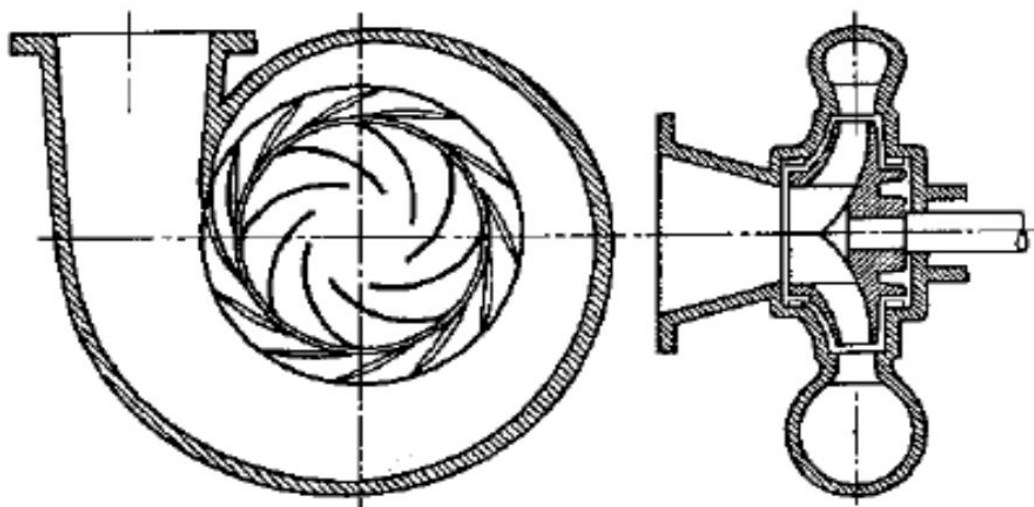


Slika 3.1 Poprječni presjek i popis dijelova centrifugalne pumpe [7]

Kod centrifugalne pumpe postoje dva osnovna tipa kućišta: spiralno kućište i difuzorsko kućište u kojem su ugrađene statorske lopatice.



Slika 3.2 Spiralno kućište[7]



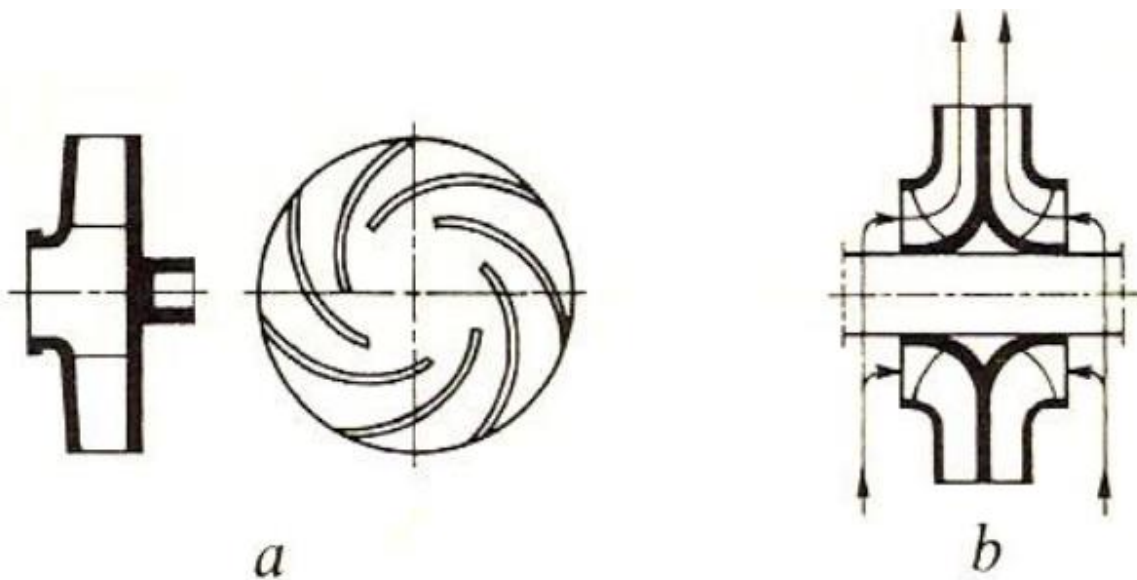
Slika 3.3 Difuzorsko kućište[7]

Centrifugalna pumpa se sastoji od spiralnog kućišta i rotora pričvršćenog na vratilu koji se vrti velikom brzinom. Kada se rotor vrti potiskuje tekućinu koja se nalazi između lopatica, djelovanjem centrifugalne sile tekućina povećava brzinu koja se dobrim dijelom pretvara u tlak. Usisna cijev sisaljke spojena je sa sredinom rotora. Prije početka rada usisna cijev i sisaljka moraju biti ispunjene tekućinom jer ova sisaljka ne može vrtnjom (rotacijom) zraka proizvesti dovoljan vakuum (podtlak) da bi se tekućina mogla podići u usisnoj cijevi do rotora.

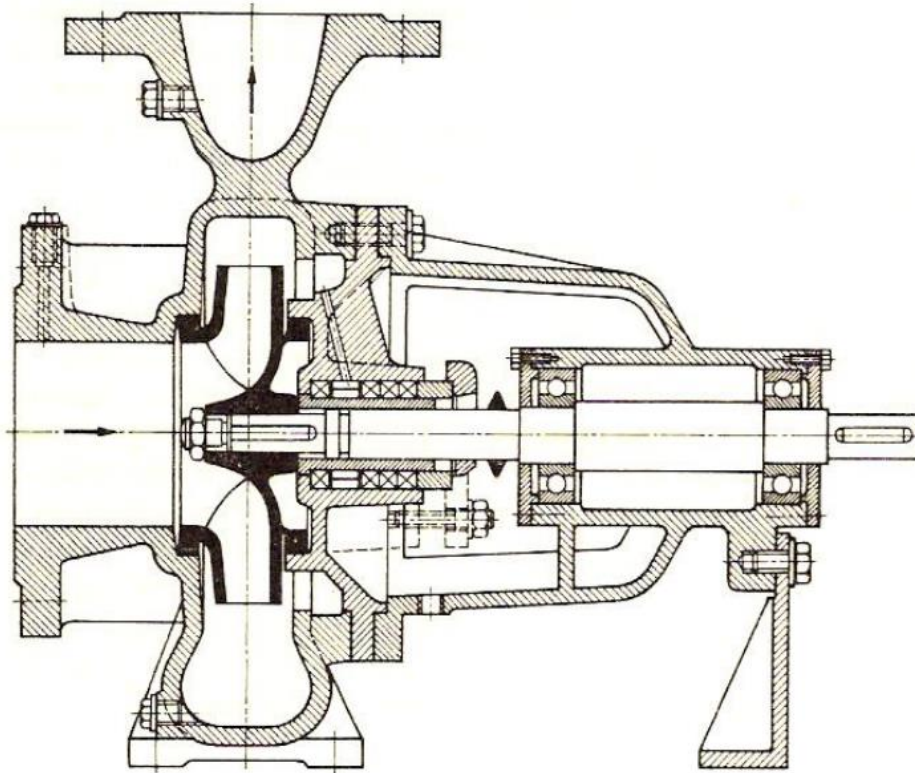
3.1 Rotor

Rotor (radno kolo s lopaticama) kao pomični dio centrifugalnih pumpi, rotacijom povećava kinetičku energiju i tlak kapljevine. Centrifugalne pumpe se s obzirom na strujanje kapljevine dijele na radijalne, dijagonalne i aksijalne.

Radijalne pumpe imaju najšire područje primjene. Upotrebljavaju se u vodoopskrbnim, vodoprivrednim i energetske postrojenjima, u rudarstvu, graditeljstvu, kao cirkulacijske pumpe u rashladnim uređajima i uređajima centralnog grijanja. Obično imaju 1 do 12 stupnjeva.

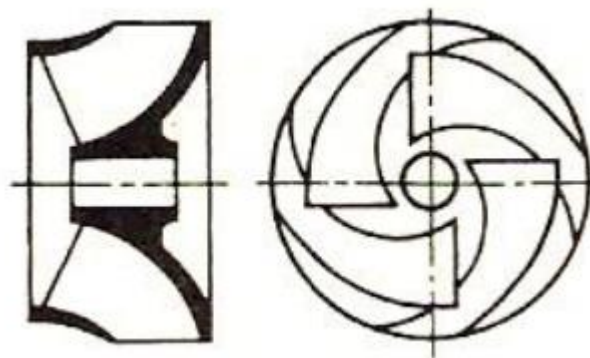


Slika 3.4 a) jednoulazno radijalno radno kolo, b) dvoulazno radijalno radno kolo [7]

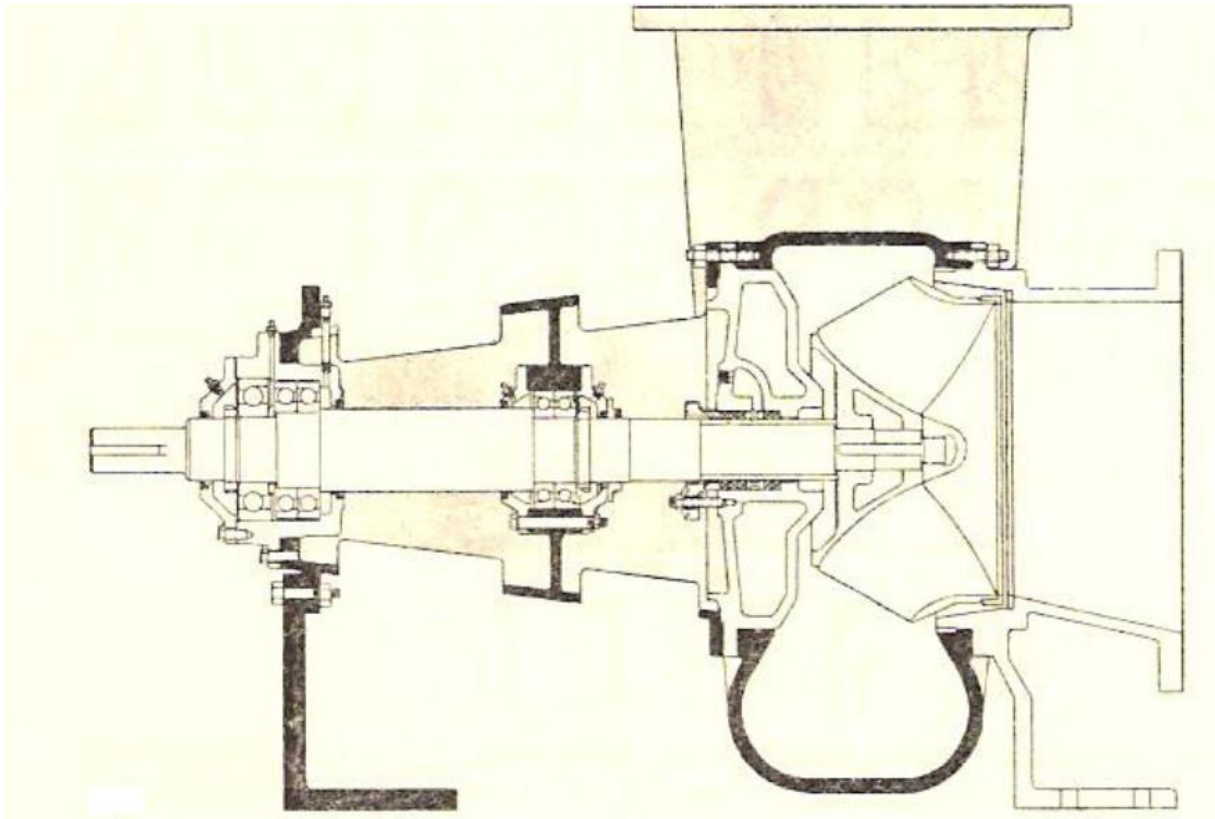


Slika 3.5 radijalna centrifugalna pumpa[7]

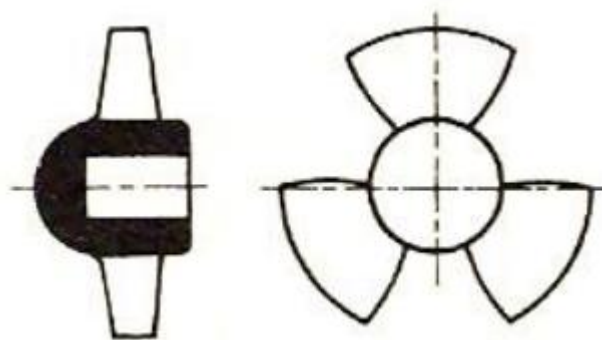
Dijagonalne (poluradijalne, poluaksijalne) pumpe služe kao rashladne pumpe u termoelektranama, kao cirkulacijske pumpe u uređajima centralnog grijanja, ugrađuju se u postrojenja za pročišćavanje voda ...



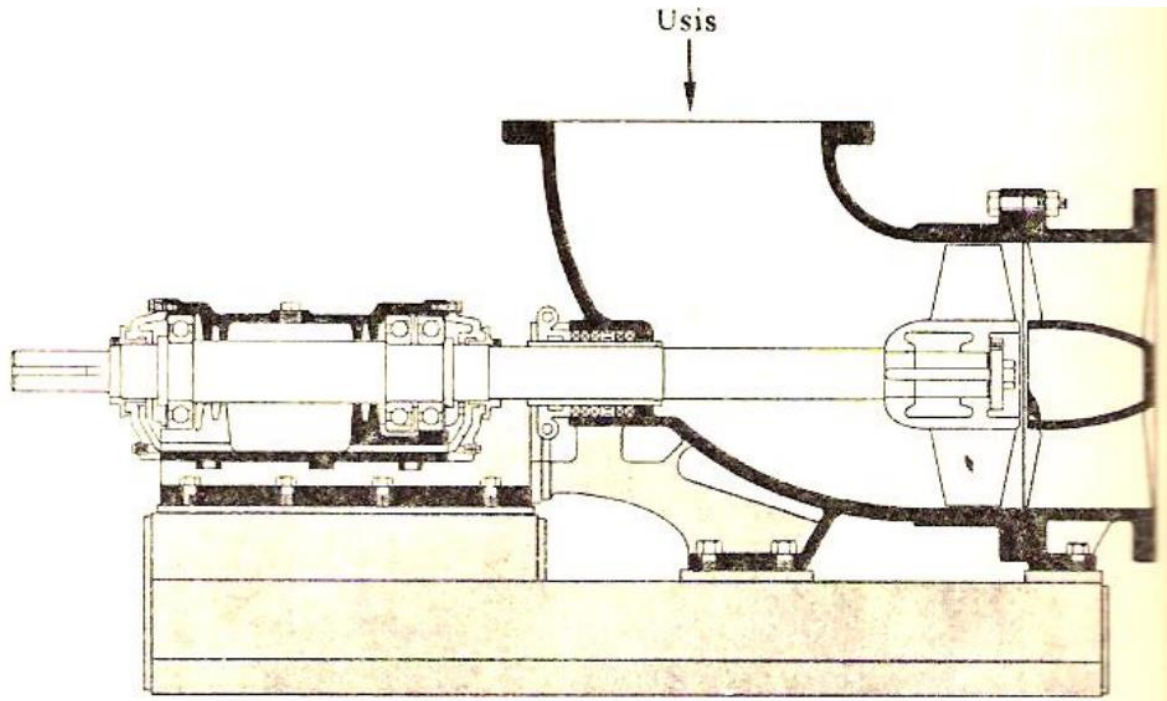
Slika 3.6 Dijagonalno radno kolo[7]



Slika 3.7 Pumpa s dijagonalnim rotorom[7]



Slika 3.8 Aksijalno radno kolo[7]



Slika 3.9 Pumpa s aksijalnim rotorom[7]

3.2 Kavitacija

Kavitacija se pojavljuje kada u neku točku sustava centrifugalne pumpe kroz koju protječe fluid minimalni apsolutni tlak padne na vrijednost tlaka isparavanja fluida. U toj točki zbog isparavanja nastaju mjehurići zraka koji se sudaraju sa pokretnim i nepokretnim dijelovima pumpe, te oštećuju stjenke cijevi i lopatica pumpe. Kavitacija se u zatvorenim sustavima rješava tako što se sav zrak izuzme iz sustava i smanjenim brojem okretaja pumpe.

3.3 Pogon pumpe

Motor koji pogoni centrifugalnu pumpu priključuje se direktno spojkom ili preko reduktora na vratilo rotora. Za pogon centrifugalnih pumpi najčešće se koriste izmjenični elektromotori. Za snage do 1.5 kW se koriste jednofazni asinkroni motori, a za veće snage trofazni asinkroni motori. Pumpe koje su stalno ili povremeno potopljene u neku tekućinu koriste elektromotore zatvorene izvedbe s odgovarajućim IP standardom koji je prepisan europskom normom EN 60034-5. Takvim kućištem se sprječava prodor tekućine i krutih tvari u motor.

Parne turbine se ponekad upotrebljavaju za pogon pumpi u energetske postrojenjima, a motori s unutarnjim izgaranjem se primjenjuju za pogon manjih prijenosnih pumpi, pa su pogodni za uporabu na mjestima gdje nema pristupa električnoj energiji.

3.4 Snaga potrebna za pogon pumpe

Snaga potrebna za pogon pumpe ovisi o količini dobave, visini dizanja i o specifičnoj gustoći tekućine. Kod izbora motora treba uzeti u obzir i stupanj korisnog djelovanja motora.

$$P = \frac{g * \rho * Q * H}{1000 * \eta_p}$$

Snaga elektromotora računa se prema formuli

$$P = \frac{g * \rho * Q * H}{1000 * \eta_p * \eta_M}$$

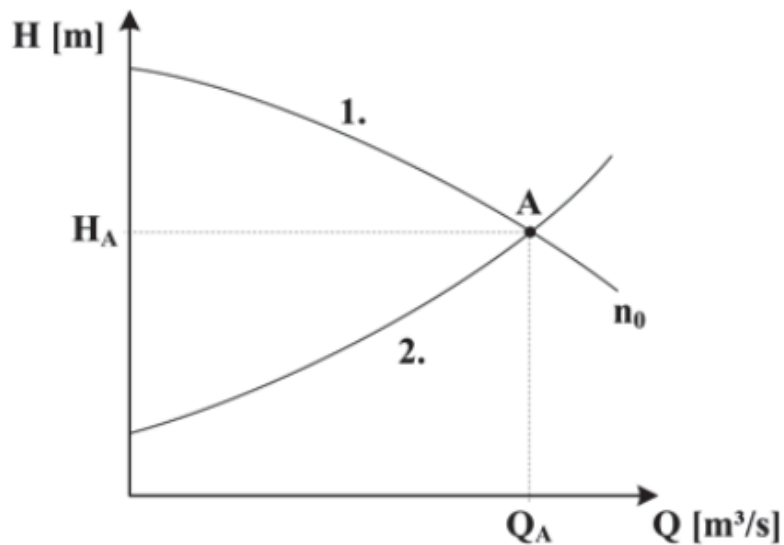
Gdje su:

P	-snaga elektromotora [W]
H	-visina dobave [m]
Q	-protok [m ³ /h]
g	- gravitacija (za Zemlju iznosi 9.81)
η_p	- efikasnost pumpe
η_M	- efikasnost motora

Centrifugalne pumpe mogu raditi u širokom području protoka i za svaki protok daju različite visine dobave. Ovisnost protoka o visini dobave prikazuje se Q-H karakteristikom.

Podaci za pumpu daju se najčešće za jednu radnu točku. Rad pumpe ne ovisi samo o pumpi nego i o karakteristikci cjevovoda na koji je pumpa priključena. Kad u H-Q dijagramu prikažemo krivulju pumpe i krivulju cjevovoda, sjecište tih dviju krivulja prikazuje radnu točku pumpe što je prikazano na slici 3.10. brojem 1. označena je karakteristika crpke, brojem

2. označena je karakteristika cjevovoda, no označava brzinu vrtnje crpke, a točka A u sjecištu dviju krivulja označava radnu točku crpke.



Slika 3.10 H-Q karakteristika crpke i cjevovoda [10]

Pošto se stambeno poslovni kompleks sastoji od zgrada visine oko 30 metara, jako je bitna visina dobave koju pumpa može postići. Na visinu zgrade moramo još uračunati razlike u nivoima terena koje u ravničarskom kraju do 10 metara, te gubitke u cjevovodnoj mreži koji su oko 20 do 25%, pa tako dobivamo minimalnu visinu dobave pumpi od 50 metara.

Visina dizanja pokazuje visinu stupca vode koji crpka može ostvariti

$$H = \frac{\sum(l \cdot R + Z)}{\rho \cdot g}$$

ρ gustoća vode [Kg/m³]

Z lokalni otpor cjevovoda [Pa]

g gravitacija [m/s²]

R pad tlaka po dužnom metru cijevi [Pa/m]

l duljina cijevi [m]

H visina dizanja [m]

Da bi mogli izračunati visinu dizanja treba znati koliki je pad tlaka po dužnom metru cijevi

$$R = \frac{\lambda}{d} * \frac{\rho w^2}{2}$$

Brzina strujanja fluida utječe na pad tlaka u cijevi

$$w = \frac{4 * q_v}{D^2 * \pi} = \frac{q_v}{A}$$

Brzina strujanja kod protoka 0.0222 m³/s

$$w = \frac{4 * 0.0222}{0.2^2 * \pi} = 0.709 \text{ m / s}$$

Brzina strujanja kod protoka 0.0778 m³/s

$$w = \frac{4 * 0.0778}{0.2^2 * \pi} = 2.476 \text{ m / s}$$

Izračun pada tlaka po dužnom metru cijevi za brzine 2.5 m/s i 0.7 m/s

$$R_1 = \frac{0.045}{0.2} * \frac{1000 * 2.5^2}{2} = 703.13 \text{ Pa / m}$$

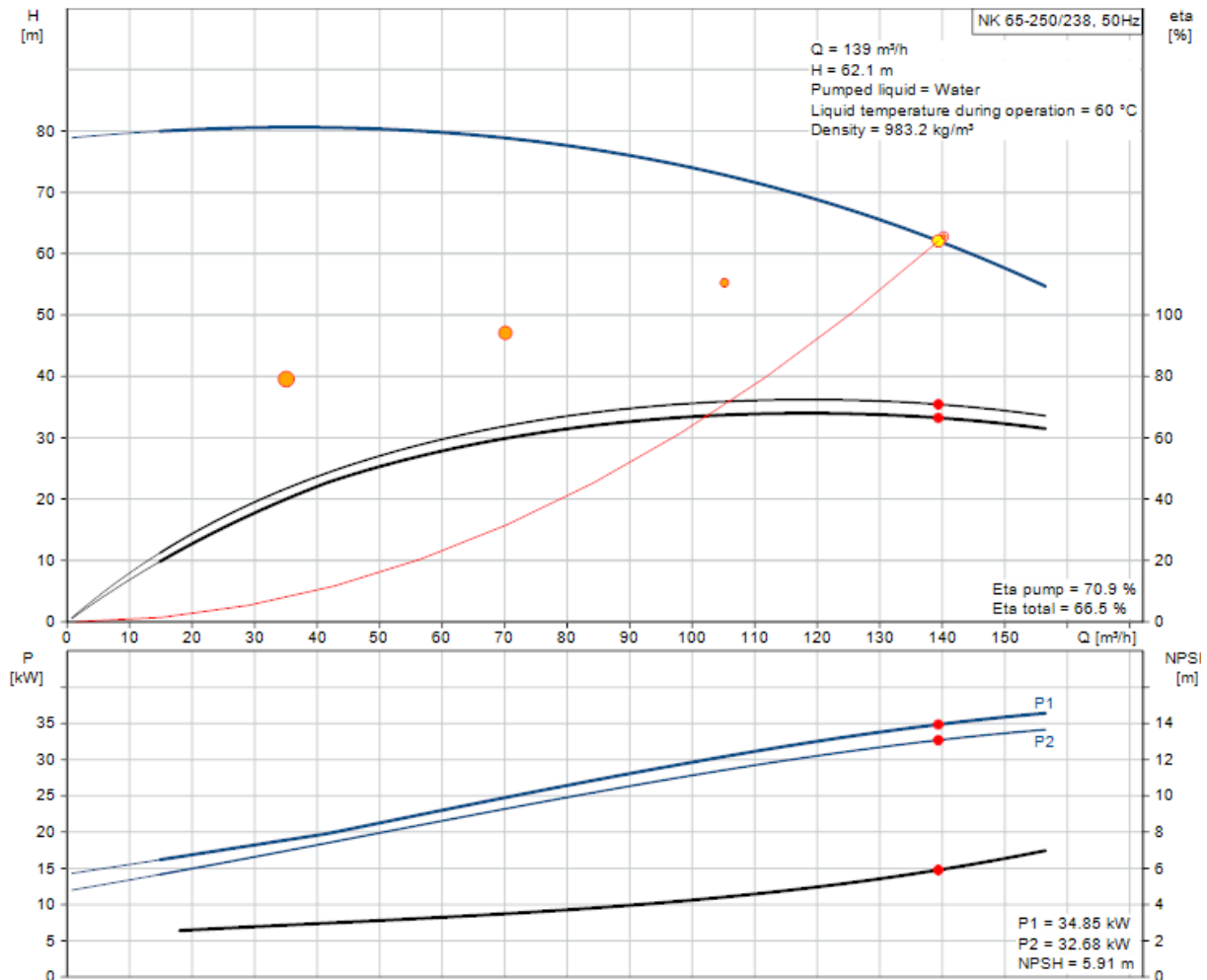
$$R_2 = \frac{0.045}{0.2} * \frac{1000 * 0.7^2}{2} = 55.13 \text{ Pa / m}$$

Izračun visine dizanja za otpor cjevovoda od 5.6 bar i 1.5 bar

$$H_1 = \frac{1 * 703.13 + 560000}{1000 * 9.81} = 57.16 \text{ m}$$

$$H_2 = \frac{1 * 55.13 + 150000}{1000 * 9.81} = 15.30 \text{ m}$$

Po rezultatima se vidi da je kod otpora cjevovoda od 5.6 bar visina dizanja dovoljna da bi opskrbila zgradu toplom vodom, a otpor cjevovoda možemo spustiti do 1.5 bara samo ljeti kad se sustav koristi samo za zagrijavanje potrošne tople vode .

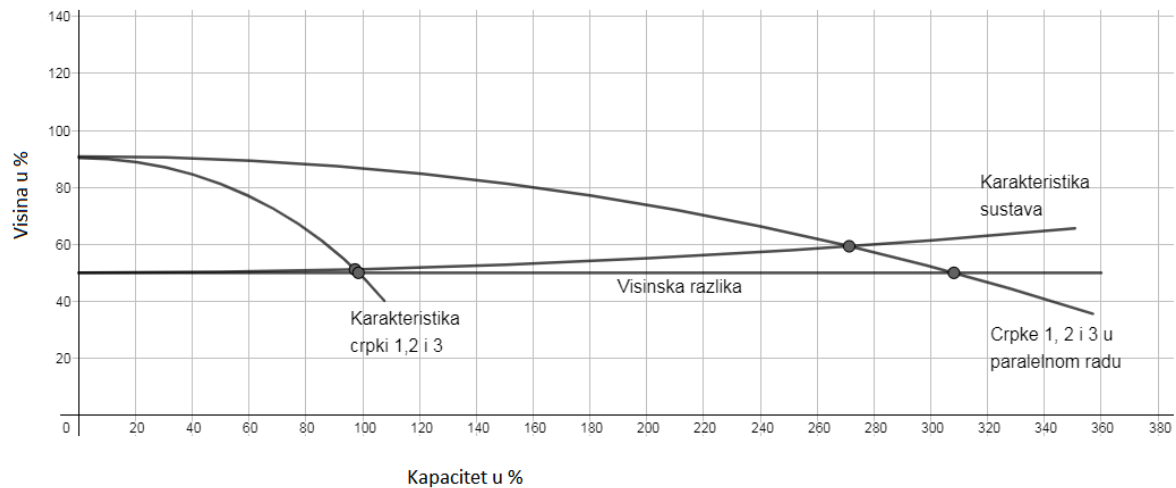


Slika 3.11 H-Q karakteristika centrifugalne pumpe

Jedna pumpa, kao što je prikazano na slici 3.11, nam u tom slučaju ne može dati dovoljan protok tople vode, pa se više crpki mora spojiti paralelno kako bi se zadovoljili svi zahtjevi mreže.

3.5 Paralelni rad crpki

Kad je potreba postrojenja za povećanjem postojećeg kapaciteta, kod nedostatka prostora za veću pumpu ili radi fleksibilnosti pogona u sustavima s varijabilnim protokom, može se ugraditi više pumpi da rade paralelno. Promjena protoka ovisi o obliku Q-H krivulje, utjecaju regulacijskih ventila, o karakteristikama cjevovoda, i o broju pumpi u pogonu. Ukupan protok pumpi u paralelnom radu manji je od zbroja protoka tih pumpi u pojedinačnom radu.



Slika 3.12 Crpke u paralelnom radu

Pošto se u ljetnim mjesecima objekti ne zagrijavaju, potreban nam je protok samo za zagrijavanje potrošne tople vode. Tu zadaću u većini slučajeva može obaviti samo jedna centrifugalna pumpa. Porast potrošnje tople vode se najviše osjeti u jutro od 5 do 8 sati , te nakon 17 sati. U tim razdobljima je potrebno povećati protok tople vode iz kogeneracijskog postrojenja, da bi temperatura potrošne tople vode ostala u prihvatljivim granicama.

Početak sezone grijanja se javlja potreba za većim protokom vode, pa se u tom razdoblju u rad uključuju i druge dvije pumpe. Na početku i krajem sezone grijanja posao obavlja jedna i po potrebi dvije pumpe. U studenom, prosincu, siječnju i veljači temperature se znaju spuštati duboko ispod ništice, pa se javlja potreba za radom svih triju pumpi da bi se ostvario dovoljan protok tople vode. Dnevna potreba za toplinom je najveća u jutarnjim satima od 5 do 9 sati, te na večer nakon 17 sati kad se smrači. U to vrijeme je vanjska temperatura najniža, a u to vrijeme je povećana potrošna topla voda.



Slika 3.13 Prikaz montiranja i rasporeda pumpi

3.6 Pogonska funkcija centrifugalnih pumpi

Potrošnja [%]	Pumpa 1	Pumpa 2	Pumpa 3	Ukupno
Siječanj	85.7	53.6	12.9	50,7
Veljača	85.6	62.5	7.14	51.7
Ožujak	85.7	30.7	0	38.8
Travanj	85.7	25.4	0	37.0
Svibanj	88.6	0	0	29.5
Lipanj	47.4	0	0	15.8
Srpanj	47.4	0	0	15.8
Kolovoz	47.4	0	0	15.8
Rujan	88.6	0	0	29.5
Listopad	85.7	20.7	0	35.5
Studeni	85.7	53.6	0	46.4
Prosinac	85.7	53.6	9.22	49.5
Ukupno	76.6	25	2.44	34.68

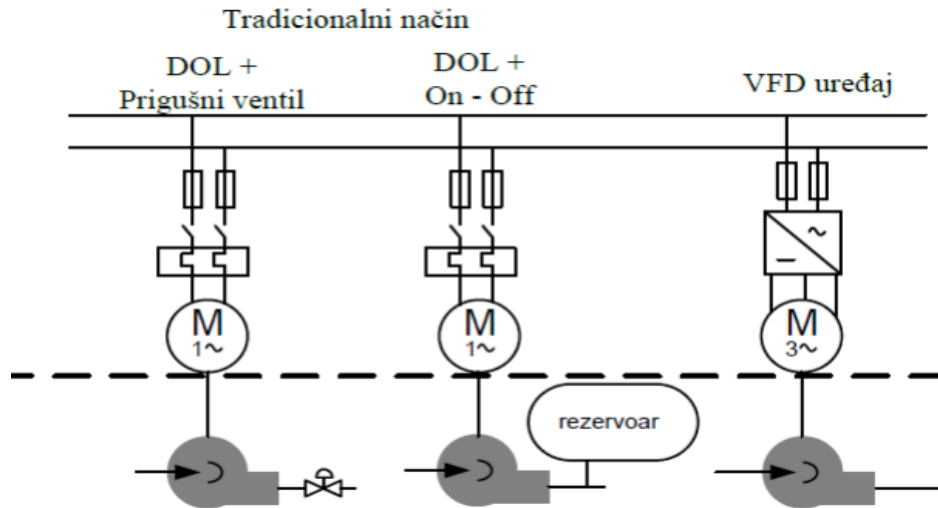
Tablica 3.1. Prikaz opterećenosti centrifugalnih crpki u postocima

U kogeneracijskom postrojenju centrifugalne pumpe služe za transport sekundarne toplinske energije u obliku tople vode do potrošača. U ljetnim mjesecima se topla voda iz kogeneracijskog postrojenja koristi samo da bi zagrijala spremnik za potrošnu toplu vodu. Za potrošnu toplu vodu nam je potrebno oko 30% protoka koji nam je potreban zimi, a i pritisak u cijevima se može smanjiti pošto su kotlovnice sa spremnicima za potrošnu toplu vodu smještene u podrumu ili prizemlju zgrade.

Početak sezone povećava se protok tople vode i tlak u cijevima da bi topla voda mogla cirkulirati sustavom za grijanje. Druga pumpa se pali kad temperatura padne ispod 12°C , jer tada pumpa koja je radila do tada daje svoj maksimalni kapacitet. U to vrijeme kad su vanjske temperature još dosta visoke, ali postoji potreba za grijanje prostora, pumpe moraju biti usklađene, da se ne bi dogodilo da jedna pumpa radi maksimalnim kapacitetom, a druga minimalnim koliko joj to brzina vrtnje dozvoljava. Treća pumpa je potrebna kada vanjska temperatura padne ispod -13°C , te je sve tri pumpe potrebno uskladiti, na otprilike isti protok zbog bolje korisnosti sustava. Pumpe su iste snage zbog toga da bi se u slučaju kvara jedne proces transporta tople vode mogao neometano odvijati. Centrifugalne pumpe se tokom godine moraju mijenjati u radu da bi sve imale isti broj radnih sati, jer im se tako produljuje radni vijek.

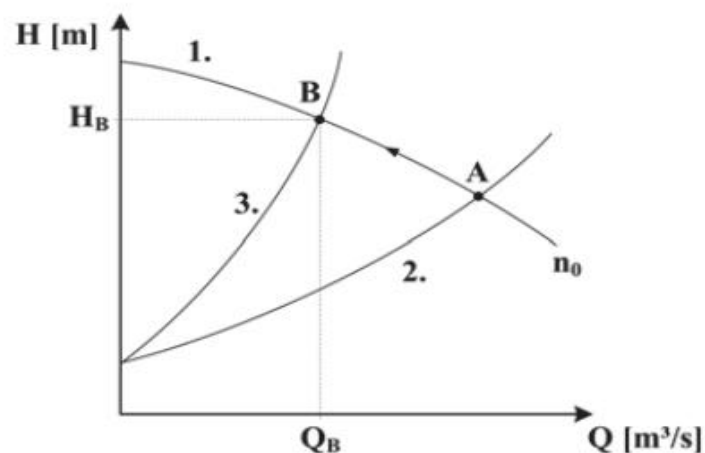
4. Regulacija rada centrifugalnih pumpi

Pošto u kućanstvima i poslovnim prostorima tokom dana potrošnja tople vode varira, to uzrokuje i promjene tlaka u cjevovodu. Taj problem se nekad rješavao korištenjem više centrifugalnih pumpi u crpnim stanicama. Pumpe su se palile prema potrebi i radile bi nazivnom snagom. Tako posloženi sustavi nisu imali kontinuiranu regulaciju brzine vrtnje rotora centrifugalne pumpe, pa je dolazilo do povećanja tlaka iznad željene razine, što ima nepovoljan utjecaj na trajnost pumpi i ventila. Takav način rada nije bio povoljan ni zbog povećane potrošnje električne energije i gubitaka koji su se javljali kod rada pumpi nazivnom snagom. U današnje doba se konstantan tlak u cjevovodima osigurava kontinuiranom regulacijom brzine vrtnje centrifugalne pumpe, koja snagu pumpe prilagodi trenutnim uvjetima u sustavu.



Slika 4.1. Regulacija protoka

Promjenom protoka fluida u cjevovodu, mijenja se i H-Q karakteristika cjevovoda. Kad se pritisak smanji dolazi do povećanja visine dobave tekućine. Dakle s promjenom tlaka mijenja se i radna točka centrifugalne pumpe. Na slici 4.2 je nova radna točka označena slovom B, a nova karakteristika cjevovoda označena je brojem 3.



Slika 4.2 Prikaz smanjenja pritiska u cjevovodu [10]

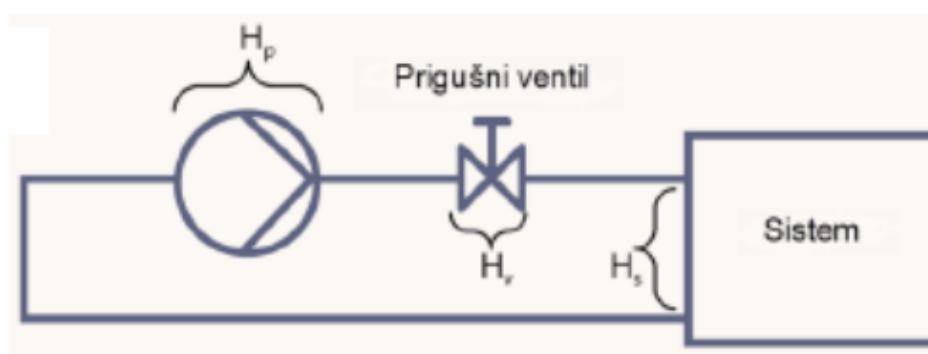
Iz slike vidimo da je kod istog broja okretaja rotora centrifugalne pumpe, ali kod smanjenog protoka došlo do porasta tlaka u cjevovodu i porasta visine dobave. Promjena tlaka se dogodi

i kad se protok poveća, samo se tad tlak smanjuje. Dakle uslijed promjene protoka, koji je direktno povezan s potrošnjom vode, dolazi i do promjene tlaka u sustavu, što izaziva vibracije na centrifugalnoj pumpi i naprezanja na regulacijskim ventilima. Vibracije na pumpama i ventilima uvelike smanjuju njihov vijek trajanja.

4.1 Regulacija protoka prigušnim ventilom.

Prigušni ventil se ugrađuje u seriju s pumpom. Na taj način se otvaranjem i zatvaranjem prigušnog ventila kontrolira protok u sustavu, te se na taj način mijenja i radna točka. Pumpa radi kontinuirano na nazivnom snagom, te nema mogućnosti uštede energije.

Kod većih sustava sa više pumpi gruba regulacija se provodi isključivanjem i uključivanjem pomoćnih pumpi prema potrebi.



Slika 4.3 Položaj prigušnog ventila

[KWh]	PUMPA 1	PUMPA 2	PUMPA 3	UKUPNO
SIJEČANJ	26040	17360	2800	46200
VELJAČA	20160	15680	1680	37520
OŽUJAK	26040	11200	-	37240
TRAVANJ	25200	5600	-	30800
SVIBANJ	26040	-	-	26040
LIPANJ	25200	-	-	25200
SRPANJ	26040	-	-	26040
KOLOVOZ	26040	-	-	26040
RUJAN	25200	-	-	25200
LISTOPAD	26040	6720	-	32760
STUDENI	25200	17360	2100	44660
PROSINAC	26040	17360	5600	49000
UKUPNO	303240	91280	12180	406700

Tablica 4.1 Potrošnja električne energije pumpe regulirane prigušnim ventilom i ON/OFF metodom

Korisnost ovakvog sustava nije najbolja i iznosi do 70%

$$\eta = \frac{Q_{meh}}{W_{el}} = \frac{275121.09}{406700} = 67.65\%$$

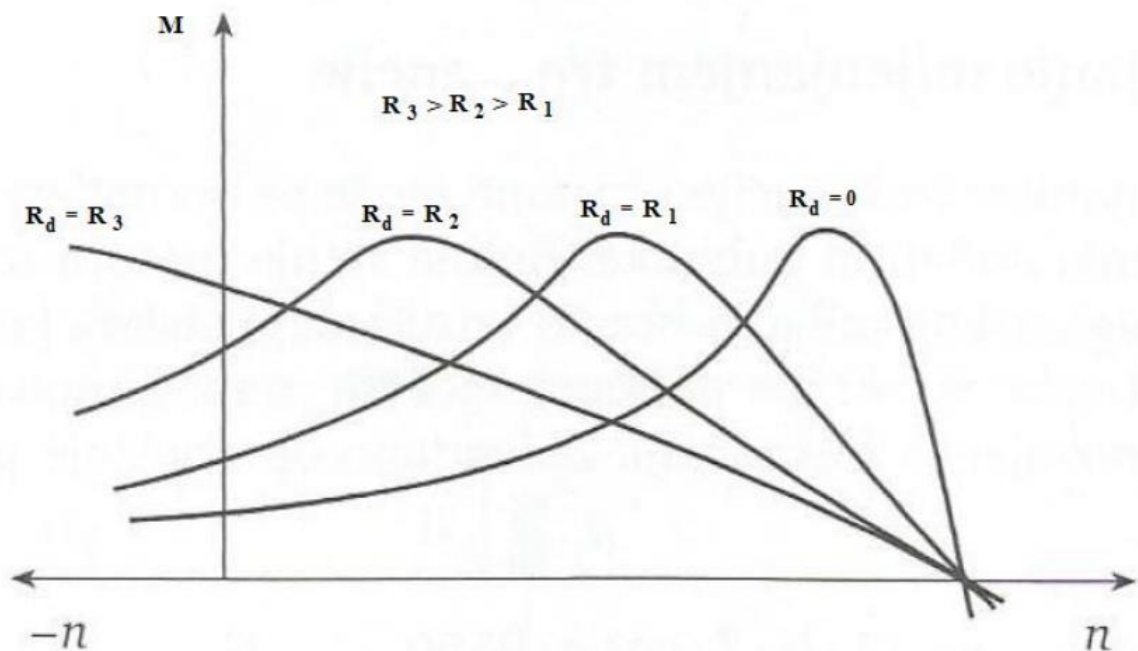
η - korisnost sustava

Q_{meh} - mehanički rad [KWh]

W_{el} – potrošena električna energija [KWh]

4.2 Promjena brzine vrtnje asinkronog motora dodavanjem otpora u krug rotora

Ova metoda promjene brzine vrtnje moguća je samo kod kolutnih motora zbog potrebe za dodatnim izvodima iz rotorskih namota. Kad se u krug rotora doda otpor, poveća se klizanje što usporava motor. Promjena brzine vrtnje dodavanjem otpora u rotorski krug se smatra neekonomičnom jer se povećanjem klizanja povećavaju gubici u bakrenim namotima. Koristi se jedino kod zaleta, kad je potreban visoki moment kod niskog broja okretaja.



Slika 4.4 Promjena momentne karakteristike uslijed dodatnih otpora rotorskog kruga

4.3 Regulacija brzine vrtnje promjenom polova

Za regulaciju brzine vrtnje promjenom polova potrebni su motori s dva različita statorska namota. Dva statorska namota su potrebna kako bi mogli izabrati koliko polni namot je potreban za određenu brzinu, a omjer namota ne smije biti 1:2.

Drugi način regulacije brzine vrtnje promjenom polova je primjena dahlenderovih spojeva namota. Ti spojevi zahtijevaju jedan statorski namot i dodatne izvode na polovici svakog faznog namota da bi se moglo prespajati namote i tako mijenjati broj polova.

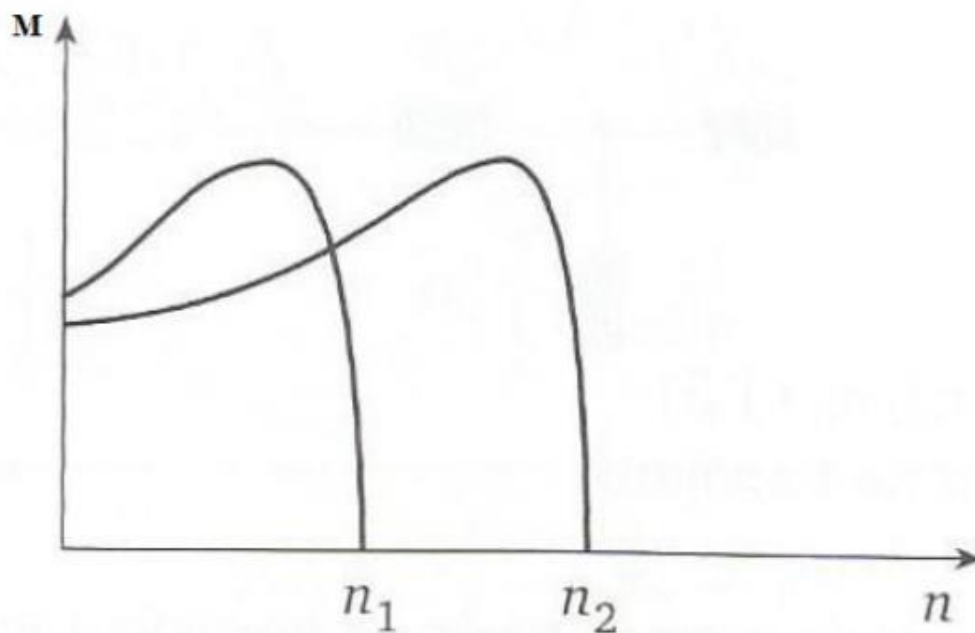
$$n_s = \frac{60 * f}{p}$$

Gdje su:

n_s – brzina vrtnje okretnog magnetnog polja [o/min]

f- frekvencija napona napajanja [Hz]

p- broj pari polova statora



Slika 4.5 Momentna karakteristika za regulaciju brzine promjenom pari polova

4.4 Promjena brzine vrtnje promjenom frekvencije

Promjenom frekvencije mijenjamo sinkronu brzinu, pa se tako mijenja i brzina rotora. Regulacija brzine vrtnje motora promjenom frekvencije je najekonomičniji i najčešći način upravljanja, jer je moguće precizno regulirati brzinu vrtnje.

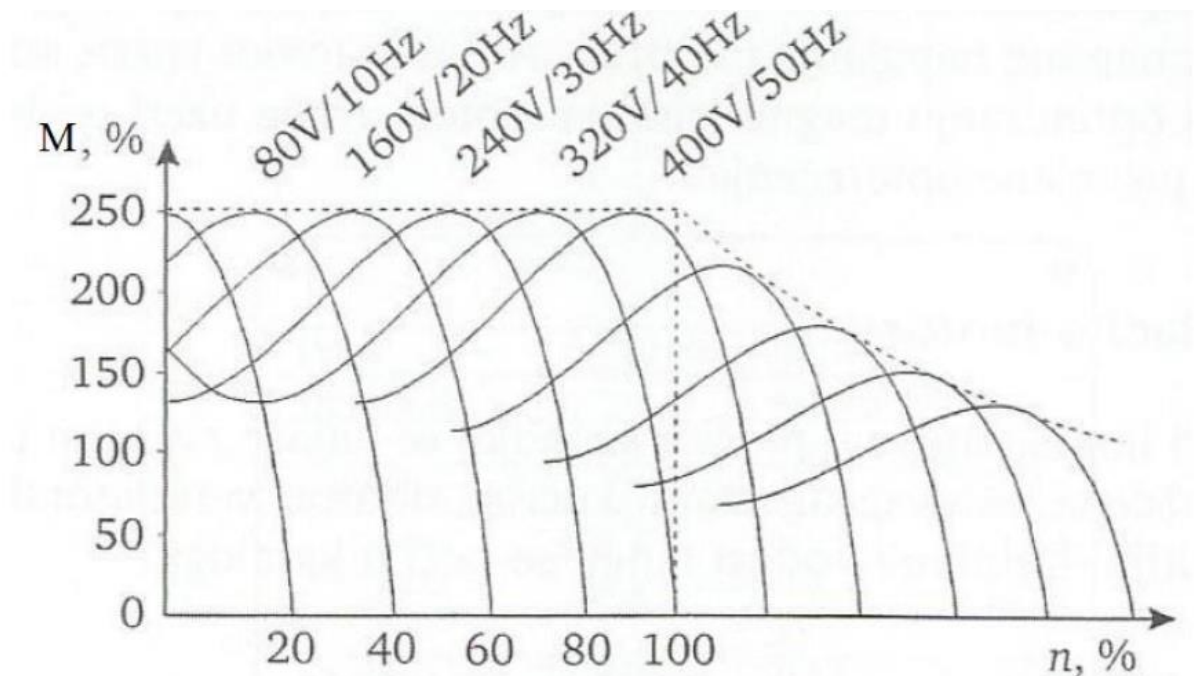
Da bi se prilikom upravljanja zadržao konstantan magnetski tok u jezgri motora potrebno je mijenjati i napon napajanja uz frekvenciju.

$$\frac{U}{f} = \text{konst.}$$

Gdje je:

U – Napon napajanja [V]

f- frekvencija napajanja [Hz]



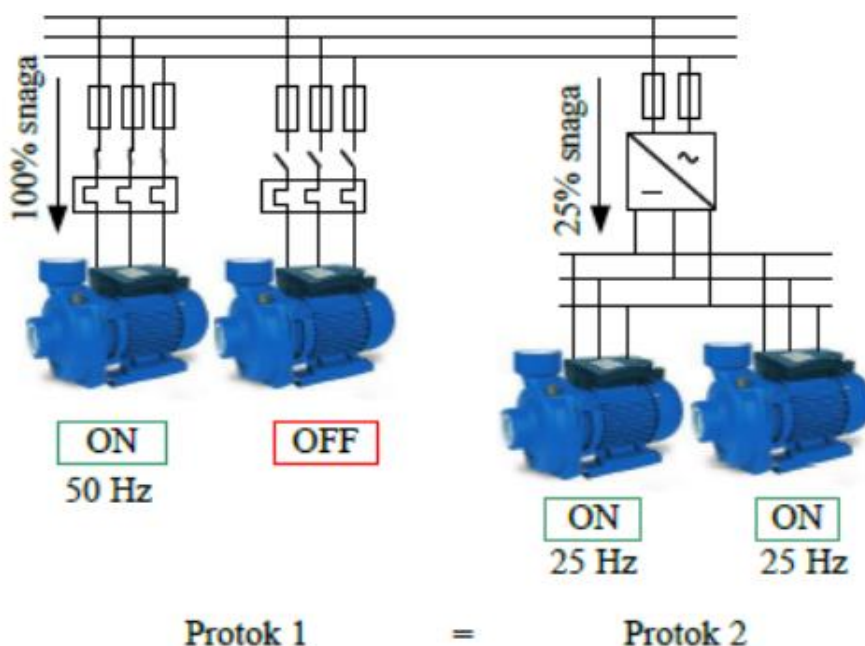
Slika 4.6 Momentna karakteristika za upravljanje brzinom vrtnje motora promjenom Frekvencije

4.5 Frekvencijski pretvarač

Frekvencijski pretvarač je uređaj koji regulira brzinu vrtnje asinkronog motora pretvarajući fiksnu vrijednost ulaznog mrežnog napona i frekvencije u promjenjivu veličinu. Osim zadaće da regulira brzinu vrtnje motora u frekvencijski pretvarač su integrirane i druge funkcije kao alarmiranje, zaštita motora, upravljanje u zatvorenoj petlji koje omogućava održavanje konstantnog pritiska u cijevima...

Parametri se u frekvencijski pretvarač upisuju preko tastera i monitora koji su integrirani na kućištu ili daljinskim povezivanjem na komunikacijsko interface sučelje .

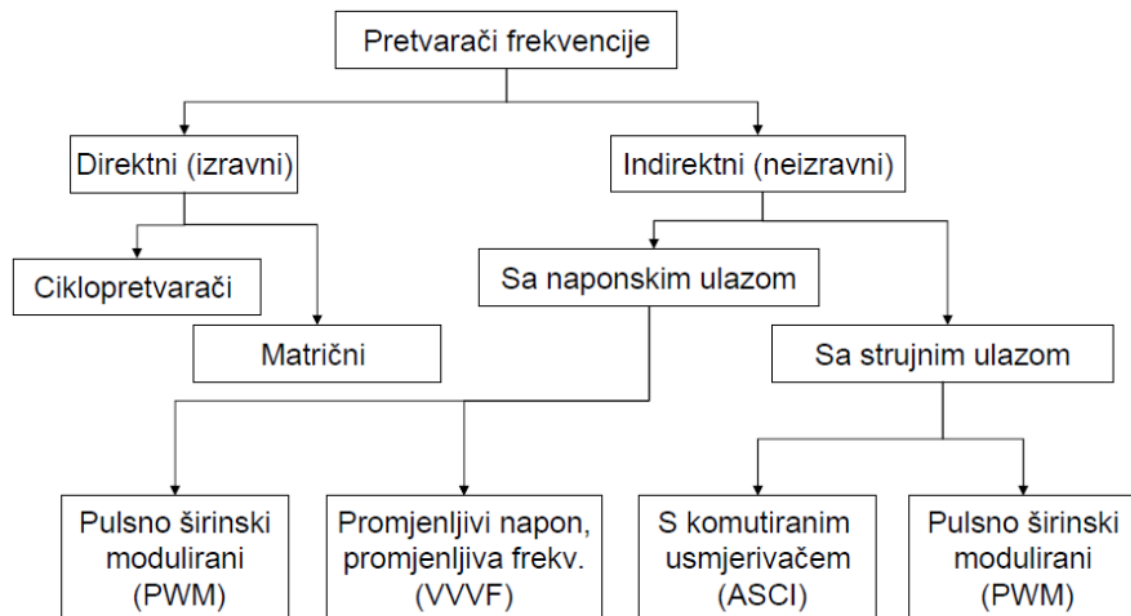
Upotrebom frekvencijskog pretvarača u pogonu se štedi električna energija. Uštede se postižu promjenom brzine vrtnje motora u skladu s promjenom momenta opterećenja. Kod pumpi i ventilatora se to najbolje uočava jer je kod njih utrošak energije proporcionalan kvadratu brzine vrtnje, pa ako motor radi polovicom brzine vrtnje troši samo četvrtinu nazivne snage.(Slika 4.7.) Broj zaustavljanja i pokretanja motora se korištenjem frekvencijskog pretvarača se dosta smanji, a mogu se izbjeći naprezanja i strujni udari u motoru. Frekvencijski pretvarač ne zahtjeva održavanje, a povećava se radni vijek pogona jer smanjuje vibracije motora, buku, te eliminira strujni udar u motoru, vodeni udar (koji ovisi o motoru pumpe,a oštećuje ventile)...



Slika 4.7. Prikaz regulacije ON/OFF metodom (protok 1) i regulacije pomoću frekvencijskog pretvarača (protok 2)

Frekvencijski pretvarači koji promjenom napona i frekvencije reguliraju brzinu vrtnje motora se mogu podijeliti na izravne (direktne) pretvarače i na neizravne (indirektne) pretvarače.

Direktni pretvarači izravno pretvaraju izmjenični napon mreže u izmjenični napon promjenjive frekvencije i amplitude. Indirektni pretvarači prvo izmjenični napon mreže pretvaraju u istosmjerni, a zatim taj istosmjerni napon pretvaraju u izmjenični napon promjenjive frekvencije i amplitude.



Slika 4.8. Podjela frekvencijskih pretvarača

4.6 Princip regulacije tlaka

Protok Q , visina dobave H i snaga P ovise o broju okretaja n , a njihovi međusobni odnosi prikazani su u izrazima:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

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

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (3)$$

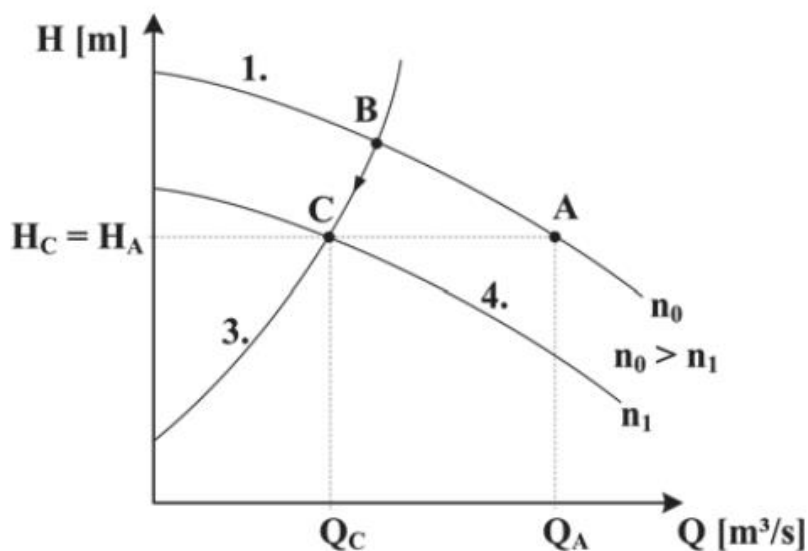
Izraz (1) pokazuje da je protok centrifugalne pumpe proporcionalan broju okretaja te pumpe. Izraz (2) pokazuje da je visina dobave centrifugalne pumpe proporcionalan s kvadratom broja okretaja pumpe.

Izraz (3) prikazuje da je snaga na vratilu centrifugalne pumpe proporcionalna s trećom potencijom broja okretaja pumpe.

Iz izraza (3) se može vidjeti da se kod regulacije brzine vrtnje centrifugalne pumpe može znatno uštedjeti u potrošnji električne energije.

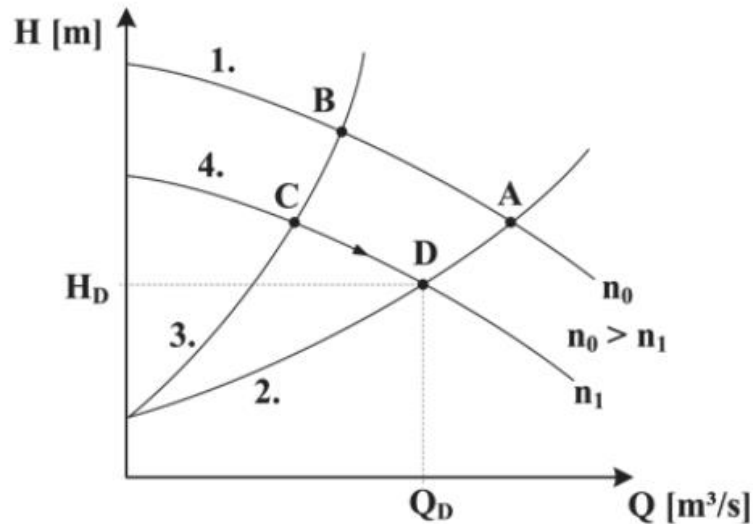
Ako u cjevovodu dođe do smanjenja protoka, što direktno utječe na porast tlaka i promjenu radne točke, potrebno je smanjiti brzinu vrtnje do brzine n_1 (slika 4.9) koja će smanjiti tlak na željenu razinu.

Na slici 4.9 je strelicom označeno kako radna točka prelazi iz točke B u točku C koja se nalazi na željenom iznosu tlaka fluida u cjevovodu.



Slika 4.9 Smanjenje brzine vrtnje crpke [10]

Ako se u drugoj situaciji protok poveća do Q_d , dogodit će se smanjenje tlaka i pomak radne točke u točku D (slika 4.10). Da bi zadani iznos tlaka ostao u stanju prije promjene radne točke potrebno je povećati brzinu vrtnje na iznos n_0 . Kad se poveća brzina vrtnje centrifugalne pumpe, doći će do pomaka iz točke D u točku A (slika 4.10).



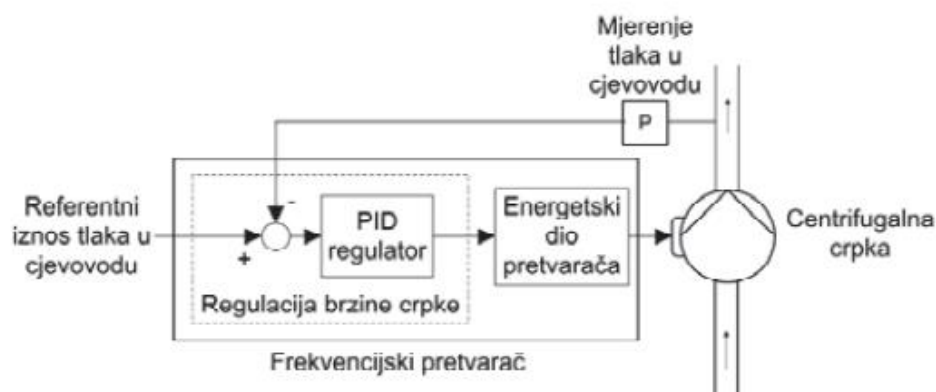
Slika 4.10 Povećanje protoka u cjevovodu uz istu visinu dobave [10]

Takva kontinuirana regulacija brzine vrtnje omogućuje konstantan tlak u cjevovodima za dosta širok raspon protoka.

4.7 Izvedba regulacije tlaka

Sklop za regulaciju brzine vrtnje koristi PID regulator koji na temelju razlike između izmjerenog tlaka i referentnog tlaka upravlja energetski djelom frekvencijskog pretvarača. Energetski dio napaja elektromotor centrifugalne pumpe, te tako regulira broj okretaja crpke. U slučaju smanjenja protoka signal razlike referentnog i izmjerenog tlaka je negativan.

Kad je signal razlike negativan energetski dio frekventnog pretvarača počne smanjivati brzinu vrtnje pumpe, što uzrokuje da se i tlak počne smanjivati prema referentnom iznosu tlaka.



Slika 4.11 Kontinuirana regulacija brzine vrtnje centrifugalne pumpe[10]

Upotrebom frekvencijskog pretvarača s ugrađenim PID regulatorom dobivena su dobra regulacijska svojstva i jednostavnost usklađivanja parametara regulacijskog sustava. Spajanje frekvencijskog pretvarača i mjernog člana je jednostavno jer se vrši korištenjem standardnih 4-20mA strujnih i 0-10V naponskih ulaza koji se nalaze na frekvencijskom pretvaraču. Referentni iznos tlaka i parametri PID regulatora mogu se zadati i nakon montaže, preko tipkovnice i displeja na pretvaraču, jer se mogu zadati kao parametri frekvencijskog pretvarača.

Više pumpi spojenih paralelno može se spojiti na jedan frekvencijski pretvarač, ali u tom slučaju sve pumpe rade na istom broju okretaja. Taj slučaj ne funkcionira ako je potreban manji protok, jer bi u tom slučaju broj okretaja pumpi previše smanjio za potrebnu visinu dobave. Druga mogućnost je da se glavna pumpa spoji na frekvencijski pretvarač, a druge pumpe se pale po potrebi.

Najbolji način za spajanje više paralelnih pumpi je da svaka ima svoj frekvencijski pretvarač. U tom slučaju ne treba neka viša logika za upravljanjem tog sustava, jer frekvencijski pretvarači komuniciraju međusobno. Na taj način se osigurava i redundantnost sustava, pa pumpu u kvaru zamjenjuju ostale pumpe, te se proces ne prekida već radi smanjenim kapacitetom.

[KWh]	PUMPA 1	PUMPA 2	PUMPA 3	UKUPNO
SIJEČANJ	22320	13950	3360	39630
VELJAČA	20160	12600	1440	34200
OŽUJAK	22320	8000	0	30320
TRAVANJ	21600	6400	0	28000
SVIBANJ	23064	0	0	23064
LIPANJ	12346	0	0	12346
SRPANJ	12346	0	0	12346
KOLOVOZ	12346	0	0	12346
RUJAN	23064	0	0	23064
LISTOPAD	22320	5400	0	27720
STUDENI	21600	13500	0	35100
PROSINAC	22320	13950	2400	38670
UKUPNO	215806	73800	7200	296806

Tablica 4.2 Potrošnja električne energije pumpe regulirane frekvencijskim pretvaračem

Kontrolni centar je često udaljen od pumpnih pogona, pa se pomoću frekvencijskog pretvarača koji je povezan s kontrolnim centrom vrši praćenje rada pumpi, praćenje rada sustava, osigurava se jednak broj radnih sati svih pumpi, dijagnostiku sistema, a po potrebi kontrolu. Komunikacijski moduli mogu i alarmirati neregularnosti koje nastaju u sustavu, a dugotrajnim praćenjem se sustav može i poboljšati.

Korisnost ovog sustava je visoka, pa prelazi i preko 90%

$$\eta = \frac{Q_{meh}}{W_{el}} = \frac{275121.09}{296806} = 92.69\%$$

Gdje su:

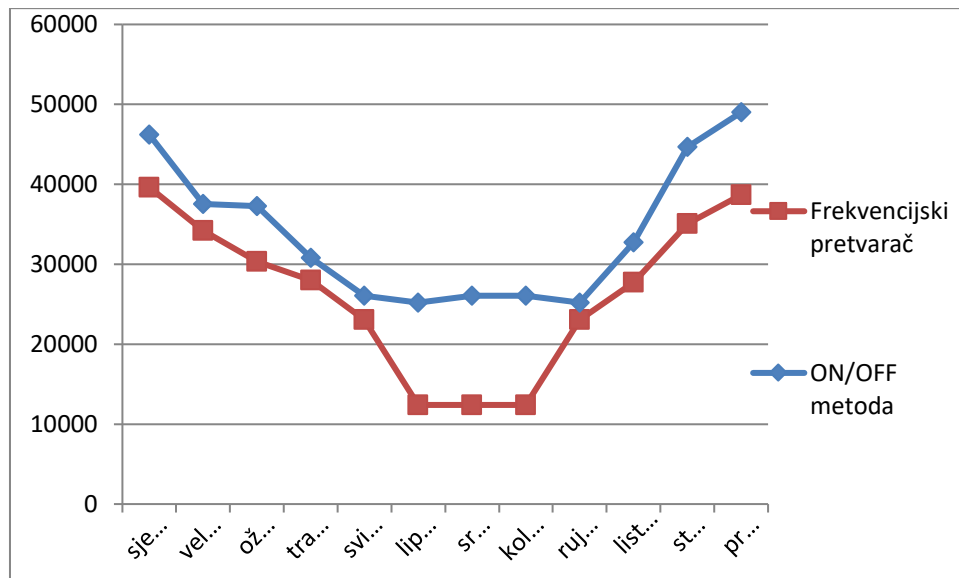
η - korisnost sustava

Q_{meh} - mehanički rad [KWh]

W_{el} – potrošena električna energija [KWh]

4.8 Najpovoljniji način rada centrifugalnih pumpi

Iz tablica 9 i 10 se vidi da je sustav s frekvencijskim pretvaračem puno učinkovitiji od metode s prigušnim ventilom. Primjenom frekvencijskog pretvarača u ovom primjeru ušteda je 27% električne energije, a dodatne uštede su i na sustavu, pošto frekvencijski pretvarač ne dopušta strujne udare, vodene udare, vibracije...



Graf 4.1 Potrošnja električne energije za Frekvencijski pretvarač i ON/OFF metodu (prigušni ventil)

Iz grafa 2 se vidi da se uz dobar odabir pumpi i sa metodom s prigušnim ventilima potrošnja energije može izbalansirati, ali za to u termoenergetskom postrojenju čovjek mora uvijek biti prisutan. Pomoću frekvencijskog pretvarača se postiže ugladeniji rad, te manji mehanički stres na ventile, spojeve i koljena cijevi, te manje naprezanje motora pumpe, pošto frekvencijski pretvarač omogućava finiju regulaciju upuštanja u centrifugalnih pumpi u rad .

5. Zaključak

U ovom radu je prikazan prosjek potrošnje toplinske energije u zgradarstvu koja direktno utječe na rad centrifugalnih pumpi u termo-energetskom postrojenju. Prikazan je princip rada centrifugalnih pumpi, radne točke, režimi rada tokom godine. Prikazana je potrošnja električne energije za elektromotore centrifugalnih pumpi, te objašnjen princip rada regulacije protoka i tlaka .

Najpovoljnija regulacija protoka i tlaka je pomoću frekvencijskog pretvarača. Frekvencijski pretvarač na godišnjoj razini štedi do 30% električne energije u odnosu na regulaciju pomoću regulacijskog ventila. Uz to što štedi električnu energiju, produljuje i radni vijek elektromotora, ventila, spojeva, koljena, jer finim upuštanjem u rad pumpe izbjegava pojavu električnog ili vodenog udara, te naprezanja u radu pumpe.

Frekvencijski pretvarači su cjenovno dostupni, lako se spajaju, ne trebaju veliko održavanje, omogućavaju komunikaciju i alarmiranje preko kontrolnog centra, te su trenutno najbolji izbor na tržištu za promjenu brzine elektro motora.

Potpis

Varaždin, _____

6. Literatura

- [1.] <https://hr.wikipedia.org/wiki/Kogeneracija> (12.07.2016.)
- [2.] http://klima.hr/klima_arhiva.php (12.07.2016.)
- [3.] <http://www.grad.hr/nastava/hidrotehnika/gf/odvodnja/predavanja/CRPNE%20STANICE.pdf>
<http://www.enu.fzoeu.hr/assets/files/post/378/list/tjednadnevnaanaliza.pdf> (21.09.2016.)
- [4.] http://herzmediaserver.com/data/_www/hrv/literatura/herz_sustavi_toplovodnog_grijanja_hidraulika.pdf (02.10.2016.)
- [5.] http://www.fer.unizg.hr/download/repository/GEEU_8-predavanje_2010-ho.pdf
(02.02.2017.)
- [6.] https://www.fer.unizg.hr/download/repository/GEEU_7-predavanje_2015-ho.pdf
(Gospodarenje energijom i energetsom učinkovitošću, prof. Željko Tomšić) (05.02.2017.)
- [7.] https://moodle.vz.unin.hr/moodle/file.php/249/Predavanja/9_Predavanje.pdf
(13.04.2017.)
- [8.] <http://www.grundfos.com/products/find-product/nk-nkg-nke-nkge.html> (22.06.2017.)
- [9.] http://www.pogoni.etf.rs/EEF_Pogoni/08%20Pumpe.pdf (23.06.2017.)
- [10.]
[file:///C:/Users/Korisnik/Downloads/TG_1_2_2007_Horvatic_Kontinuirana_regulacija_tlaka_vode_u_cjevovodu_koristenjem_centrifugalne_crpke_napajane_iz_frekvencijskog_pretvaraca_s_ugradenim_PID_regulatorom%20\(6\).pdf](file:///C:/Users/Korisnik/Downloads/TG_1_2_2007_Horvatic_Kontinuirana_regulacija_tlaka_vode_u_cjevovodu_koristenjem_centrifugalne_crpke_napajane_iz_frekvencijskog_pretvaraca_s_ugradenim_PID_regulatorom%20(6).pdf) (09.07.2017.)

7. Popis slika

Slika 1.1: Prednost kogeneracije pred odvojenom proizvodnjom električne energije

Slika 3.1 Poprječni presjek i popis dijelova centrifugalne pumpe

Slika 3.2 Spiralno kućište

Slika 3.3 Difuzorsko kućište

Slika 3.4 a) jednoulazno radijalno radno kolo, b) dvoulazno radijalno radno kolo

Slika 3.5 radijalna centrifugalna pumpa

Slika 3.6 Dijagonalno radno kolo

Slika 3.7 Pumpa s dijagonalnim rotorom

Slika 3.8 Aksijalno radno kolo

Slika 3.9 Pumpa s aksijalnim rotorom

Slika 3.10 H-Q karakteristika crpke i cjevovoda

Slika 3.11 H-Q karakteristika centrifugalne pumpe

Slika 3.12 Crpke u paralelnom radu

Slika 3.13 Prikaz montiranja i rasporeda pumpi

Slika 4.1. Regulacija protoka

Slika 4.2 Prikaz smanjenja pritiska u cjevovodu

Slika 4.3 Položaj prigušnog ventila

Slika 4.4 Promjena momentne karakteristike uslijed dodatnih otpora rotorskog kruga

Slika 4.5 Momentna karakteristika za regulaciju brzine promjenom pari polova

Slika 4.6 Momentna karakteristika za upravljanje brzinom vrtnje motora promjenom
Frekvencije

Slika 4.7. Prikaz regulacije ON/OFF metodom (protok 1) i regulacije pomoću frekvencijskog
pretvarača (protok 2)

Slika 4.8. Podjela frekvencijskih pretvarača

Slika 4.9 Smanjenje brzine vrtnje crpke

Slika 4.10 Povećanje protoka u cjevovodu uz istu visinu dobave

Slika 4.11 Kontinuirana regulacija brzine vrtnje crpke

8. Popis tablica

Tablica 2.1. Prosječna temperatura po mjesecima za Varaždin

Tablica 2.2. Prosječna temperatura po mjesecima za Varaždin

Tablica 2.3. Temperaturni korekcijski faktor

Tablica 2.4. koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka za prizemlje

Tablica 2.5. koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka za međukatove

Tablica 2.6. koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka za potkrovlje

Tablica 2.7: Toplinski gubici za prosječnu temperaturu po mjesecima

Tablica 2.8: Potrošnja toplinske energije za zgradu

Tablica 4.1 Potrošnja električne energije pumpe regulirane prigušnim ventilom i ON/OFF
metodom

Tablica 4.2 Potrošnja električne energije pumpe regulirane frekvencijskim pretvaračem

9. Popis grafova

Graf 2.1. Prikaz potrošnje toplinske energije za zgradu

Graf 4.1 Potrošnja električne energije za Frekvencijski pretvarač i ON/OFF metodu
(prigušni ventil)

10. Popis oznaka

Φ_T - transmisijski toplinski gubici [W]

H_{Tr} - koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka [W/K]

A - Površina plohe [m^2]

U – U- vrijednost, koeficijent prolaza topline [W/m^2K]

ΔU_{WB} - dodatak za toplinske mostove

Θ_{int} - Unutarnja projektna temperatura (u prostoriji)[$^{\circ}C$]

Θ_e - Vanjska projektna temperatura (temperatura okoline)[$^{\circ}C$]

f_k - temperaturni korekcijski faktor

Φ_v - Ventilacijski toplinski gubici[W]

V_z - potrebni volumni protok zraka[m^3/h]

c_z - specifični toplinski kapacitet zraka[J/kgK]

p_z - gustoća zraka[kg/m^3]

$\Theta_{int-ulaz}$ -temperatura ubacivanja zraka u prostor[$^{\circ}C$]

Θ_e - Vanjska projektna temperatura[$^{\circ}C$]

V_p -volumen prostora[m^3]

N_z - potreban broj izmjena zraka [h^{-1}]

q - Toplinski kapacitet [J]

m - masa [kg]

c	- specifični toplinski kapacitet
T	- temperatura [K]
P	-snaga [W]
H	-visina dobave [m]
Q	-protok [m^3/h]
g -	- gravitacija (za Zemlju iznosi 9.81)
η_p	- efikasnost pumpe
η_M	- efikasnost motora

Sveučilište
Sjever

UNIVERSITY
NORTH

SVEUČILIŠTE
SJEVER

IZJAVA O AUTORSTVU
I
SUGLASNOST ZA JAVNU OBJAVU

Završni/diplomski rad isključivo je autorsko djelo studenta koji je isti izradio te student odgovara za istinitost, izvornost i ispravnost teksta rada. U radu se ne smiju koristiti dijelovi tuđih radova (knjiga, članaka, doktorskih disertacija, magistarskih radova, izvora s interneta, i drugih izvora) bez navođenja izvora i autora navedenih radova. Svi dijelovi tuđih radova moraju biti pravilno navedeni i citirani. Dijelovi tuđih radova koji nisu pravilno citirani, smatraju se plagijatom, odnosno nezakonitim prisvajanjem tuđeg znanstvenog ili stručnoga rada. Sukladno navedenom studenti su dužni potpisati izjavu o autorstvu rada.

Ja, Mario Košutić (ime i prezime) pod punom moralnom, materijalnom i kaznenom odgovornošću, izjavljujem da sam isključivi autor/ica završnog rada pod naslovom Analiza pogonske funkcionalnosti i potrošnje električne energije centrifugalnih pumpi u termoenergetskom postrojenju te da u navedenom radu nisu na nedozvoljeni način (bez pravilnog citiranja) korišteni dijelovi tuđih radova.

Student/ica: Mario Košutić
(upisati ime i prezime)

Košutić M.
(vlastoručni potpis)

Sukladno Zakonu o znanstvenoj djelatnosti i visokom obrazovanju završne/diplomske radove sveučilišta su dužna trajno objaviti na javnoj internetskoj bazi sveučilišne knjižnice u sastavu sveučilišta te kopirati u javnu internetsku bazu završnih/diplomskih radova Nacionalne i sveučilišne knjižnice. Završni radovi istovrsnih umjetničkih studija koji se realiziraju kroz umjetnička ostvarenja objavljuju se na odgovarajući način.

Ja, Mario Košutić (ime i prezime) neopozivo izjavljujem da sam suglasan/na s javnom objavom završnog/diplomskog (obrisati nepotrebno) rada pod naslovom Analiza pogonske funkcionalnosti i potrošnje električne energije centrifugalnih pumpi u termoenergetskom postrojenju (upisati naslov) čiji sam autor.

Student/ica: Mario Košutić
(upisati ime i prezime)

Košutić M.
(vlastoručni potpis)