

# Napredni sustavi regulacije geotermalne dizalice topline na FSB-u

---

**Miše, Dino**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2020**

*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:235:497970>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-01-19**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Dino Miše**

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.

Dr. sc. Luka Boban, dipl. ing.

Student:

Dino Miše

Zagreb, 2020.

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

Zahvaljujem se mentoru, prof. dr. sc. Vladimiru Soldi, koji mi je omogućio provedbu istraživanja. Korisni savjeti, smjernice, izdvojeno vrijeme i znanje koje mi je prenio zaslužni su za uspješnu provedbu ovoga rada.

Veliko hvala i komentoru, dr. sc. Luki Bobanu, na danim savjetima, pruženoj literaturi, ali i potpori u zadnjim danima pisanja ovoga rada. Njegova su vrata, baš kao i ona profesora Solde, uvijek bila otvorena.

Posebno sam zahvalan i kolegi Stjepanu Hercegu koji je odvojio svoje vrijeme u periodu ispitnih rokova i nesebično mi pomogao s analizom i grafičkom interpretacijom rezultata.

Za kraj se moram zahvaliti svojoj obitelji i prijateljima, a posebno majci koja je od prvog dana moj najveći oslonac.

Dino Miše



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: 602 - 04 / 20 - 6 / 3	
Ur. broj: 15 - 1703 - 20 -	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Dino Miše** Mat. br.: 0035204303

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Napredni sustavi regulacije geotermalne dizalice topline na FSB-u**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Advanced control system for ground source heat pump at FMENA**

Opis zadatka:

Regulacija rada kompresora ima značajan utjecaj na učinkovitost dizalice topline. Regulacija se izvodi kao „on/off“, frekvencijska te stupnjevana s više kompresora u paralelnom radu. Danas sve veći broj dizalica topline ima mogućnost regulacije broja okretaja elektromotora kompresora pomoću frekvencijskog pretvarača. Prednosti takve regulacije su višestruke. Sustav kod smanjenog opterećenja radi s manjim učinkom, temperaturne razlike na izmjenjivačima su manje, manja je pogonska energija kompresora, a manji je i broj uključivanja i isključivanja kompresora. S druge pak strane, potrošnja električne energije za pomoćne komponente se povećava (cirkulacijske pumpe, frekvencijski pretvarač kompresora). Sustavi bez invertera osuđeni su na najjednostavniju regulaciju gdje uređaj radi s punim kapacitetom za dane radne uvjete ili ne radi.

Geotermalna dizalica topline ugrađena na Fakultetu strojarstva i brodogradnje za potrebe grijanja i hlađenja učionica S7 i S8 koristi „on/off“ regulaciju rada kompresora. U radu je potrebno analizirati rezultate rada dizalice topline u postojećem režimu rada te ga usporediti s frekvencijskom regulacijom rada kompresora.

Rad treba sadržavati:

1. Pregled dostupnih načina regulacije i vođenja procesa s dizalicom topline u režimu grijanja i hlađenja.
2. Analizu rezultata mjerenja geotermalne dizalice topline na FSB-u u intermitentnom „on/off“ radu.
3. Odabir prikladne strukture PID regulatora za upravljanje postojeće dizalice topline u frekvencijskoj domeni.
4. Utjecaj postavki parametara regulatora na rad i učinkovitost dizalice topline.
5. Modeliranje učinkovitosti sustava s naprednim regulacijskim strukturama i prijenosnim funkcijama te usporedbu s intermitentnim radom dizalice topline.

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

Zadatak zadan: 30. travnja 2020. Datum predaje rada: 2. srpnja 2020. Predviđeni datum obrane: 6. – 10.7.2020.

Zadatak zadao: Prof. dr. sc. Vladimir Soldo Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Dr. sc. Luka Boban

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

---

**SADRŽAJ**

POPIS SLIKA .....	v
POPIS TABLICA.....	vii
POPIS OZNAKA .....	viii
SAŽETAK.....	x
SUMMARY .....	xi
1. UVOD.....	1
2. TEORIJSKE OSNOVE .....	3
2.1. Dizalice topline .....	3
2.1.1. Princip rada dizalice topline.....	4
2.1.2. Učinkovitost procesa.....	5
2.1.3. Vrste dizalica toplina .....	7
2.1.4. Geotermalna energija kao toplinski izvor .....	10
2.1.5. Radne tvari .....	14
2.2. Regulacija procesa .....	16
2.2.1. „on-off“ regulacija .....	17
2.2.2. Frekvencijska regulacija .....	19
2.2.3. PID regulator.....	19
2.2.4. Frekvencijski pretvarač .....	22
2.2.5. Rad frekvencijski upravljano sustava .....	23
3. EKSPERIMENTALNE POSTAVKE .....	26
3.1. Sustav geotermalne dizalice topline.....	26
3.2. Osnovne komponente sustava geotermalne dizalice topline na FSB-u .....	27
3.2.1. Iparivač i kondenzator .....	27
3.2.2. Kompresor.....	29
3.2.3. Radna tvar - R290 .....	30
3.2.4. Elektronički ekspanzijski ventil.....	31
3.2.5. Ostale komponente sustava.....	31
3.3. Mjerna oprema .....	33
3.3.1. Mjerenje temperature .....	34
3.3.2. Mjerenje tlaka .....	35
3.3.3. Mjerenje toplinske energije.....	35
3.3.4. Mjerenje protoka .....	35

---

3.3.5. Mjerenje električne snage .....	36
3.3.6. Akvizicijski sustav .....	36
3.3.7. Frekvencijski pretvarač .....	37
4. MJERENI REZULTATI .....	39
4.1. „on-off“ regulacija .....	39
4.2. Frekvencijski upravljani uređaj .....	45
4.3. Proračun sezonske uštede energije uslijed napredne regulacije.....	48
5. ZAKLJUČAK.....	55

---

**POPIS SLIKA**

Slika 1: Shema rada dizalice topline .....	4
Slika 2: Prikaz karakterističnog procesa u T - s i logp – h dijagramu.....	6
Slika 3: Vrste dizalica topline .....	8
Slika 4: Godišnja amplituda tla u ovisnosti o dubini uspoređena s amplitudom zraka.....	10
Slika 5: Sekundarni krug otvorenog indirektnog sustava geotermalne dizalice topline .....	12
Slika 6: Vrste sekundarnih krugova zatvorenog indirektnog sustava geotermalne dizalice topline.....	12
Slika 7: Raspon godišnjih temperatura tla u ovisnosti o dubini.....	14
Slika 8: Dijagram rada uređaja u „on-off“ režimu .....	18
Slika 9: Blok dijagram PID regulatora .....	20
Slika 10: Odziv komponenti PID regulatora na jedinični skok regulacijskog odstupanja.....	21
Slika 11: Struktura frekvencijskog pretvarača .....	23
Slika 12: Parametri na izmjenjivaču pri smanjenom opterećenju .....	25
Slika 13: Pojednostavljena shema sustava geotermalne dizalice topline .....	26
Slika 14. Kompaktni pločasti izmjenjivači topline .....	28
Slika 15. Kompresor Dorin ispitne dizalice topline .....	30
Slika 16: Elektronički ekspanzijski ventil.....	31
Slika 17: Pomoćne komponente sustava .....	33
Slika 18. Princip rada termopara .....	34
Slika 19: Multimetri za mjerenje električnih snaga komponenti .....	36
Slika 20: Akvizicijski sustav Agilent 34970 A prije i poslije spajanja mjeren opreme.....	37
Slika 21: Frekvencijski pretvarač ABB ACH580-01 .....	38
Slika 22: Paljenje sustava geotermalne dizalice topline.....	39
Slika 23: Ovisnost snage kompresora i toplinskog učina kondenzator u sustavu s „on-off“ regulacijom.....	40
Slika 24: Kretanje temperature isparavanja u sustavu bez napredne regulacije .....	41
Slika 25: Stvarne vrijednosti histereze za postavljenu vrijednost $\Delta T = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	42
Slika 26: Ciklusi paljenja u ovisnosti o temperaturnoj histerezi .....	43
Slika 27: Usporedba ciklusa paljenja s i bez frekvencijskog pretvarača.....	45
Slika 28: Kretanje temperature isparavanja u sustavu s naprednom regulacijom.....	46
Slika 29: Usporedba temperatura isparavanja sustava s i bez frekvencijskog pretvarača .....	47



---

Slika 30: Prosječni COP sustava .....	48
Slika 31: Satna promjena temperature zraka i toplinskog opterećenja ispitnih prostorija .....	49
Slika 32: Faktori grijanja za pojedini radni sat dizalice topline, „on/off“ način rada.....	50
Slika 33: Faktori grijanja za pojedini radni sat dizalice topline, frekventno regulirani rad ....	50
Slika 34: Satni faktori djelomičnog opterećenja za sustav s „on/off“ regulacijom.....	52
Slika 35: Satni faktori djelomičnog opterećenja za sustav s frekvencijskom regulacijom .....	52
Slika 36: Godišnja razdioba korigiranog COP-a za sustav s „on/off“ regulacijom .....	53
Slika 37: Godišnja razdioba korigiranog COP-a za sustav s naprednom regulacijom.....	53

---

## POPIS TABLICA

Tablica 1: Vrste dizalica topline prema toplinskom spremniku.....	9
Tablica 2: Razlika postavljene i stvarne temperaturne histereze .....	42
Tablica 3: Prosječni COP sustava s „on-off“ regulacijom u ovisnosti o histerezi .....	44
Tablica 4: Utjecaj promjene frekvencije na uštedu sustava .....	54

---

**POPIS OZNAKA**

$c_p$	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet vode
$e(t)$	-	Regulacijsko odstupanje
$f$	Hz	Frekvencija
$h'$	kJ/kg	Entalpija radne tvari na ulazu u isparivač
$h''$	kJ/kg	Entalpija radne tvari na izlazu iz isparivača
$i(t)$	-	Izlazni signal iz PID regulatora
$k$	W/m <sup>2</sup> K	Koeficijent prolaza topline
$K_p, K_i, K_d$	-	Konstante pridružene proporcionalnom, integracijskom i derivacijskom djelovanju
$m_{RT}$	kg/s	Maseni protok radne tvari
$m_w$	kg/s	Maseni protok vode
$n$	min <sup>-1</sup>	Brzina vrtnje elektromotora
$P$	W	Snaga potrebna za rad kompresora
$p$	-	Broj pari polova asinkronog elektromotora
$p_i$	Pa	Tlak isparavanja
$p_k$	Pa	Tlak kondenzacije
$Q_{h,nd}$	Wh	Toplinski gubici prostora
$q_i$	J/kg	Specifični toplinski tok na isparivaču
$q_k$	J/kg	Specifični toplinski tok na kondenzatoru
$q_{m,RT}$	m <sup>3</sup> /s	Maseni protok radne tvari
$s$	-	Klizanje rotora asinkronog motora
$u(t)$	-	Ulazni signal u PID regulator
$u_{PID}$	-	Upravljački signal koji regulator šalje izvršnom uređaju
$\Delta T$	°C	Razlika između temperature kondenzacije i isparavanja
$\Delta T_m$	°C	Srednja logaritamska razlika temperatura između RT i vode
$T_i$	°C	Temperatura isparavanja
$T_k$	°C	Temperatura kondenzacije
$T_{tlo}$	°C	Temperatura tla
$T_{w,in}$	°C	Temperatura vode na ulazu u izmjenjivač
$T_{w,out}$	°C	Temperatura vode na izlazu iz izmjenjivača
$T_Z$	°C	Temperatura zraka
$t$	s	Vrijeme
$w_k$	J/kg	Specifična snaga kompresora
$\varepsilon_c$	-	Carnotova učinkovitost
$\phi_{gr}$	W	Toplinskog toka preuzet na kondenzatoru
$\phi_{hl}$	W	Toplinski tok potreban za hlađenje
$\phi_i$	W	Toplinski tok preuzet na isparivaču

---

$\phi_K$	W	Toplinski tok predan na kondenzatoru
$\phi_N$	W	Nazivni učin geotermalne dizalice topline

### KRATICE

AC	Izmjenična struja (eng. <i>Alternating current</i> )
BIT	Bušotinski izmjenjivač topline
COP	Faktor grijanja (eng. <i>Coefficient of performance</i> )
COP <sub>1,f</sub>	Faktor grijanja za frekvencijski reguliran sustav u jednom satu
COP <sub>1,on/off</sub>	Faktor grijanja u jednom satu za sustav u „on/off“ načinu rada
COP <sub>PL,on/off</sub>	Faktor grijanja s uračunatim cikličkim gubitcima
CR	Omjer djelomičnog opterećenja (eng. <i>Capacity ratio</i> )
DC	Istosmjerna struja (eng. <i>Direct current</i> )
DMT	Donja mrtva točka
DT	Dizalica topline
EER	Faktor hlađenja (eng. <i>Energy efficiency ratio</i> )
EEV	Elektronički ekspanzijski ventil (eng. <i>Electronic expansion valve</i> )
FSB	Fakultet strojarstva i brodogradnje
GHP	Geotermalne dizalice topline (eng. <i>Geothermal heat pumps</i> )
GMT	Gornja mrtva točka
GSHP	Dizalica topline s tlom kao toplinskim izvorom (eng. <i>Ground source heat pump</i> )
GWP	Potencijal globalnog zatopljanja (eng. <i>Global warming potential</i> )
HVAC	Grijanje, ventilacija i klimatizacija (eng. <i>Heating, ventilation, and air conditioning</i> )
ODP	Potencijal razgradnje ozona (eng. <i>Ozone depletion potential</i> )
PID	Proporcionalno-integralno-derivativni regulator
PLF	Faktor djelomičnog opterećenja (eng. <i>Particle load factor</i> )
PLR	Omjer djelomičnog opterećenja (eng. <i>Particle load ratio</i> )
RT	Radna tvar
SCOP	Sezonski faktor grijanja (eng. <i>Seasonal Coefficient Of Performance</i> )
SEER	Sezonski faktor hlađenja (eng. <i>Seasonal Energy Efficiency Ratio</i> )

---

## SAŽETAK

Posljednjih je godina tehnologija dizalica topline doživjele veliki napredak. U vrijeme sve veće potrošnje električne energije i zagađenja okoliša visoka učinkovitost i ekološka prihvatljivost postavila je dizalice topline visoko na listi prioriteta lokalnih, ali i regionalnih energetske strategija. Veliki značaj u daljnjem razvoju ima regulacija rada kompresora, što je ujedno i razlog istraživanja utjecaja naprednih sustava regulacije na učinkovitost procesa u ovome radu. Provedeno je eksperimentalno ispitivanje radnih parametara geotermalne dizalice topline s bušotinskim izmjenjivačem topline u režimu grijanja. Prvi dio mjerenja proveden je za postojeće stanje s najjednostavnijom „on/off“ regulacijom. Izmjereni rezultati su obrađeni i analizirani, a posebna je pažnja dana utjecaju temperaturnih histereza na učinkovitost sustava. Zatim je ugrađen frekvencijski pretvarač te su mjerenja ponovljena. Dobiveni rezultati s naprednom, frekvencijskom, regulacijom uspoređeni su s „on/off“ sustavom. Proveden je i kvazistacionarni proračun kojim su navedeni načini regulacije uspoređeni kroz cijelu sezonu grijanja.

Ključne riječi: Napredni sustavi regulacije; Grijanje; Energetska učinkovitost; Geotermalna dizalica topline.

**SUMMARY**

The heat pump technology progressed strongly over the past years. In a time of peaking levels of electricity consumption and pollution, high efficiency and sustainability made heat pumps a top priority of local as well as regional energy strategies. The key of further development is in a compressor control, which is why this thesis researches the impact of advanced control systems on process efficiency.

In this sense, an experimental examination of the working parameters for ground source heat pump with vertical, borehole, heat exchanger has been conducted in heating season. The first part of the measurements has been conducted for the existing setup with a simple “on/off” control. The data has been processed and analyzed, and special attention was given to the impact of temperature hysteresis on system efficiency, after which a frequency converter has been embedded and the measurements were repeated. The results of the two tests have been compared, and a quasisteady calculation has also been conducted in order to compare advanced control system with the base case throughout the whole heating season.

Key words: Advanced control systems; Heating; Energy efficiency; Geothermal heat pump.

## 1. UVOD

Raširenost problema povezanih s klimatskim promjenama dovela je do intenzivnog razvoja klimatskih i s njima povezanih energetske strategije na lokalnoj [1], nacionalnoj [2] i međunarodnoj [3] razini. Potpisivanjem Pariškog sporazuma [4] Hrvatska je ušla u globalni krug od 194 države čiji je cilj poticanje mehanizama za smanjenje emisija stakleničkih plinova i potporu održivom razvoju. Kao dio Europske unije (EU) prihvatila je Strategiju 2030 kojom želi osigurati sigurnu, cjenovno dostupnu i ekološki prihvatljivu energiju. Strateški je cilj smanjenje emisija stakleničkih plinova za najmanje 40 % u odnosu na razinu 1990. godine, 32.5% poboljšanje energetske učinkovitosti i 32% obnovljivih izvora energije na razini EU [3]. Postavljene vrijednosti mogu se postići samo čistim tehnologijama koje za rad koriste obnovljive izvore energije.

Povezanost između porasta svjetske populacije, životnog standarda i povećane potrošnje energije na globalnoj je razini vrlo visoka, a utjecaj politike na smanjenje potražnje za energijom ograničen je i sporan [5]. Izravna međuovisnost utrošene energije i razine stakleničkih plinova ukazuje na potrebu za energetski efikasnijom proizvodnjom i potrošnjom energije. Područje grijanja i hlađenja obuhvaća gotovo 50% ukupne potrošene energije EU u čemu je udio fosilnih goriva 75% [6]. Samim time ovaj sektor predstavlja veliki potencijal za smanjenje štetnih utjecaja na okoliš. Analize predviđaju daljnji porast potražnje za energijom koji će, uz već navedene probleme, dovesti do daljnjeg rasta cijene energije i nestašice fosilnih goriva [7,8]. Navedeni argumenti pogoduju korištenju alternativnih, energetski učinkovitih tehnologija kao što su dizalice topline.

Iako same nisu izvor, dizalice topline prema direktivi 2009/28/EZ spadaju u obnovljive izvore energije [9]. Definiraju se kao obnovljivi izvori jer korištenjem parnog kompresijskog ciklusa, na čijem principu većina sustava radi, toplinskom spremniku predaju ili oduzimaju energiju nekoliko puta veću od utrošene električne energije za pogon kompresora [10]. Geotermalne dizalice topline koriste tlo kao toplinski spremnik koji izmjenjuje toplinu s temperiranim medijem, najčešće zrakom u prostoriji ili potrošnom toplom vodom (PTV).

Kako bi se maksimalno iskoristio potencijal dizalice topline potrebna je pravilna regulacija njenih radnih parametara. Dizalice koje rade kao jedini izvor topline moraju se projektirati za kritične radne uvijete. Drugim riječima uređaj i u najhladnijim danima mora isporučiti dovoljnu količinu toplinske energije kako bi se održala tražena temperatura prostora. Takvih je dana u godini vrlo malo, pa za pokrivanje toplinskih gubitaka većinom nije potreban rad punim

---

kapacitetom. Dizalice topline bez naprednog sustava upravljanja ne mogu se prilagoditi smanjenoj potrebi za toplinom, što kao posljedicu ima smanjenje efikasnosti uređaja.

U ovome radu eksperimentalno su ispitani i analizirani radni parametri geotermalne dizalice topline u režimu grijanja. Početno stanje s jednostavnim „on/off relayem“, gdje uređaj radi s punim kapacitetom za dane radne uvjete ili uopće ne radi uspoređeno je s istim sustavom u koji je integriran frekvencijski pretvarač upravljani PID regulatorom. Određena je prikladna struktura PID regulatora kako bi se optimizirao broj okreta elektromotora kompresora. Zatim je proveden proračun godišnje uštede energije i novca korištenjem frekvencijski upravljanih sustava.



---

## 2. TEORIJSKE OSNOVE

Za razvoj tehnologije neophodno je poznavanje fizike njenog procesa. William Thomson, poznatiji kao Lord Kelvin, opisao je 1852. godine termodinamički ciklus za prijenos energije s niže energetske razine na višu, tj. s hladnijeg tijela na toplije. Razvoj znanosti povećao je efikasnost uređaja i njihove kapacitete. Prva veća dizalica topline u Europi postavljena je 1938. godine na vijećnicu u Zürichu. Omjer dobivene toplinske energije po jedinici utrošene električne energije bio je nešto iznad 2 [11]. Kao predvodnik u razvoju tehnologije Švicarska je u istom gradu 2013. godine, na tehničkom sveučilištu (ETH Zürich) u pogon pustila najsuvremeniji sustav sa sezonskim omjerom dobivene i utrošene energije većim od 6 [12]. Osim razvoja komponenti, veliku ulogu u napretku tehnologije i povećanju učinkovitosti imali su sustavi regulacije procesa. U nastavku će se opisati princip rada dizalica topline kao cjeline i njenih komponenti kako bi u konačnici razumjeli djelovanje regulacije na sustav.

### 2.1. Dizalice topline

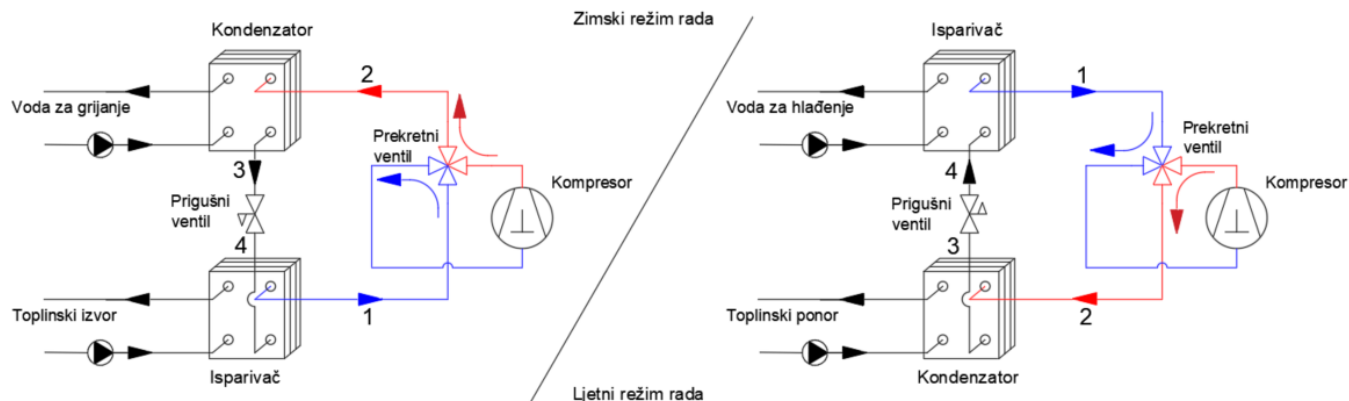
Priroda nam svakodnevno pokazuje da toplina prelazi s tijela više na tijelo niže temperature. Ali možemo li tijekom ljeta toplinu „izbaciti“ iz prostorije u topliji okoliš? A tijekom zime „unijeti“ iz hladnog okoliša u našu toplu kuću? Odgovor na oba pitanja je potvrđan ako koristimo dizalicu topline.

Dizalice topline popularne su već neko vrijeme, ali posljednjih su godina stekle status zelene tehnologije zbog čega je interes za njima naglo porastao. Predviđa se daljnji rast broja instaliranih jedinica, posebno u zemljama gdje je većina potražnje za toplinskom energijom iz fosilnih goriva.

Razlikujemo dva glavna područja primjene dizalica topline. Prvo je upotreba u stambenim i poslovnim zgradama gdje se mogu koristiti za grijanje, hlađenje i/ili pripremu potrošne tople vode. Druga je opcija upotreba u industrijskim procesima sušenja, isparavanja, destilacije, proizvodnji industrijske pare, zagrijavanju vode za razne procese itd. Postoje i posebne primjene poput upotrebe u autima [13,14] ili na brodovima [15] Ti uređaji imaju specifične zahtjeve koji se u ovome radu neće obrađivati. Fokus je na dizalicama topline namijenjenim grijanju i hlađenju prostora. Iako primjena dizalica topline u ovome području nije novitet, tehnologija još uvijek ima puno prostora za napredak.

### 2.1.1. Princip rada dizalice topline

Dizalica topline je uređaj koji korištenjem ljevokretnog procesa omogućuje prijenos topline iz spremnika niže u spremnik više temperature [16]. Slika 1 prikazuje osnovne dijelove dizalice topline u zimskom i ljetnom režimu rada.



Slika 1: Shema rada dizalice topline

Osnovni dijelovi dizalice topline su isparivač, kompresor, kondenzator, prigušni ventil i radna tvar.

Radna tvar (RT) u parovitom agregatnom stanju pod tlakom isparavanja ulazi u kompresor koji ju podiže na višu temperaturu i tlak uz utrošak električne energije. Iz kompresora visokotemperaturna RT odlazi u prvi izmjenjivač topline, kondenzator, gdje uslijed razlike temperature radne tvari i stijenke izmjenjivača oslobađa latentnu toplinu kondenzacije te mijenja agregatno stanje iz parovitog u kapljevitog. Toplinu kondenzacije prima medij koji struji s druge strane stijenke izmjenjivača i u režimu grijanja se direktno ili indirektno koristi za zagrijavanje prostora. U režimu hlađenja toplina se odbacuje u okoliš. Zatim se pothlađena kapljevina radne tvari prigušnim elementom dovodi na tlak isparavanja. Smjesa kapljevine i manjeg udjela pare s tlakom isparavanja ulazi u drugi izmjenjivač topline, isparivač, gdje joj se dovodi toplinski tok koji prima medij temperature više od temperature isparavanja. Predajom topline tom se mediju snižava temperatura i u rashladnom procesu on hladi prostor. Uslijed dovođenja toplinskog toka RT isparava i time počinje novi ciklus.

U modernim izvedbama već je standardno ugrađen i prekretni ventil koji mijenja tok radne tvari kako bi sustav mogao raditi u oba režima. Na taj način jedna dizalica topline može osigurati toplinsku ugodnost tijekom cijele godine [17,18].

### 2.1.2. Učinkovitost procesa

Kao što je spomenuto u uvodu, radna tvar kroz sustav prenosi toplinu nekoliko puta veću od rada koji je potrebno dovesti u kompresoru kako bi se omogućila izmjena topline. Toplinski tokovi i snaga kompresora povezani su prvim zakonom termodinamike:

$$\phi_k = \phi_i + P, \quad (1)$$

gdje je  $\phi_k$  toplinski tok predan na kondenzatoru jednak zbroju  $\phi_i$  toplinskog toka preuzetog na isparivaču i  $P$  snage potrebne za rad kompresora. Ova je jednadžba grafički prikazana u logp – h dijagramu na slici 2 pomoću specifičnih veličina koje se dobiju dijeljenjem jednadžbe 1 s masenim protokom radne tvari  $q_{m,RT}$ ;

$$q_k = q_i + w_k. \quad (2)$$

Prilikom sezone grijanja korisna toplina preuzima se na kondenzatoru  $\phi_{gr} = \phi_k$ . Kako je  $\phi_k > P$  efikasnost je veća od 100%. Da bi se izbjegla zbunjenost, za ocjenu procesa češće se koristi faktor grijanja (eng. *coefficient of performance* – COP), definiran kao omjer toplinskog toka predanog ogrjevnom mediju i pogonske snage kompresora [18];

$$\text{COP} = \frac{\phi_k}{P}. \quad (3)$$

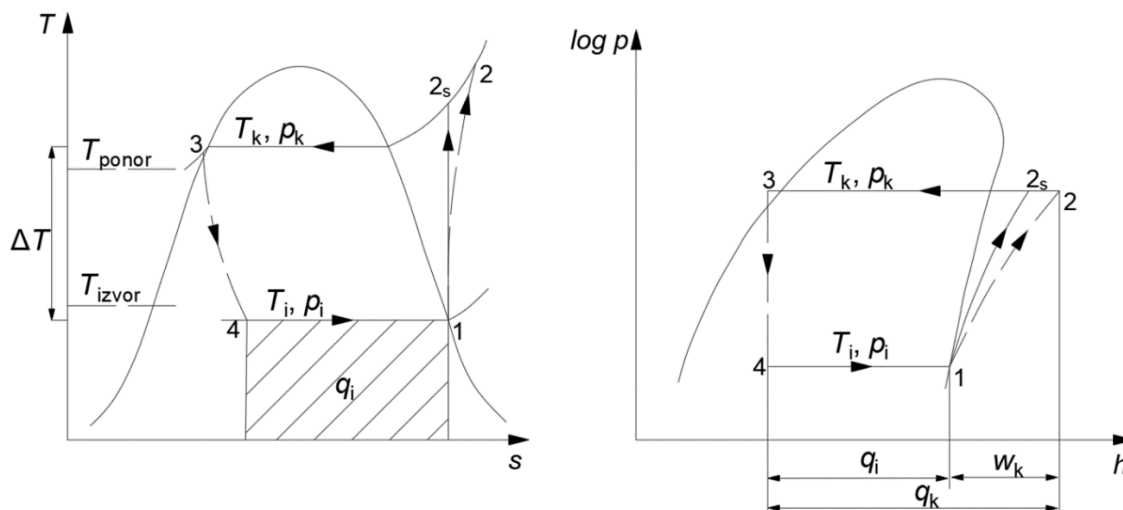
U rashladnom se procesu na sličan način računa faktor hlađenja (eng. *energy efficiency ratio* – EER), ali koristan toplinski tok prenosi se na isparivaču  $\phi_{hl} = \phi_i$ ;

$$\text{EER} = \frac{\phi_i}{P}. \quad (4)$$

COP i EER računaju se za stacionarna stanja i vezani su za radne točke procesa. U svome istraživanju Staffell et al. [19] prikupio je podatke iz različitih izvora i u kombinaciji s kataloškim vrijednostima mnogih proizvođača opreme iznio je vrijednosti COP-a u ovisnosti o temperaturnoj razlici izvora i ponora topline. Prema istraživanju COP se kreće u intervalu od 2 do 5 gdje veće vrijednosti pripadaju manjim temperaturnim razlikama  $\Delta T$  između temperature kondenzacije i isparavanja. Temperaturna razlika  $\Delta T$  prikazana je na y- osi T-s dijagrama slike 2. Porastom  $\Delta T$  svakih 10 K faktor grijanja / hlađenja pada za 0.67 do 1.07.

Do sličnih je rezultata došao i BINE 2013 [20] u istraživanju na instaliranim geotermalnim dizalicama topline pod realnim radim uvjetima. On je izveo jednadžbu minimalnog COP-a koji će dati dobro postavljena geotermalna dizalica topline, jednadžba 5;

$$\text{COP}_{\min} = 0,00068 \cdot \Delta T^2 - 0,140 \cdot \Delta T + 8,17. \quad (5)$$



Slika 2: Prikaz karakterističnog procesa u  $T - s$  (lijevo) i  $\log p - h$  (desno) dijagramu

Teoretski maksimum učinkovitosti procesa ograničen je apsolutnim temperaturama toplinskih spremnika (Carnotova učinkovitost) prema jednadžbi 6;

$$\varepsilon_c = \frac{T_{\text{ponor}}}{T_{\text{ponor}} - T_{\text{izvor}}} \geq \text{COP}. \quad (6)$$

Kako su za odvijanje realnog procesa potrebne razlike temperatura na isparivaču i kondenzatoru između radne tvari i medija, on se odvija između temperatura  $T_i$  i  $T_k$ . Cilj regulacije je smanjiti razliku temperatura  $\Delta T$  što se postiže na dva načina:

- smanjenjem temperaturne razlike između toplinskog izvora i ponora;
- smanjenjem temperaturnih razlika u kondenzatoru i isparivaču.

Temperaturna razlike između toplinskog izvora i ponora definirana je zahtijevanom temperaturom grijanja / hlađenja i temperaturom okoliša s kojim se izmjenjuje toplina. Dakle, na prvi parametar možemo utjecati režimom grijanja / hlađenja i odabirom izvora topline o čemu će biti riječ u idućem poglavlju.

Razlika između temperature isparavanja  $T_i$  i temperature izvora topline  $T_{\text{izvora}}$  mora postojati kako bi toplina prelazila s toplinskog izvora na medij. Slično vrijedi i za prijelaz topline u kondenzatoru s medija temperature  $T_k$  na toplinski ponor temperature  $T_{\text{ponor}}$  (slika 2). Povećanjem površine izmjenjivača topline, kao i njegovom geometrijom moguće je smanjiti potrebnu razliku temperatura.

Prema uredbi 626/2011/EU [21] klima uređaji razvrstavaju se u energetske razrede prema sezonskom faktoru grijanja, odnosno hlađenja.

Koeficijent sezonske učinkovitosti ili sezonski faktor grijanja (eng. *seasonal coefficient of performance* - SCOP) je ukupni koeficijent učinkovitosti jedinice, reprezentativan za cijelu utvrđenu sezonu grijanja (odnosi se na utvrđenu sezonu grijanja) koji se računa dijeljenjem

referentne godišnje potrebe za grijanjem s godišnjom potrošnjom električne energije za pogon sustava grijanja.

Omjer sezonske energetske učinkovitosti ili sezonski faktor hlađenja (eng. *seasonal energy efficiency ratio* - SEER) je ukupni omjer energetske učinkovitosti jedinice, reprezentativan za cijelu sezonu hlađenja, koji se računa dijeljenjem referentne godišnje potrebe za hlađenjem godišnjom potrošnjom električne energije za hlađenje.

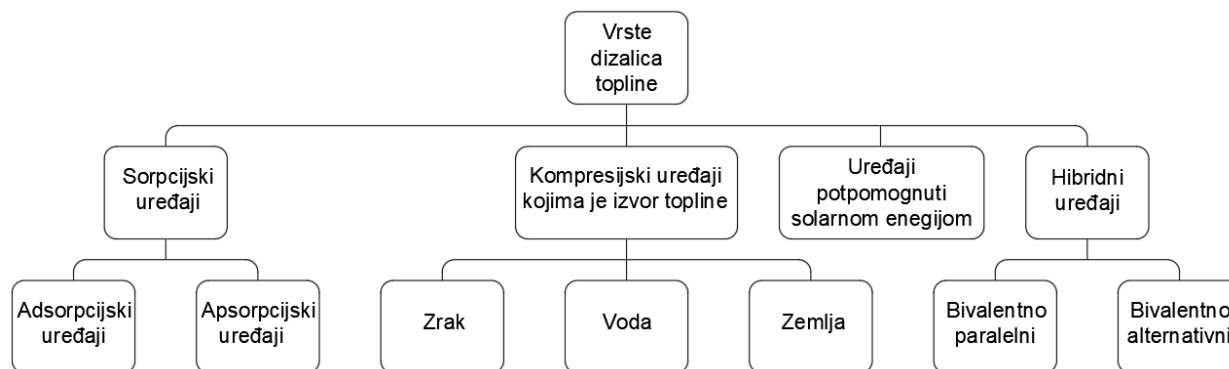
Navedene definicije preuzete su iz uredbе Komisije EU 626/2011 [21] u kojoj su navedeni i energetske razredi klimatizacijskih uređaja. Bolji uređaji imaju veću efikasnost procesa, što osim manjih pogonskih troškova znači veći udio obnovljive energije u ukupno potrošenoj energiji sustava [16].

### **2.1.3. Vrste dizalica toplina**

Dizalice topline najčešće se klasificiraju prema njihovom toplinskom spremniku o kojemu izravno ovisi njihova učinkovitost. Na tržištu je veliki broj izvedbi, a slika 3 prikazuje tipove dizalica toplina prema Gaur et al. [17] i Soldo [22]. Tri vrste koje se najčešće koriste u kućnim i manjim komercijalnim sustavima grijanja / hlađenja su kompresijski uređaji sa zrakom, vodom i tлом kao toplinskim spremnikom. Nove tehnologije poput sorpcijski pogonjenih dizalica topline ubrzano se razvijaju, iako još nije pronađeno njihovo područje široke primjene u industriji [23]. Pod sorpcijske uređaje spadaju adsorpcijski i apsorpcijski koji se razlikuju po termodinamičkom ciklusu kroz koji prolazi radna tvar.

Solarno potpomognute dizalice topline vrlo su učinkoviti sustavi koji mogu pokriti niže zahtjeve za toplinom poput grijanja kuće ili PTV-a. Problem je nestabilan izvor solara koji utječe na rad, ali to se može riješiti ugradnjom dvostrukog izvora topline. Primjer je solarom potpomognuta geotermalna dizalica topline za koju su Sarbu i Sebarchievic [24] dokazali da je isplativa i ekološki vrlo prihvatljiva. Međutim, potrebne su učinkovite strategije upravljanja za optimiziranje performansi i učinkovitosti DT s dva izvora. Busato et al. [25] otkrivaju da su DT s više izvora, npr. zemlja + solar, najisplativije rješenje za opskrbu toplinom.

Za razliku od monovalentnog načina rada gdje DT pokriva sve toplinske gubitke za vanjsku projektnu temperaturu, postoje i hibridni sustavi koji se sastoje od konvencionalnog izvora topline poput plinskog bojlera u sinergiji s DT. Ako je DT jedini izvor topline do određene postavljene temperature nakon koje se pali i konvencionalni izvor govorimo o bivalentno paralelnom načinu rada, a ako se na zadanoj temperaturi gasi dizalica i radi samo konvencionalni izvor govorimo o bivalentno alternativnom radu. U hibridnim sustavima DT je dimenzionirana da pokrije 20 do 60 % toplinskog toka pri vršnom opterećenju i pokriva 50 do 95% godišnjih potreba za grijanjem [26].



Slika 3: Vrste dizalica topline

Dizalice topline kojima je zrak toplinski spremnik najrasprostranjenije su u praksi. One preuzimaju toplinu iz okolišnog zraka i prenose ju u unutrašnjost objekta. Glavni tehnički problem je temperatura vanjskog zraka koja je obično najniža kada su potrebe za toplinom najveće – tj. tijekom hladnih zimskih mjeseci. Vrijedi i obratno, kada je potreba za hlađenjem najveća temperatura toplinskog spremnika je najviša. Zbog toga se uređaji sa zrakom kao toplinskim izvorom obično koriste u hibridnom načinu rada. Također u radu dolazi do pojave leda na orebrenim površinama isparivača pri nižim okolišnim temperaturama [27].

Voda koja se koristi kao toplinski spremnik može biti površinska (potok, rijeka, jezero, more) ili podzemna. Površinske vode su pristupačan i jeftin izvor topline, ali učinkovitost im je nešto niža zbog niske temperature izvora zimi. Isplati ih se ugraditi samo u neposrednoj blizini izvora jer pogonski troškovi crpljenja i povrata vrlo brzo dosegnu točku isplativosti investicije. Podzemne vode bolji su izvor topline, ali ne toliko rasprostranjen. Temperatura se održava cijele godine između 8 i 12 °C što ih čini termodinamički najpovoljnijim toplinskim izvorom. Sustav može biti otvoren, kada se voda crpi te prenosi do izmjenjivača topline, a zatim vraća u izvor i zatvoren gdje voda cirkulira u zatvorenom krugu između spremnika i izmjenjivača. Primjena je ograničena mnogim propisima koji se brinu o održivosti okoliša [17].

Prilikom projektiranja sustava grijanja, ventilacije i klimatizacije (HVAC) važno je odabrati tip dizalice topline koji najbolje odgovara svrsi i lokaciji objekta. Zato su u tablici 1 navedene glavne karakteristike svakog izvora topline.

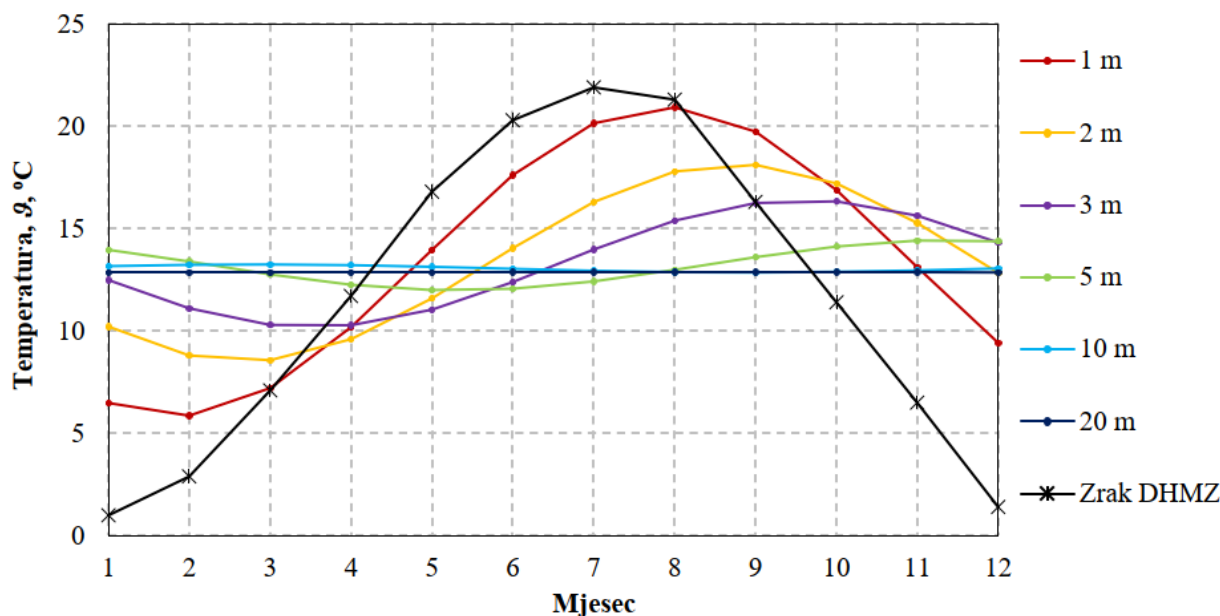
Tablica 1: Vrste dizalica topline prema toplinskom spremniku, prema [17]

Izvor topline	Investicijski troškovi	Prosječan COP	Utjecaj na okoliš	Prednosti	Nedostaci
Zrak	+	3	Propuštanje negativno utječe na , onečišćenje bukom	Jednostavno rukovanje, niski troškovi održavanja, relativno mala potrošnja primarne energije	Pojava leda na vanjskoj jedinici, COP ovisi o temperaturi okolišnog zraka, zahtjeva više prostora i narušava estetiku zgrade
Voda	++	4,3	Može prouzročiti zagađenje vode, nakupljanje mulja mijenja prirodnu ravnotežu	Visokoučinkovita tehnologija, nije pod velikim utjecajem okolišnih uvjeta, može iskoristiti otpadnu toplinu iz rijeka i jezera	Zahtijeva velike spremnike vode u blizini, puno administrativnih poslova i testiranja prije instalacije uređaja
Zemlja	+++	3,5 - 4	Površinska voda može ući u tlo, može promijeniti temperaturu podzemnih voda, najmanji utjecaj	Izuzetno učinkovita tehnologija koja pokazuje veliki potencijal uštede energije, pouzdan izvor topline, rad u regijama s ekstremnim zimama	Potrebna je pažljiva procjena lokalnog tla, COP se pri kraju sezone grijanja može smanjiti zbog zasićenja tla toplinom

Sustavi sa zrakom najrašireniji su tip DT. Zbog široke primjene zamjenski su dijelovi lako dostupni i cjenovno pristupačni. Najčešće se postavljaju u split izvedbi s kompresorom, prigušnim ventilom i jednim izmjenjivačem s vanjske strane. Drugi izmjenjivač je u temperiranom prostoru. Sustav ne zahtijeva posebne okolišne uvijete pošto je zrak univerzalno dostupan. Treba paziti na postavljanje vanjske jedinice koja proizvodi buku i teško ju je sakriti. Isparivač je tijekom zime potrebno odleživati što dodatno smanjuje učinkovitost, povećava troškove i smanjuje ugodnost pošto za vrijeme odleživanja uređaj ne obavlja svoju primarnu funkciju grijanja.

Ako i postoji spremnik vode u blizini objekta, ugradnja dizalice topline koja će ga iskoristiti često je otežana regulativama o povratu vode u tlo ili kanalizaciju. Države i lokalni zakoni ponekad se ne podudaraju ili uopće nije propisan postupak odbacivanja vode. Ovaj sustav ima vrlo visoku učinkovitost i može iskorištavati otpadnu toplinu.

Geotermalne dizalice topline zahtijevaju najveću investiciju, ali troše manje energije za rad od izvedbi sa zrakom, najpouzdaniji su izvor, koriste manje radne tvari zbog čega su bolje za okoliš, iziskuju manje troškove održavanja jer dijelovi nisu izloženi utjecaju vremenskih uvjeta [28]. Ipak, najveća je prednost geotermalne dizalice topline približno konstantna temperatura izvora tijekom godine, slika 4.



Slika 4: Godišnja amplituda tla u ovisnosti o dubini uspoređena s amplitudom zraka, izvor [16]

#### 2.1.4. Geotermalna energija kao toplinski izvor

Osim energije fosilnih goriva Zemlja u svojoj kori pohranjuje i obilnu količinu toplinske energije koju nazivamo geotermalnom energijom. Ovisno o temperaturi tla ovu vrstu energije možemo iskoristiti na nekoliko načina [29];

- proizvodnja električne energije → visoka temperatura izvora;
- direktno grijanje → srednja temperatura izvora ;
- posredno grijanje preko dizalice topline → niska temperatura izvora.

Radioaktivni raspad minerala kontinuiran je proces koji uz zaostalu toplinu formiranja jezgre čini glavni uzrok toplinskog toka iz Zemljine unutrašnjosti prema površini. Stoga geotermalna energija spada u obnovljive izvore [16]. Visoke ( $\vartheta > 150\text{ °C}$ ) i srednje ( $150\text{ °C} > \vartheta > 30\text{ °C}$ ) temperature izvora obično su produkti toplinskih tokova dobivenih od rastaljene kore Zemlje. Tokovi dolaze do stijena i vode duboko pod površinom i tamo se akumuliraju. Dubina na kojoj se nalaze određuje potencijal za iskorištenjem [30]. Izvori niže ( $\vartheta < 30\text{ °C}$ ) temperature su prisutni na većini kopnenih lokacija, a nastaju pod utjecajem sunčeve energije i temperaturi zraka. Prijenos takve toplinske energije relativno je jednostavan, jer su dubine koje su u pitanju obično male [18]. Upravo je to razlog sve veće eksploatacije geotermalne energije za grijanje i hlađenje.

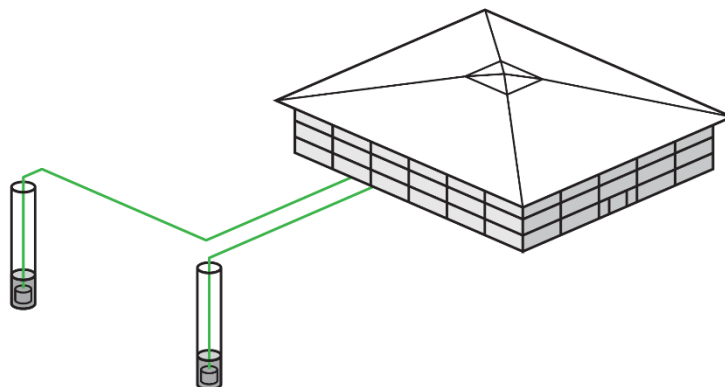
Iako se u literaturi ponekad ističe razlika između dizalica topline s tlom kao toplinskim izvorom (eng. *ground source heat pumps* - GSHP) i geotermalnih dizalica topline (eng. *geothermal heat pumps* - GHP) u ovome se radu oba naziva povezuju s uređajima koji koriste toplinu iz relativno plitkog tla (obično 1.2 do 200 m) i primjenjuju se za potrebe u domaćinstvu i manjim industrijskim postrojenjima.



Sustavi grijanja i hlađenja s tлом kao toplinskim izvorom tijekom zime prenose toplinu iz zemlje u zatvoreni prostor, a tijekom ljeta višak topline iz prostorije odbacuju u tlo. Istraživanja su pokazala da je otprilike 70% energije koja se koristi u geotermalnim dizalicama topline obnovljiva toplinska energija iz tla [26]. Zbog manjeg broja mehaničkih komponenti koje su zaklonjene od vremenskih uvjeta pod zemljom, GSHP su izdržljive i zahtijevaju malo održavanja. Na podzemni dio sustava daju se garancije 25 do 50 godina što korisniku osigurava dugi period bezbrižnosti.

Izmjena topline između radne tvari i tla može biti direktna i indirektna. Kod direktno izvedenih sustava, odnosno konfiguracija s jednom petljom, radna tvar struji kroz izmjenjivač topline ukopan u tlu. Tako izbjegavamo potrebu za posrednim medijem, odnosno dodatnim izmjenjivačem topline koji povećanjem razlike između temperature isparavanja  $T_i$  i temperature kondenzacije  $T_k$  smanjuje efikasnost sustava. Ukopani izmjenjivač topline ponaša se kao isparivač tijekom sezone grijanja i kondenzator u sezoni hlađenja [31]. Također, u konfiguraciji s jednom petljom nije potrebna pumpa koja cirkulirala posredni medij, već se ugrađuje malo veći kompresor da nadomjesti pad tlaka produženog cjevovoda što u zbroju također pozitivno utječe na faktor grijanja. Bez obzira na navedene prednosti direktno izvedeni sustavi su rijetki u praksi zbog većeg punjenja radnom tvari, povišenog tlaka u cijevima koje u slučaju pucanja treba ponovo iskopati da bi se zamijenile i negativnog utjecaja na okoliš u slučaju propuštanja [32]. Navedene bi poteškoće mogle biti anulirane novim tehnološkim rješenjima. Austrija i Francuska investiraju velika sredstva u razvoj direktne tehnologije s isparivačem u tlu koja bi imala i kondenzator direktno spojena na podno grijanje [31].

Sustavi uglavnom rade indirektno, pomoću dodatne petlje u kojoj posredni fluid prenosi toplinu između isparivača i tla. Sama radna tvar nema direktnog doticaja sa zemljom. Dodatni krug može biti otvoren i zatvoren. Otvoreni sustavi koriste lokalnu podzemnu vodu kao posredni medij. Najčešće se izvode bušenjem bunara do spremnika podzemne vode koja se kroz cijevi crpi do izmjenjivača topline na površini. Na izmjenjivaču se vodi predaje ili oduzima toplina, a zatim se na određenoj udaljenosti od polaza kemijski nepromijenjena voda vraća u tlo. Ova konfiguracija najprikladnija je za veće sustave, ali sa sobom nosi rizik. Bez detaljne hidro-geološke studije ne može se znati kvaliteta i količina vode. Prepreka instalaciji ovakvih uređaja često su i lokalni propisi koji ograničavanjem dozvoljene količine za upotrebu žele zaštititi kvalitetu vode. Slika 5 prikazuje sekundarnu petlju otvorenog sustava.



Slika 5: Sekundarni krug otvorenog indirektnog sustava geotermalne dizalice topline, izvor [33]  
 Zatvoreni krug ima dodatni izmjenjivač topline u tlu zbog čega mu je učinkovitost nešto manja. S druge strane njegova je prednost mogućnost ugradnje bez obzira postoji li podzemna voda na lokaciji ili ne. Nekoliko je vrsta indirektnih zatvorenih sustava čiji su sekundarni krugovi prikazani i opisani u nastavku.

a) horizontalna izvedba	b) spiralna izvedba
c) vertikalna izvedba	d) izvedba u pilotima

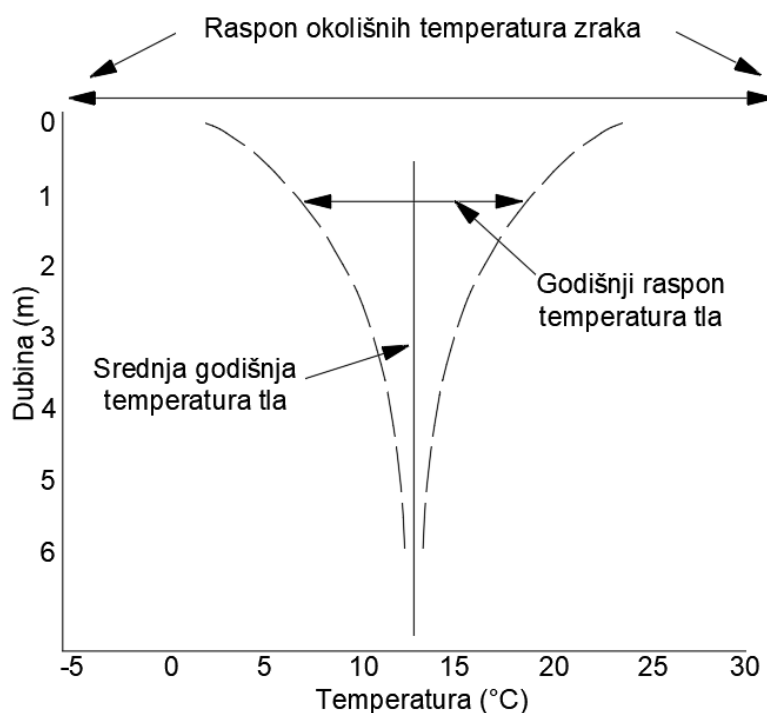
Slika 6: Vrste sekundarnih krugova zatvorenog indirektnog sustava geotermalne dizalice topline, izvor [33]

Horizontalne izvedbe (slika 6a) relativno se lako ugrađuju, ali zauzimaju veliku površinu. Postoje brojne izvedbe geometrije rovova u koje se postavljaju, a zatim i zatrpavaju izmjenjivačke cijevi, a zajednička im je karakteristika da se nalaze na 1 - 2 m dubine. Zbog plitke ugradnje pod utjecajem su izmjene topline s atmosferom, ali dovoljno duboko da ne dolazi do zamrzavanja. Ostali čimbenici koji utječu na izmjenu topline su kiša, snijeg, rast vegetacije i izloženost suncu same zemlje. Cijevi se mogu spajati serijski ili paralelno, a njihov se raspored prilagođava dostupnoj zemlji.

Spiralna izvedba (slika 6b) slična je horizontalnoj jer je izmjenjivač obično vodoravno postavljen u zemlju. Razlika je u obliku postavljanja cijevi koje nisu ravne već u obliku kružnih petlji položene u rovove [31]. Ova izvedba zahtijeva veću izmjenjivačku površinu za isti učin, ali manju površinu zemlje jer su cijevi gušće postavljene. Zato se koristi kada troškovi iskopa čine veliki udio u ukupnim investicijskim troškovima, a troškovi materijala nisu previsoki. Zbog veće duljine izmjenjivačkih cijevi potrebne su i jače pumpe koje troše više energije i time smanjuju COP.

Glavni dio vertikalno izvedenog sekundarnog kruga (slika 6c) čini bušotinski izmjenjivač topline (BIT). Kao što i naziv govori izmjenjivač se postavlja u bušotinu dubine od nekoliko desetaka pa do 400 m [16]. Da bi se poboljšao prijenos topline između cijevi izmjenjivača i tla prostor je ispunjen posebnom ispunom koja se polaže od dna prema vrhu bušotine [34, 35]. Ako je potrebno više BIT-ova postavljaju se razdjelnici kako bi se jednoliko rasporedila radna tvar. Potrebno je paziti i na razmak između dvije bušotine koji mora biti barem 4 m kako izmjenjivači topline ne bi utjecali jedan na drugog promjenom temperature okolnog tla. Glavna prednost ovakve izvedbe sustava je konstantna temperatura izvora tijekom cijele godine ispod 10 m dubine, slika 4. Glavni nedostatak s druge strane su troškovi postavljanja, jer je bušenje obično skuplje od horizontalnog ukopavanja.

Na slici 7 vidimo da se povećanjem dubine godišnji ekstremi približavaju. Točna dubina na kojoj je godišnja promjena temperature zanemariva ovisi o nekoliko faktora poput osunčanosti tla, pojavi snijega, leda, inja i toplinskim svojstvima tla. Vertikalna je izvedba GSHP najraširenija u praksi.



Slika 7: Raspon godišnjih temperatura tla u ovisnosti o dubini

Prepoznavanjem potencijala iskorištavanja konstantne temperature zemlje razvila se tehnika postavljanja izmjenjivača u armirano-betonske pilote, slika 6d. Piloti su namijenjeni za temeljenje građevine, obično na tlu slabe nosivosti. Da bi se očvrstnula konstrukcija pilot se mora ukopati u zemlju, a dodavanjem izmjenjivača trošak se neznatno povećava. Prilikom konstrukcije važno je voditi računa da se dizajn i tehnika ukopavanja pilota što manje mijenja jer svaka promjena nosi dodatne troškove. Osim u temeljima stambenih i poslovnih objekata ova tehnologija koristi se u pilotima mostova kako ne bi došlo do stvaranja leda na površini ceste [22].

### 2.1.5. Radne tvari

Sredstvo koje nam služi za prijenos energije između kondenzatora i isparivača nazivamo radna tvar. Pri izboru radne tvari pazimo na njene termodinamičke, sigurnosne i funkcionalne osobine.

Termodinamičke osobine moraju osigurati prijenos topline s niže na višu temperaturu pri umjerenim radnim uvjetima. To znači da temperature i tlakovi kondenzacije i isparavanja moraju biti lako postizivi. Omjer tlakova za željene temperature kondenzacije i isparavanja ne smije biti prevelik, kao ni temperatura na kraju kompresije, da bi kompresor mogao optimalno

raditi. Gustoća parne faze radne tvari, specifična toplina isparavanja i koeficijent toplinske provodnosti direktno utječu na veličinu komponenti sustava i poželjno je da su što veći kako bi se komponente smanjile. Temperatura zamrzavanja mora biti niska, a kritična temperatura visoka kako bi pokrili široko područje radnih parametara.

Sigurnosne osobine brinu o sigurnosti ljudi koji se nalaze u neposrednoj blizini uređaja. Poželjno je da radne tvari nisu zapaljive, otrovne i eksplozivne, te da se njihova prisutnost u zraku lagano otkriva.

Fizikalne osobine utječu na životni vijek uređaja i učestalost servisa i popravaka. Radna tvar ne smije otapati materijale konstrukcije niti biti korozivna. Kemijska i fizikalna stabilnost poželjne su kako ne bi došlo do reakcija s komponentama sustava, npr. uljem u prisutnosti vlage.

Uz navedene osobine radna tvar mora biti ekološki prihvatljiva. Ogrjevni i rashladni sustavi s kompresijom pare troše visokokvalitetnu električnu energiju za koju se u najvećoj mjeri koriste fosila goriva. Osim toga radne tvari stvaraju dodatne ekološke probleme ako završe u okolišu uslijed curenja ili prilikom punjenja sustava [35, 36]. Veliki broj kemijskih tvari isproban je i testiran za potrebe sustava dizalica topline. U početnom razdoblju razvoja tehnologije korištene su prirodne radne tvari. Zbog loših sigurnosnih svojstava zamijenjene su sintetičkim tvarima. Klorofluorouglijci (CFC), klorofluorouglikovodici (HCFC) i fluorirani ugljikovodici (HFC) preuzeli su tržište zbog svojih izvrsnih sigurnosnih, termodinamičkih i kemijskih svojstava. Trend se ponovo mijenja u korist prirodnih radnih tvari te se zabranjuje korištenje mnogih sintetički zbog lošeg utjecaja na klimatske promjene. S jedne strane, CFC i HCFC spojevi sadrže klor koji reagira s ozonom i uništava atmosferski ozonski sloj. Prilikom propuštanja radna tvar odlazi u atmosferu. Kroz neko vrijeme iz troposfere ulazi u stratosferu te se pod utjecajem UV-zračenja molekula radne tvari raspada. Ako sadrži elemente koji se lako spajaju s kisikom poput klora i broma dolazi do kemijskih reakcija u kojima se molekula ozona raspadne. S druge strane, HFC spojevi ne sadrže klor ili brom, ali su staklenički plinovi koji utječu na globalnu temperaturu Zemljine površine [38].

## 2.2. Regulacija procesa

Svrha sustava regulacije u području grijanja, ventilacije i klimatizacije (HVAC) je održati udobnost ljudi u pogledu željene temperature, vlage, tlaka i kvalitete zraka unutar zatvorenog prostora [38, 39]. Da bi se postigla željena svojstva zraka u zatvorenom prostoru potrebno je proračunati parametre komponenti sustava. Proračun komponenti geotermalne dizalice topline na Fakultetu strojarstva i brodogradnje (FSB) napravili su Malić [41] za režim hlađenja i Gjurasić [42] za režim grijanja. Uzeti su kritični uvjeti, tj. dani s najvećim dnevnim toplinskim dobitcima u ljeti i gubitcima u zimi kako bi se osigurala ugodnost tijekom cijele godine.

Drugi korak prije montaže samog uređaja je projektiranje sustava regulacije. Kada bi se uređaj instalirao bez sustava regulacije željeni bi uvjeti bili postignuti samo u slučaju konstantnog vršnog toplinskog opterećenja. Znamo da se u stvarnosti toplinsko opterećenje stalno mijenja pa je regulacija neizostavni dio sustava. Pri projektiranju sustava regulacije važno je pronaći ekonomski najpovoljniji sustav koji će u životnom ciklusu uređaja dati najpovoljniji omjer potrebne energije i njene cijene. Drugim riječima koliko ćemo novaca utrošiti u poboljšanje termodinamičke učinkovitosti sustava uslijed naprednije regulacije. Za svaku jedinstvenu instalaciju potrebno je razviti odgovarajuću tehniku upravljanja kapacitetom i prilagoditi je. Dinamična interakcija komponenata sustava dizalice topline čini upravljanje sustavom kompliciranim i složenim. Promjena jednog parametra u bilo kojoj pojedinoj komponenti vjerojatno će utjecati na nekoliko drugih čije je ponašanje teško predvidjeti. Na sustav kao cjelinu utječu istovremeno klimatski uvjeti, ponašanje sustava distribucije topline (poput podnog grijanja ili radijatora), toplinski kapacitet prostora, izvor topline (zrak ili zemlja), spremnik (ako postoji), različito ponašanje korisnika itd. Nadalje, na razini ciklusa, komponente koje omogućuju termodinamički ciklus poput kompresora, kondenzatora, isparivača i ekspanzijskog ventila također djeluju na prilično složen dinamički način, obično s mnogo kraćim vremenskim konstantama u odnosu na izvor topline ili toplinski kapacitet. Neki rubni uvjeti, poput trenutne insolacije ili ponašanja stanovnika, mogu uzrokovati brze promjene u dinamičkom ponašanju. Nužno je uzeti u obzir sve komponente i njihovu interakciju kada se uspoređuju različite strategije upravljanja [43].

Bez obzira na kompleksnost izvedbe svaki od sustava regulacije sadrži četiri osnovna elementa [44]:

- Senzor - mjeri stvarnu vrijednost kontrolirane varijable poput temperature, vlažnosti ili protoka i daje podatke regulatoru.

- Regulator - prima ulaz od senzora, obrađuje ga i potom proizvodi izlazni signal za upravljeni uređaj.
- Upravljeni uređaj - djeluje tako da mijenja upravljanu varijablu prema uputama regulatora.
- Izvor energije - potreban je za napajanje upravljačkog sustava. Upravljački sustavi koriste ili pneumatsko ili električno napajanje.

Potrebno je unijeti željenu veličinu (set point), u našem slučaju temperaturu prostorije u regulator. Ako senzor izmjeri temperaturu u prostoriji koja nije jednaka zadanoj, uz uneseno dozvoljeno odstupanje, dizalica topline se uključuje u rad pokretanjem upravljanog uređaja, kompresora. On stvara razliku tlaka između kondenzacijskog i isparivačkog dijela, te radna tvar počinje kružiti. Kada senzor osjeti da je prostorija došla u željeni interval temperatura regulator gasi kompresor.

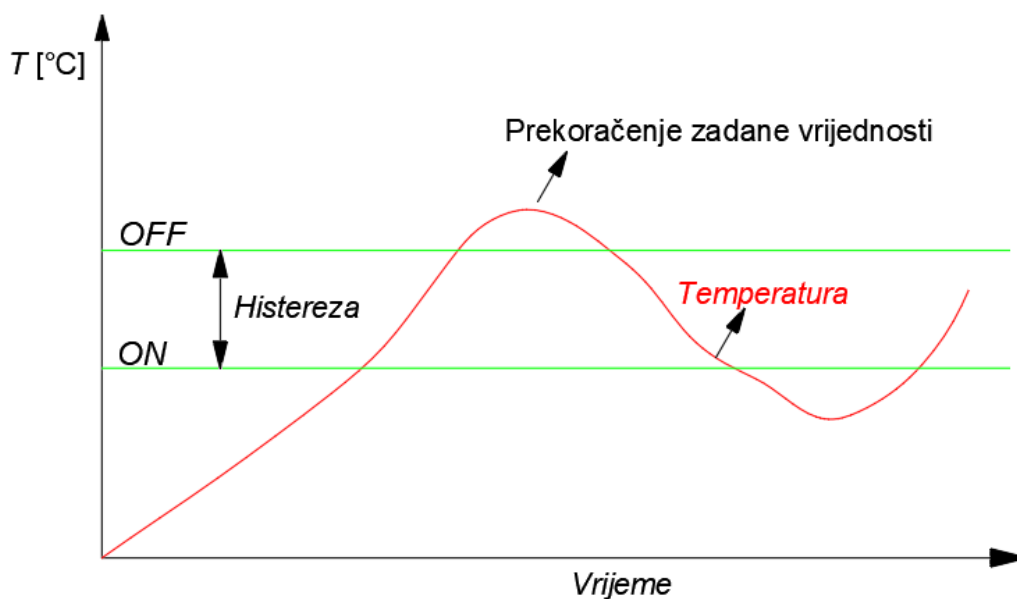
Postoji nekoliko mogućih metoda za optimiziranje kapaciteta sustava dizalice topline. Osnovna je „on-off“ regulacija paljenja i gašenja kompresora koja se koristi na jednostavnijim i manjim sustavima. Za velike sustave praktična je metoda smanjenja volumena kompresora izbacivanjem iz pogona određenog broja cilindara ili jedinica u slučaju da se koristi više kompresora u paralelnom radu, tzv. multikompresorski setovi. To vodi do smanjenja količine radne tvari koja se komprimira, samim time manjeg protoka radne tvari kroz sustav, a potom i smanjenja opterećenja na motoru, koji ostaje pri konstantnoj brzini. Može se koristiti i promjena brzine motora koji pokreće kompresor za što je potrebna neka vrsta elektronike za upravljanje motorom. Ovaj postupak naziva se frekvencijska regulacija i njegove prednosti u odnosu na „on-off“ regulaciju će biti pojašnjene u nastavku.

### **2.2.1. „on-off“ regulacija**

Najjednostavniji oblik regulacije u HVAC sustavima je „on-off“ regulacija. Ako je toplinsko opterećenje upola manje od projektnog, sustav će raditi određeno vrijeme, a zatim će isti period biti ugašen. Dakle, pola vremena će davati duplo više energije nego što je potrebno, što će poništiti drugom polovicom intervala između dva paljenja u kojoj sustav ne radi. Ako se opterećenje povećava u vremenu omjer uključenosti i isključenosti će sukladno rasti. Većina postojećih komercijalnih i privatnih rashladnih sustava u svijetu još uvijek se zasniva na ovom tradicionalnom diskontinuiranom obliku regulacije. Rezultat je suvišna potrošnja energije, loša kontrola temperature i ograničenost upravljanja [45].

Regulator je zapravo relej koji zatvara ili otvara svoje kontakte i time pali i gasi upravljani uređaj, kompresor. Regulirana varijabla, snaga kompresora, poprima maksimalnu ili minimalnu vrijednost, ovisno o tome je li senzorom mjerena varijabla, temperatura, veća ili manja od zadane [46]. I senzor i regulator se obično nalaze na sobnom termostatu koji zatim šalje signal za uključivanje kompresoru i ventilatoru. Kad temperatura dosegne postavku termostata, prekidač se otvara i isključuje kompresor.

Dizalica topline koja radi u „on-off“ režimu mora isporučiti toplinu na višim temperaturama da osigura toplinsku energiju potrebnu tijekom čitavog ciklusa. Samim time u režimu grijanja raste temperatura kondenzacije i pada učinkovitost. Ako želimo smanjiti pregrijanje potrebno je postaviti kraće intervale paljenja i gašenja. U tom slučaju sustav radi u nestacionarnim uvjetima i dolazi do bržeg trošenja opreme. Potrebno je pronaći optimalnu temperaturnu histerezu sustava takvu da je vrijeme između uključivanja, kada je temperatura spremnika minimalna i isključivanja, kada je spremnik na gornjoj temperaturnoj granici, minimalno koje ne izaziva trošenje komponenti. Ciklus je prikazan na slici 8.



Slika 8: Dijagram rada uređaja u „on-off“ režimu, izvor [44]

Krivulja odziva uvijek se kreće između dvije granice "on" i "off", a prelaženje iznad i ispod linija se u praksi događa zbog toplinske inercije prostora i postrojenja. Razlika između temperatura pri kojima regulator uključuje ili isključeno sustav naziva se "histereza" ili "mrtva zona". Povećanjem histereze smanjuje se učinkovitost regulacije. Postavljena je histereza razlika između postavljene "on" i "off" vrijednosti kontrolirane varijable. Radna histereza je razlika između ekstremnih vrijednosti (uključuje prelaženje s obje strane) kontrolirane



varijable, u našem slučaju temperature. Radna mrtva zona je šira od postavljene, jer stvarna sobna temperatura uvijek zaostaje za promjenama na opremi uslijed inercije sustava.

### 2.2.2. Frekvencijska regulacija

Ideja frekvencijski reguliranih uređaja je promjenom broja okretaja motora kompresora maksimizirati učinkovitost. Frekvencija okretaja motora kompresora određuje brzinu protoka radne tvari kroz primarni krug. Kapacitet raste proporcionalno porastu frekvencije.

Rad punim kapacitetom potreban je za manje od 10% ukupnog broja radnih sati sustava godišnje [47]. Dakle, poboljšanje energetske učinkovitosti sustava izvan sezone najvećeg opterećenja je izrazito važno. Za provedbu frekvencijske regulacije potrebno je u sustav ugraditi PID regulator i frekvencijski pretvarač.

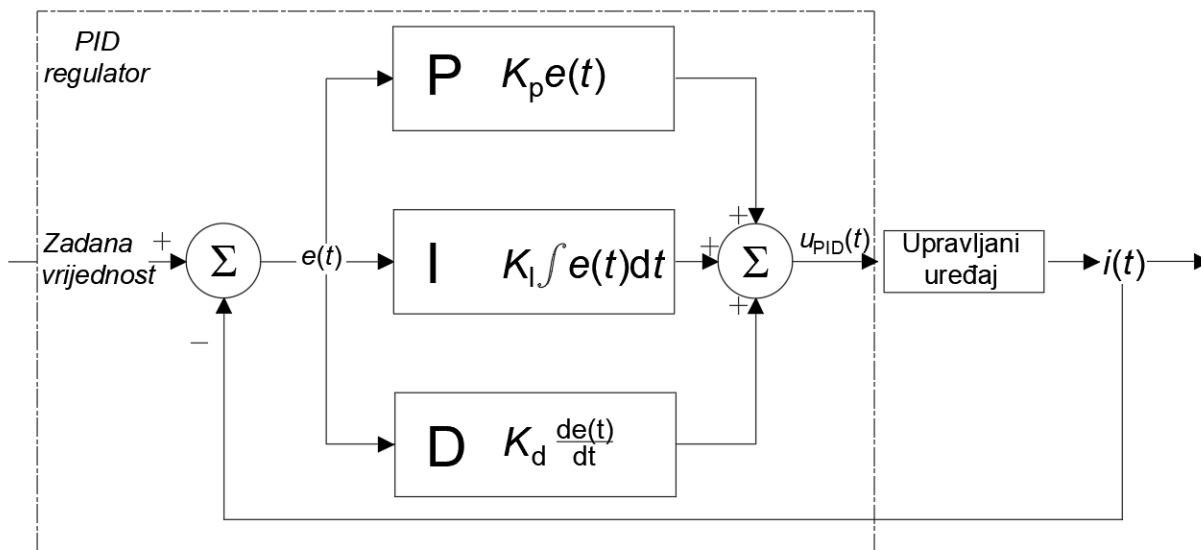
### 2.2.3. PID regulator

Proporcionalno-integralno-derivatni (PID) regulator prikladniji je za kontrolu unutarnje temperature prostora i daje najbolje performanse za ulazni signal. Regulator prima izmjerenu vrijednost procesa i uspoređuje ju s referentnom, zadanom, vrijednosti. Razliku između referentne i izmjerene vrijednosti naziva se regulacijsko odstupanje.

Pomoću regulatora se regulacijski signal vremenski preoblikuje, pa govorimo o proporcionalnom, integralnom i derivacijskom djelovanju. Proporcionalni član reagira brzo, ali u mnogim slučajevima ne otklanja trajno regulacijsko odstupanje. Integralni član djeluje sporo i uglavnom potpuno otklanja regulacijsko odstupanje, a derivacijski član se dodjeljuje drugim regulacijskim djelovanjima jer djeluje stabilizirajuće i ubrzava smanjenje regulacijskog odstupanja. Upravljački signal koji PID regulator šalje izvršnom uređaju opisan je jednadžbom;

$$u_{\text{PID}}(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (7)$$

gdje je  $e(t)$  regulacijsko odstupanje,  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$  konstante pridružene proporcionalnom, integracijskom i derivacijskom djelovanju [47, 48]. Blok dijagram PID regulatora prikazan je na slici 9.



Slika 9: Blok dijagram PID regulatora

### 2.2.3.1. Proporcionalni član

Proporcionalni je član čisto pojačanje ulaznog signala. To znači da se ulazni signal, regulacijsko odstupanje  $e$ , množi s koeficijentom  $K_p$  da bi se dobio izlazni signal, jednadžba 8.

$$i(t) = K_p e(t). \quad (8)$$

Plava linija (slika 10) prikazuje prijelaznu funkciju proporcionalnog člana. Prijelazna je funkcija odziv člana na jedinični skok ulaznog signala. Ona poprima konstantnu vrijednost, na konkretnom primjeru  $K_p = 5$ . Visoke vrijednosti varijable  $K_p$  uzrokuje veliku promjenu izlaznog signala za odstupanje signala. Ako je vrijednost previsoka dolazi do velikog prekoračenja zadane vrijednosti te sustav može postati nestabilan. Ako je vrijednost  $K_p$  premala regulacijskom odstupanju će trebati mnogo vremena da se smanji i nikada neće iščeznuti.

### 2.2.3.2. Integracijski član

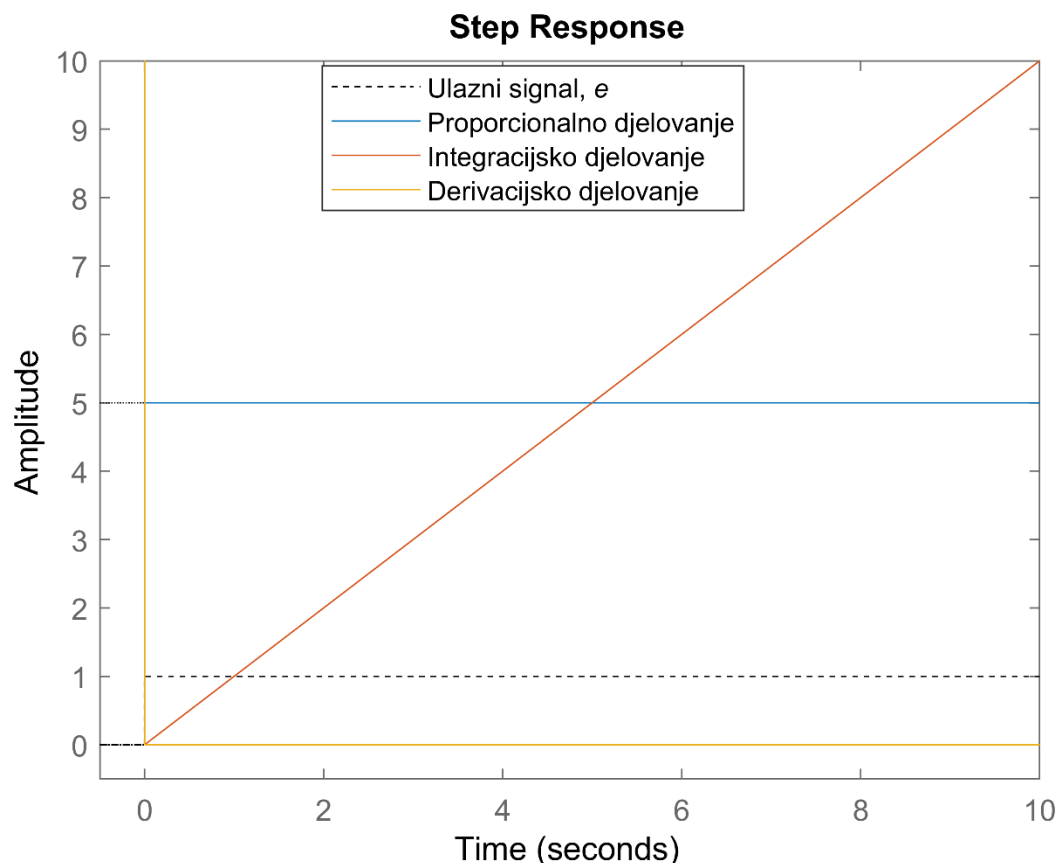
Integracijski član se odlikuje proporcionalnošću između vrijednosti ulaznog signala i brzine promjene izlaznog signala. Promjena izlaznog signala  $i(t)$  u ovisnosti o ulaznom signalu  $e(t)$  može se definirati jednadžbom 9;

$$i(t) = K_i \int_0^t e(t) dt. \quad (9)$$

Iz jednadžbe se može primijetiti da je izlazni signal proporcionalan integralu ulaznog signala po čemu je i sam član dobio ime. Povećanje izlaznog signala osim regulacijskog odstupanja uzima u obzir i period odstupanja. Problem integracijskog člana je da na početku, kada je period

odstupanja malen, djeluje sporo i što se djelovanje, odnosno izlaz, povećava bez obzira na približavanje referentnoj vrijednosti, pa tako zbog inercije sustava dolazi do prekoračenja granice te je potrebno suprotno djelovanje za ponovno približavanje. Dobra je strana što integrator, iako sporo, potpuno eliminira grešku.

Prijelazna funkcija je prikazana na slici 10 crvenom linijom. Statičko pojačanje  $K_i$  koje je serijski spojeno s čistim integracijskim djelovanjem na slici je jednako 1 pa se može zanemariti.



Slika 10: Odziv komponenti PID regulatora na jedinični skok regulacijskog odstupanja

### 2.2.3.3. Derivacijski član

Djelovanje, koje nazivamo derivacijskim članom, odlikuje se proporcionalnošću između izlaznog signala i brzine promjene ulaznog signala.

$$i(t) = K_d \frac{de(t)}{dt}. \quad (10)$$

$K_d$  je pritom pridruženo statičko pojačanje koje možemo smatrati serijski spojenim s čistim derivacijskim djelovanjem. Derivacija naglog skoka u trenutku  $t = 0$  s ide u beskonačnost. Zato derivacijski član (žuta linija) odlazi u beskonačnost za  $t = 0$  s. Kako je već za idući infinitezimalni trenutak vrijednost  $e(t)$  konstantna, derivacijski član koji reagira na promjene

vrijednosti jednak je nuli. Derivacijski član ne uzima u obzir samu grešku što znači da ju samostalno ne može poništiti, odnosno dovesti sustav u željeno stanje. U sustav se postavlja kako bi "izravnao" trajektoriju greške, odnosno spriječio prekoračenje željene vrijednosti.

Dobro optimirani PID regulator poprima najbolja svojstva svakog sastavnog dijela i kao takav se koristi u kompleksnim i inernim sustavima kod kojih je potrebna visoka preciznost regulacije. Mnogo je načina optimizacije (*eng. tuning*) PID regulatora. U svome istraživanju Raut and Vaishnav [50] usporedili su šest popularnih metoda i analizirali njihove rezultate. Najpoznatija i najjednostavnija od njih je Ziegler-Nichols [51] metoda koja se često koristi u procesnoj tehnici i termotehnici. Omogućuje brzu i preciznu kontrolu uzimajući u obzir oblik poremećajne funkcije što je razlog široke primjene u HVAC sustavima.

#### 2.2.4. Frekvencijski pretvarač

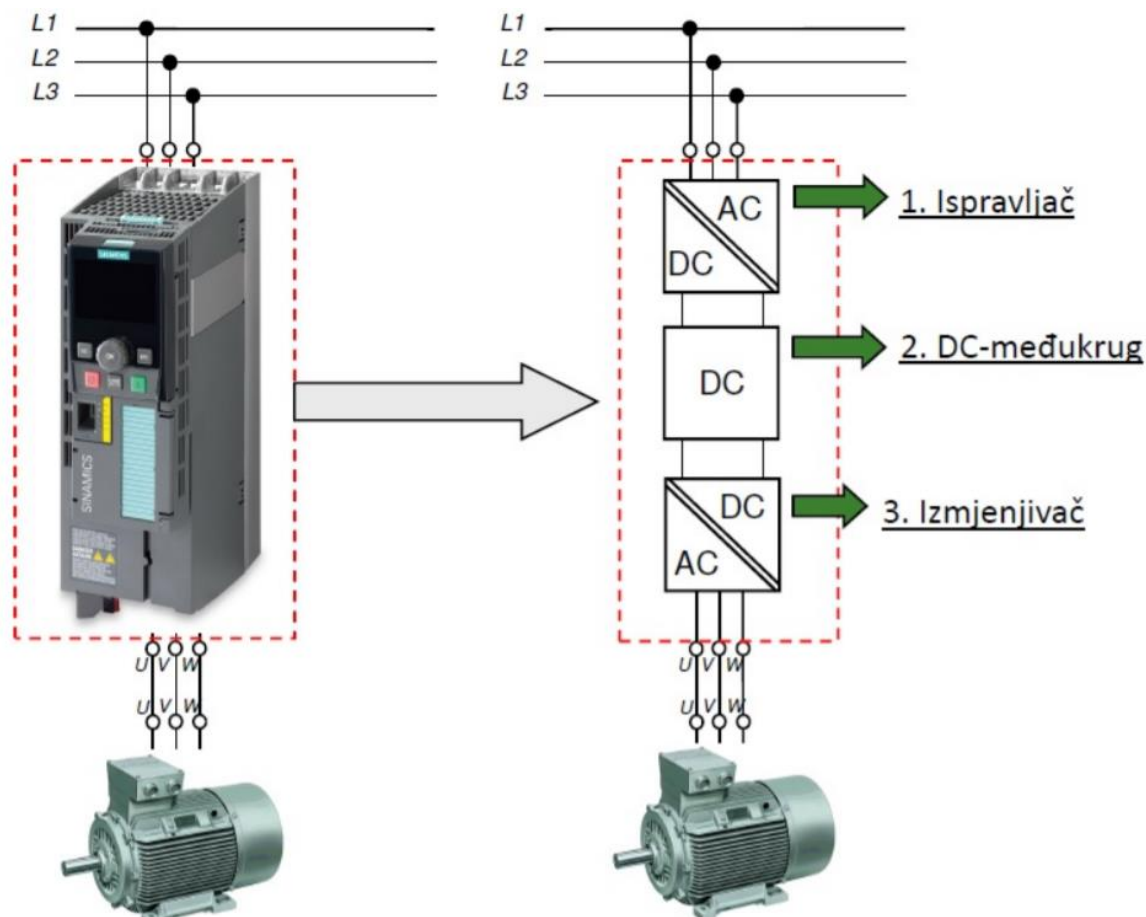
Frekvencijski pretvarači su uređaji za kontinuiranu promjenu brzine vrtnje elektromotora. Zasnivaju se na činjenici da je brzina vrtnje kaveznog asinkronog motora proporcionalna frekvenciji napona koji dovodimo na stezaljke motora, jednačba 11;

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \cdot (1 - s). \quad (11)$$

Brzina vrtnje motora  $n$  izražena je u  $\text{min}^{-1}$ , a frekvencija napona u Hz. Broj pari polova motora označen je slovom  $p$ , a klizanje motora slovom  $s$ . Bez frekvencijskog pretvarača asinkroni elektromotor bi uvijek radio s istim brojem okretaja koji određuje frekvencija napona mreže  $f$ .

Frekvencijski se pretvarač prema slici 11 sastoji od tri osnovna dijela:

1. ispravljač – direktno je spojen na izmjeničnu struju (AC) mreže koju pretvara u istosmjernu (DC) pulsirajuću na svome izlazu;
2. istosmjerni međukrug – istosmjerni napon s ispravljača obrađuje kombinacijom induktora i kondenzatora s ciljem zaglađivanja napona koji je nakon ispravljača pulsirajući;
3. izmjenjivač – obrađeni istosmjerni napon pretvara u trofazni, simetrični, izmjenični napon tražene frekvencije i amplitude koji direktno odlazi u motor.



Slika 11: Struktura frekvencijskog pretvarača, izvor [52]

Učinkovitost pogona s promjenjivom frekvencijom je obično 92-98%. Gubici od 2-8% nastaju zbog dodatnog rasipanja topline uzrokovanog visokofrekventnim električnim prebacivanjem i dodatnom snagom koja je potrebna elektroničkim komponentama za regulaciju.

### 2.2.5. Rad frekvencijski upravljanoj sustava

U prethodnim su poglavljima opisani osnovni principi PID regulatora i frekvencijskog pretvarača. Ovdje će se opisati njihov utjecaj na poboljšanje energetske učinkovitosti sustava. Većinu vremena sustav radi pod djelomičnim opterećenjem. Temperatura izmjerena termoparovima prolazi kroz kontrolnu petlju. PID regulator računa regulacijsko odstupanje ( $e$ ) i obrađuje ga. Pošto razlika između postavljene i referentne vrijednosti nije velika, izlazni signal  $u_{PID}(t)$  ima malu vrijednost. Vrijednost  $u_{PID}(t)$  se šalje do upravljanoj uređaja, frekvencijskog pretvarača, koji smanjuje frekvenciju struje koja odlazi na kompresor. Uslijed niže frekvencije smanjuje se protok radne tvari kroz sustav. To omogućava više vremena radnoj tvari da izmjeni toplinu na isparivaču i kondenzatoru sa sekundarnom tekućinom. Time se

smanjuju pridružene srednje temperaturne razlike između radne tvari i sekundarnih tekućina u svakom izmjenjivaču topline. Razlika između temperatura i tlakova zasićenja na isparivaču i kondenzatoru je stoga smanjena [20].

Toplinski tok izmijenjen na isparivaču i kondenzatoru ( $\Phi_i$ ,  $\Phi_k$ ) može se izračunati jednadžbama 12-14:

$$\Phi_i = m_{RT} \cdot (h'' - h'), \quad (12)$$

$$\Phi_i = m_{w,i} \cdot c_p (T_{w,i,in} - T_{w,i,out}), \quad (13)$$

gdje su  $m_{RT}$  i  $m_{w,i}$  maseni tokovi RT i vode kroz isparivač,  $h''$  i  $h'$  entalpije RT na izlazu i ulazu u isparivač,  $c_p$  specifični toplinski kapacitet vode,  $T_{w,i,in}$ ,  $T_{w,i,out}$  temperatura vode na ulazu, odnosno izlazu iz isparivača. Pratićemo jednadžbe za isparivač koja se mogu preslikati na kondenzator. Smanjenjem masenog protoka RT smanjuje se opterećenje sustava, a time i toplinski tokovi na isparivaču i kondenzatoru, jednadžba 12. U tom slučaju, ako se protok vode kroz izmjenjivače drži konstantnim, smanjit će se temperaturna razlika vode na ulazu i izlazu iz izmjenjivača. Pretpostavimo li da je za slučaj grijanja voda koja dolazi na isparivač s BIT-a uvijek gotovo iste temperature ( $T_{w,i,in}$ ), temperatura na izlazu ( $T_{w,i,out}$ ) mora rasti prema jednadžbi 13. Porast temperature vode, u kombinaciji s dužim vremenom zadržavanja radne tvari u izmjenjivaču rezultira porastom temperature isparavanja.

Za kondenzator također vrijedi jednadžba 13, ako se  $T_{w,i,in}$  zamijeni s temperaturom vode na izlazu iz kondenzatora  $T_{w,k,out}$  i  $T_{w,i,out}$  s temperaturom vode na ulazu u kondenzator  $T_{w,k,in}$ .

$$\Phi_k = m_{w,k} \cdot c_p (T_{w,k,out} - T_{w,k,in}), \quad (13b)$$

Uzmemo li ponovo konstantnu ulaznu temperaturu, a toplinski tok je smanjen, vidimo da će se temperatura  $T_{w,k,out}$  padati jer se razlika ( $T_{w,k,out} - T_{w,k,in}$ ) mora smanjiti. To za sobom vuče pad temperature kondenzacije što se može potvrditi jednadžbom 14:

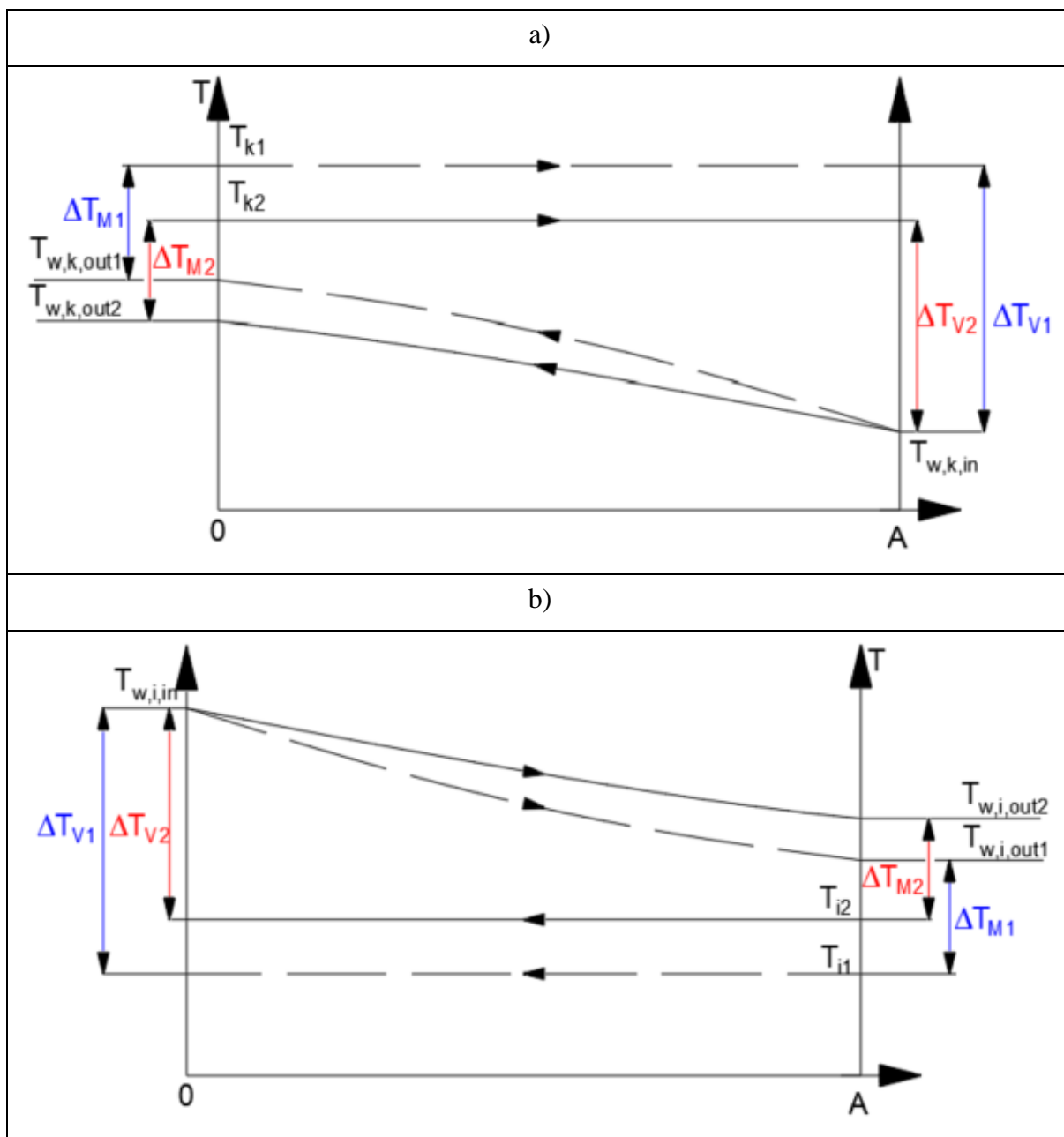
$$\Phi_k = kA\Delta T_m, \quad (14)$$

gdje je  $k$  koeficijent prolaza topline između RT i vode,  $A$  je površina izmjenjivača topline i  $\Delta T_m$  srednja logaritamska razlika temperatura između RT i vode koja se računa prema:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_V - \Delta T_M}{\ln \frac{\Delta T_M}{\Delta T_V}}. \quad (15)$$

Pošto se smanjio toplinski tok  $\Phi_k$ , površina je ostala ista, koeficijent prolaza topline je također ostao približno isti, znači da se  $\Delta T_m$ , koji govori o razlikama temperatura između dva fluida u

izmjenjivaču, smanjio. Slika 12 prikazuje promjene temperatura u kondenzatoru i isparivaču. Indeksom 1 i crtkanom linijom prikazani su parametri rada punim kapacitetom, dok indeks 2 i puna linija pokazuju rad pri smanjenom kapacitetu.



Slika 12: Parametri na izmjenjivaču pri smanjenom opterećenju; a) kondenzator, b) isparivač

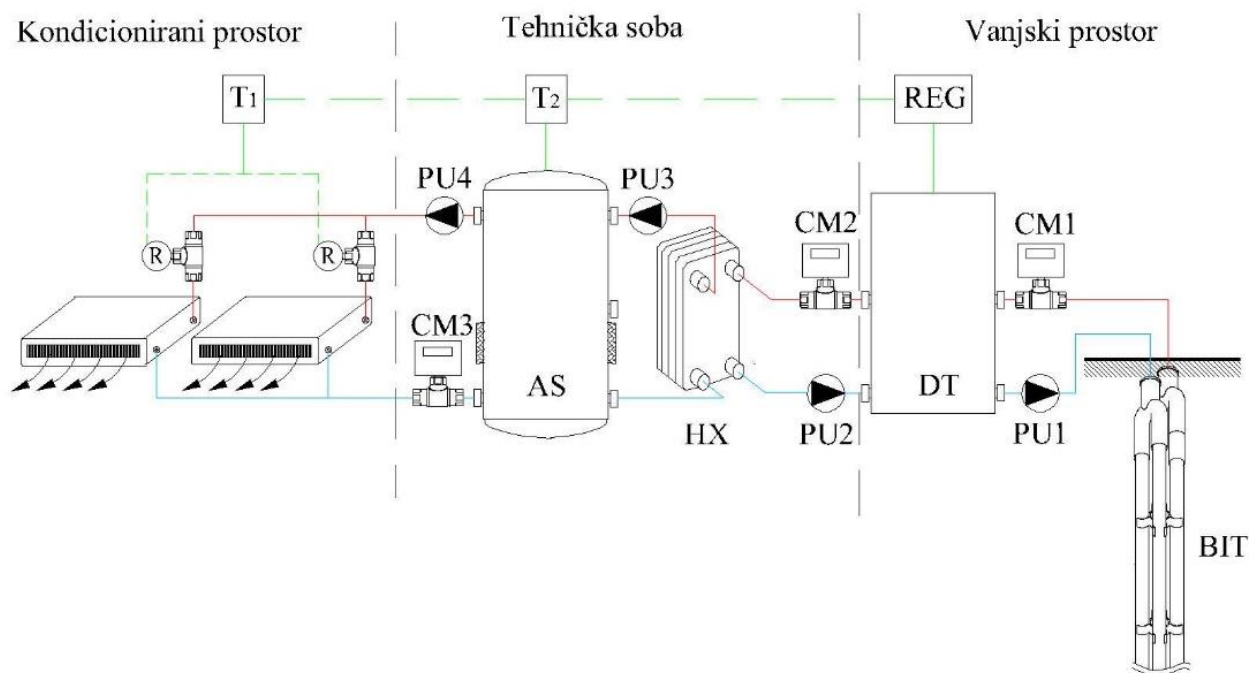
Kao što je rečeno u poglavlju 1.1.2. učinkovitost procesa, smanjenjem razlike između temperature isparavanja i kondenzacije povećava se termodinamička učinkovitost procesa.

### 3. EKSPERIMENTALNE POSTAVKE

Geotermalna dizalica topline nalazi se u južnoj zgradi Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Najveća komponenta, bušotinski izmjenjivač topline, ukopana je u tlo ispred samih učionica S7 i S8 za čije cjelogodišnje grijanje i hlađenje i služi. Učionice su simetrične, ukupne površine 74,12 m<sup>2</sup>. Dizalica topline opremljena je mjernim uređajima koji omogućuju praćenje parametara procesa te njihov utjecaj na efikasnost sustava kao cjeline.

#### 3.1. Sustav geotermalne dizalice topline

Sustav dizalice topline radi jednostavnosti podijeljen je u tri dijela: krug bušotinskog izmjenjivača topline, rashladni krug s propanom kao radnom tvari i krug razvoda vode s ventilokonvektorima.



Slika 13: Pojednostavljena shema sustava geotermalne dizalice topline, izvor [16]

Jedan dio razvoda vode s ventilokonvektorima prolazi kroz tehničku sobu, a drugi je u samom kondicioniranom prostoru. U kontrolnoj sobi nalaze se pločasti međuzmjenjivač (HX) kojim se razdvaja krug razvoda vode i krug glikolne smjese, akumulacijski spremnik (AS), dvije cirkulacijske pumpe (PU3, PU4), ventilokonvektor te pripadajući cjevovod i armatura za siguran i nesmetan rad sustava. Po dva stropna ventilokonvektora, proizvođača Sabiana, nalaze se u svakoj računalnoj učionici te su opremljeni termostatom za podešavanje željene



temperature u prostoriji. Protokomjer (CM3) je spojen na povrat iz ventilokonvektora u spremnik, a postavljeno je i nekoliko termometara (T) za praćenje parametara procesa.

Krug bušotinskog izmjenjivača topline sastoji se od samog bušotinskog izmjenjivača topline (BIT), cirkulacijske pumpe (PU1) te pripadajuće armature. Bušotinski izmjenjivač topline dvostruka je U cijev izvedena od polietilena visoke gustoće (PEHD 100) promjera 32 mm (unutarnji promjer 26,2 mm). Dubina same bušotine iznosi 130 m, a promjer bušotine 152 mm. Cijevi su međusobno udaljene odstojećima svaka dva metra kako bi interakcija njihovih temperaturnih polja bila što je moguće manja. Kroz bušotinski izmjenjivač topline struji glikolna smjesa koja se koristi za zaštitu opreme od smrzavanja i pucanja kod niskih temperatura. Oko bušotinskog izmjenjivača topline nalazi se ispuna Fischer GeoSolid 235 koja pospješuje kontakt, a samim time i prijenos topline između cijevi i tla i sprječava urušavanje iste.

Centralni dio rashladnog kruga je dizalica topline tvrtke Frigo Plus d.o.o., nazivnog učin grijanja 11,94 kW i hlađenja 13,65 kW. Sastoji se od poluhermetičkog stapnog kompresora, pločastog kompaktnog isparivača i kondenzatora te elektroničkog ekspanzijskog ventila. Dodatni pločasti međuzmjenjivač koristi se za pothlađenje radne tvari na izlazu iz kondenzatora te pregrijanje radne tvari na ulazu u kompresor. Radna tvar je propan (R290). Prigušni ventil u sustavu dizalice topline radi jednosmjerno stoga je preokretanje sustava, iz grijanje u hlađenje i obrnuto, izvedeno pomoću troputnih ventila i dodatnog cjevovoda na strani izvora/ponora topline. U sezoni grijanja krug bušotinskog izmjenjivača topline povezan je s isparivačem dizalice topline, a krug razvoda vode povezan je s kondenzatorom. U sezoni hlađenja kondenzator se spaja s krugom bušotinskog izmjenjivača topline, a krug razvoda vode spaja se na isparivač dizalice topline.

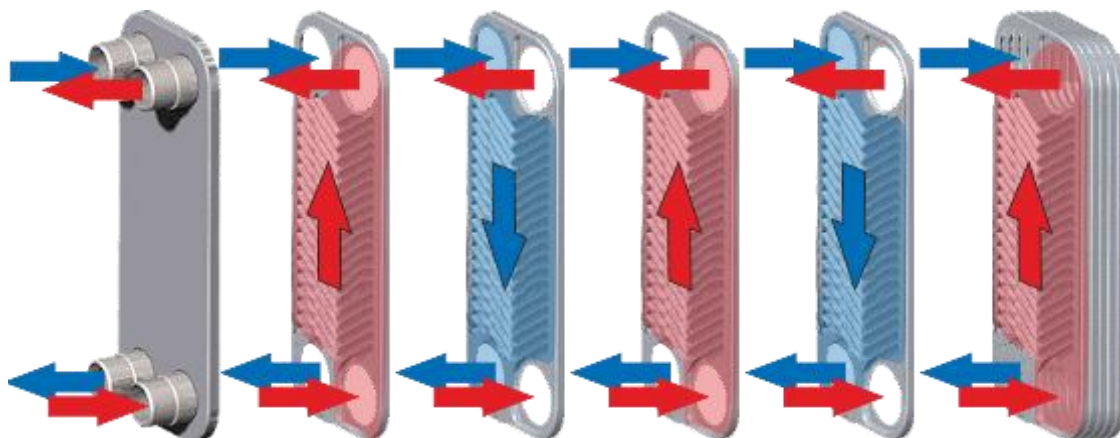
## **3.2. Osnovne komponente sustava geotermalne dizalice topline na FSB-u**

### **3.2.1. Isparivač i kondenzator**

Isparivač i kondenzator pripadaju skupini toplinskih aparata koji služe za izmjenu topline (izmjenjivači topline). Izmjenjivače dijelimo na rekuperatore, u kojima su dvije struje fizički odvojene, regeneratore na kojima se preko akumulacijske mase toplina prenosi s toplije na hladniju struju te direktne izmjenjivače u kojima se miješaju pojedine struje.

Geotermalna dizalica topline koristi kompaktne pločaste izmjenjivače topline kao isparivač i kondenzator. Kompaktni pločasti izmjenjivači topline rekuperativni su izmjenjivači topline. Sastoje se od većeg broja valovitih ploča lima projektne veličine. Veličina i broj samih ploča

ovisi o potrebnom kapacitetu i drugim potrebama sustava (pregrijavanje/pohlađivanje radne tvari). Dvije ploče zajedno tvore kanale koji mogu biti pod različitim kutevima i različitim veličina čiji odabir ovisi i o odnosu pada tlaka i željenog prijenosa topline [20]. Između pojedinih ploča nalaze se brtve, koje osim brtvljenja prema okolini, služe i za distribuciju tvari. Također same ploče svojim oblikom povećavaju turbulenciju te se time povećava koeficijent prolaza topline. Radna tvar ulazi u svaki drugi međuprostor (prvi, treći, peti itd.), a hladni/grijani medij ulazi u ostale (drugi, četvrti, šesti, itd.) međuprostor.



Slika 14. Kompaktni pločasti izmjenjivači topline, izvor [42]

Prednost kompaktnih pločastih izmjenjivača topline je malen unutarnji volumen. Kako se većina radne tvari u kompaktnim sustavima nalazi u izmjenjivačima topline, malen unutarnji volumen izmjenjivača doprinosi smanjenju mase radne tvari u sustavu. To je posebno važno kada se koriste radne tvari koje su zapaljive jer postoje ograničenja u punjenju koje posljedično utječu na sam učin uređaja.

Nedostatak kompaktnih pločastih izmjenjivača topline je pojava nepravilne distribucije radne tvari između kanala. U isparivaču dolazi do naglašavanja ovog problema jer nepravilnom distribucijom određeni kanali ostanu bez tekuće radne tvari pa dolazi do neželjenog pregrijanja u kanalima s malo radne tvari. Posljedica loše distribucije očituje se u neželjenom snižavanju temperature isparavanja. Proizvođači obično ugrađuju u isparivače razdjelnike kako bi smanjili lošu distribuciju. Kod korištenja kompresora s varijabilnim brojem okretaja dolazi do velikih razlika u protoku radne tvari u isparivaču što predstavlja dodatni problem za proizvođače. Kod kondenzatora problemi s distribucijom su manji te oni obično ne zahtijevaju distributere. Ovaj nedostatak jače je naglašen u isparivačima s više ploča, dok za manje komponente ugradnja distributera nije potrebna [20].

### 3.2.2. Kompresor

Kompresori u sustavima dizalice topline koriste se za usisavanje i kompresiju parne faze radne tvari. Kompresijom radne tvari ostvaruje se razlika tlakova (kompresijski omjer) kojom se omogućava strujanje radne tvari s područja niskog na područje visokog tlaka tj. dovođenje radne tvari na viši energetska nivo (privođenjem kompenzacijske energije) [53]. Ovisno o uporabi i veličini kompresori mogu biti različitih izvedbi. Osnovna podjela temelji se na načelu rada pa tako kompresore dijelimo u volumetrijske i strujne. U današnjim sustavima dizalice topline najčešće se koriste sljedeće izvedbe kompresora volumetrijskog načela: kompresori s oscilirajućim stapom (stapni kompresori) te kompresori s rotirajućim stapovima (spiralni i vijčani kompresori). Također, ovisno o konstrukcijskoj izvedbi, kompresore dijelimo na hermetičke, poluhermetičke i otvorene kompresore. Kod hermetičke izvedbe kompresora, sami kompresor i pogonski motor su integrirani u sustav radne tvari. Pogonski motor zatvoren je u hermetičku posudu kroz koju struji radna tvar hladeći kompresor. Otvoreni kompresori imaju motor smješten izvan kruga strujanja radne tvari. Takvi kompresori najčešće su hlađeni zrakom i lako se održavaju u slučaju kvarova [24]. Poluhermetički kompresori konstrukcijski su slični hermetičkim kompresorima, ali imaju servisni otvor.

Mjerena dizalica topline koristi stapni kompresor u poluhermetičkoj izvedbi proizvođača Dorin. Stapni kompresori kretanjem stapa unutar cilindra omogućuju kompresiju radne tvari. Stap je, stapnim mehanizmom, povezan na koljenasto vratilo koje je pogonjeno elektromotorom. Stap putuje od gornje mrtve točke (GMT) do donje mrtve točke (DMT) pritom usisavajući radnu tvar kroz usisni ventil. Nakon usisavanja radne tvari stap se iz DMT vraća u GMT komprimirajući radnu tvar prvi dio puta, a na drugom dijelu puta do GMT slijedi istiskivanje kroz tlačni vod. Na putu između krajnjih položaja stap naizmjenice ubrzava i usporava, uslijed čega se javljaju sile inercije mase u gibanju. Periodički promjenjiv smjer i smisao tih sila teško je uravnotežiti, stoga stapni kompresori uzrokuju vibracije. U odnosu na vijčane i spiralne kompresore stapni kompresor ima manju efikasnost oko zadanog kompresijskog omjera, ali im krivulja efikasnosti ne pada izražajno s promjenom kompresijskog omjera kao kod vijčanih i spiralnih kompresora. Vijčani kompresori, čiji rad se temelji na korištenju dva spiralna rotora smještena u zajednički stator (kućište), koriste se u dizalicama topline većih kapaciteta zbog kontinuirane dobave, malih dimenzija i mirnog rada. Spiralni kompresori, koji rotacijom ekscentričnog mehanizma pogoni potisni element koji obavlja usisavanje, kompresiju i istiskivanje, sve više ulaze u upotrebu zahvaljujući korištenju malog broja pokretnih dijelova,

veće efikasnosti, tišeg rada, veće pouzdanosti i mogućnost pokretanja pri bilo širokom spektru opterećenja.



Slika 15. Kompresor Dorin ispitne dizalice topline

### 3.2.3. Radna tvar - R290 (propan)

Pod utjecajem uredbe (EU) br. 517/2014 [54] o fluoriranim stakleničkim plinovima (tzv. F-gas regulativa) današnja istraživanja u rashladnoj i klimatizacijskoj tehnici i dizalicama topline sve se više usmjeravaju na primjenu prirodnih radnih tvari kao što su amonijak, ugljični dioksid i ugljikovodici [22]. S ciljem smanjenja štetnog djelovanja radnih tvari na okoliš sve više se u primjenu stavljaju radne tvari s niskim ODP (Ozone Depletion Potential) te niskim GWP (Global Warming Potential) brojem.

Sukladno novim trendovima, a u duhu očuvanja okoliša i u ovome radu istraživani je propan, ugljikovodik kemijske formule  $C_3H_8$ . Njegova povoljna ekološka svojstva iskazana niskim ODP (0) i GWP (3) koeficijentom u kombinaciji s povoljnim termofizikalnim svojstvima čine ga ozbiljnim konkurentom na tržištu radnih tvari. Najveći nedostatak propana, kao i svih ostalih ugljikovodika, je njegova zapaljivost zbog čega je svrstan u sigurnosnu grupu A3 (niska toksičnost, visoka zapaljivost). Temperatura zapaljenja propana je  $470\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a do zapaljenja dolazi ako je njegova volumna koncentracija u zraku između 1,7 i 10,9 %. Iz sigurnosnih razloga je generalno dozvoljena masa punjenja uređaja prema normi HRN EN 378-1 150 grama.

Ta granica može biti i znatno veća ako su sigurnosni uvjeti visoki, odnosno visoka je kategorija prema HRN EN 378-1. Tako se testirana dizalice topline nalazi u slobodnom prostoru te se u njoj nalazi 2,5 kg radne tvari.

### 3.2.4. *Elektronički ekspanzijski ventil*

Prigušni ventili u sustavu dizalice topline model je Carel E2V24. Koristi se za kontroliranje protoka kapljevite radne tvari s dijela sustava pod visokim tlakom u dio sustava pod niskom tlakom. Protok se kontrolira prigušivanjem s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja.

Elektronički ekspanzijski ventil (EEV) regulator je temperature pregrijanja. Temperatura pregrijanja regulira se s ciljem isparavanja sve radne tvari u isparivaču kako bi se zaštitio kompresor od pojave kapljica radne tvari koje bi zbog svoje nestlačivosti uzrokovale kvar kompresora. EEV sastoji se od pretvarača tlaka i osjetnika temperature na izlaznoj cijevi isparivača, motornog igličastog ventila na ulaznoj cijevi isparivača i regulatora (mikroprocesora). Ovisno o tlaku i temperaturi na izlazu iz isparivača mikroprocesor EEV-a otvara i zatvara ventil kako bi propustio onoliko radne tvari koliko je potrebno za održavanje željenog pregrijanja. Željeno pregrijanje radne tvari odabire korisnik na regulatoru EEV-a.



Slika 16: Elektronički ekspanzijski ventil

### 3.2.5. *Ostale komponente sustava*

Sakupljač ukapljene radne tvari (eng. reciver) marke OCSCOLD prihvaća radnu tvar koja dolazi iz kondenzatora ili iz čitavog sustava. Time se omogućava da se kondenzator uređaja drži praznim te se u njemu akumulira radna tvar za trenutne potrebe sustava. Također, prilikom

---

servisa, radna se tvar u njemu sakupi dok se određeni dio sustava servisira. Na taj se način samo manji dio radne tvari izgubi u okoliš.

Filtar ulja, Castel 315s, služi za odvajanje krutih čestica iz kruga radne tvari. Krute čestice u većim koncentracijama mogu oštetiti komponente sustava.

Cirkulacijske pumpe marke Wilo u sustavu s dizalicom topline održavaju protok glikolne smjese/vode u krugu izvora i ponora topline. Kod pokretanja uvijek se prvo pokreću pumpe kako bi komponente sustava i sekundarni fluidi bili protemperirani.

Akumulacijski spremnik vode Elbi puffer-p 300 plus u sustavu služi kako bi se izbjeglo konstantno paljenje i gašenje dizalice topline. U akumulacijskom spremniku se pomoću vode akumulira rashladni/toplinski učin te se distribuira na ventilokonvektore. Primjenom akumulacijskog spremnika omogućuje se mirniji rad. Volumen postavljenog akumulacijskog spremnika je 300 l.

U sustavu se nalaze i dvije ekspanzijske posude. Model Extravarem lr (25 l) nalazi se u krugu distribucije vode, a model reflex N (12 l) u krugu bušotinskog izmjenjivača topline. Ekspanzijska posuda kompenzira promjenu volumena medija koji se nalazi u optoku. Do promjene volumena dolazi kod promjene temperature vode/glikolne smjese. Ekspanzijska posuda štiti sustav od manjka medija i od pucanja cijevi uslijed prevelikog volumena.





Slika 17: Pomoćne komponente sustava

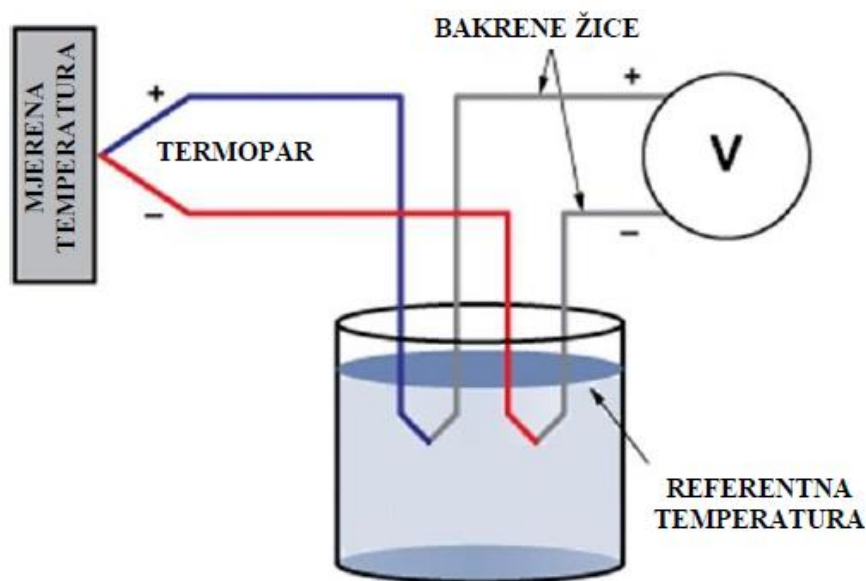
### 3.3. Mjerna oprema

Većina mjerne opreme nalazi se u Tehničkoj sobi u sklopu učionica S7 i S8. Mjernom opremom prate se pojedini parametri procesa. Mjerni sustav je opremljen mjerilima toplinske i električne energije, osjetnicima temperature te pretvaračima tlaka.

### 3.3.1. Mjerenje temperature

Termometri su uređaji za mjerenje temperature ili temperaturnog gradijenta. Oni služe kao pretvornici toplinske energije u izlaznu informaciju. Termometre dijelimo u dvije osnovne skupine, ovisno o načinu prijenosa topline, na kontaktne i beskontaktno. Osnovni kontaktni termometri su termoparovi, otpornički termometri te termistori dok su predstavnici beskontaktnih termometara infracrveni termometri te pirometri zračenja.

U ovome su istraživanju korišteni termoparovi, i inače najčešće korišteni senzori za mjerenje temperature. Sastoje se od dvije žice različitih metala ili legura u spoju koje se stavljaju na mjesto mjerenja temperature dok se drugi kraj žica postavlja na referentnu temperaturu pa na voltmetar (slika 18). Zbog termoelektričnog efekta (Seebeckov efekt) uslijed pojave temperaturnog gradijenta javlja se razlika potencijala u termoparu. Mjereni napon ovisi o referentnoj temperaturi, temperaturi koja se mjeri te korištenom materijalu žica. Odabir materijala žica termopara ovisi o temperaturnom području u kojem se termopar koristi te željenoj brzini odaziva na promjenu temperature. Različiti materijali žica dobivaju slovne oznake (npr. tip N, R, T) [55].



Slika 18. Princip rada termopara, izvor [56]

Mjerenja temperature na ispitnom uređaju provode se pomoću termoparova tipa K (Ni/NiCr). Korišteni termoparovi imaju preciznost od  $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$  te raspon mjerenja od  $-40$  do  $1000^{\circ}\text{C}$ . Njima se mjeri temperatura zraka u prostoru i vanjskom okolišu, polaz/povrat prema bušotinskom izmjenjivaču topline, međuizmjenjivaču, spremniku, potrošačima te temperature radne tvari u karakterističnim točkama procesa. Kako bi se što preciznije mjerila temperatura, termoparovi su umetnuti u samu cijev pomoću kapilara.



### **3.3.2. Mjerenje tlaka**

Mjerenja tlaka provode se u odnosu na referenti tlak. Postoje različite metode mjerenja tlaka koje se zasnivaju na principima djelovanja sile na površinu, mjerenje stupca tekućine, mehaničke deformacije i mjerenje fizikalnih svojstava. Pretvornici tlaka su uređaji koji signal, koji je proporcionalan mjerenom tlaku, pretvaraju u tlak. Izlazni signal može biti: struja, napon ili frekvencija. Tlak narinut pretvorniku tlaka uzrokuje deformaciju mehaničkog osjetila unutar pretvornika čiji se pomak mjeri i najčešće iskazuje električnim signalom u rasponu od 4 do 20 mA. Najčešće korišteni pretvornici tlaka su: kapacitivni, otpornički i piezoelektrični [55].

Ispitni uređaj sadrži dva pretvarača tlaka koji se nalaze u tlačnom i usisnom vodu kompresora. Pretvornici tlaka rade na piezoelektričnom efektu tj. pojavi stvaranja električnog naboja na površini kristala na koji djeluje tlačna sila. Mjerna nesigurnost pretvarača tlaka između temperatura od -10 do 135 °C iznosi 4%.

### **3.3.3. Mjerenje toplinske energije**

Mjerila toplinske energije (kalorimetri) su uređaji kojima se mjeri toplinska energija koju na sebe primi ili preda fluid, nosilac topline. Rad ovih uređaja temelji se na istovremenom mjerenju temperature i protoka. Mjeri se temperatura fluida u dolaznom i povratnom vodu, odnosno računa se njihova razlika. Protok fluida mjeri se u povratnom vodu. Kalorimetar također računa toplinski koeficijent kao srednju vrijednost specifičnog toplinskog kapaciteta polazne i povratne struje pomnoženu s gustoćom fluida u povratnom vodu. Toplinska energija računa se integriranjem toplinske snage u vremenskom intervalu mjerenja.

U mjerenom sustavu koristi se mjerilo toplinske energije Landis Gyr+ koje koristi ultrazvučno mjerilo protoka i Pt500 sonde za mjerenje temperature. Pt500 sonde su otpornički termometri čiji se rad temelji na promjeni otpora s promjenom temperature.

### **3.3.4. Mjerenje protoka**

Elektromagnetskim protokomjerom mjeri se protok glikolne smjese u bušotinskom izmjenjivaču topline. Rad ovakvih uređaja temelji se na elektromagnetskoj indukciji. Na stijenke cijevi se postavljaju dvije elektrode između kojih struji fluid koji služi kao električni vodič. Elektromotorna sila inducira se u vodiču (fluidu) koji se giba kroz magnetsko polje te se javlja napon koji je proporcionalan brzini promjene magnetskog toka.

### 3.3.5. Mjerenje električne snage

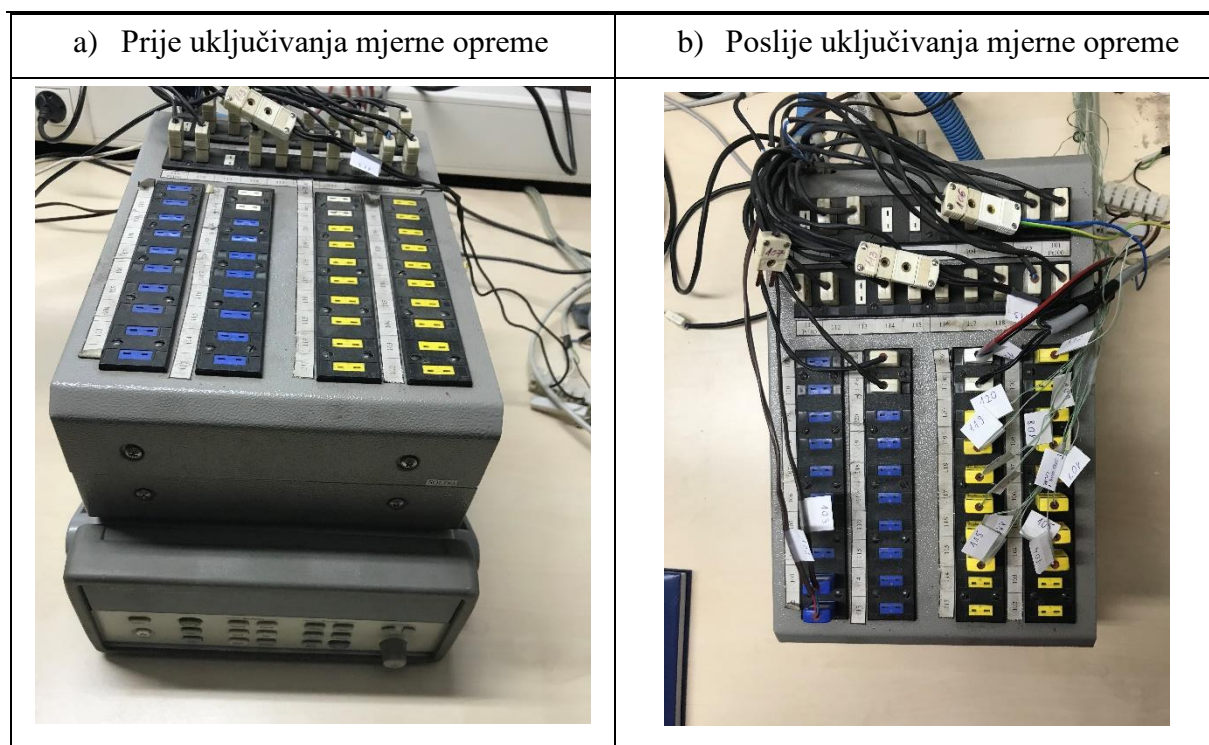
Mjerenje električne snage (potrošnje energije) provodi se na dizalici topline, kompresoru, regulaciji dizalice topline te pumpama u sustavu dizalice topline. Mjerenja se provode digitalnim multimetrima tvrtke Schneider i Schrack.



Slika 19: Multimetri za mjerenje električnih snaga komponenti

### 3.3.6. Akvizicijski sustav

Za prikupljanje podataka iz mjernih uređaja, obradu i njihov transfer prema računalu korišten je sustav za akviziciju podataka Agilent 34970 A s analogno-digitalnim pretvaračem. Mjerna je oprema spojena na strujne (4-20 mA) i naponske (2-10 V) ulaze (slika 20).



Slika 20: Akvizicijski sustav Agilent 34970 A prije i poslije spajanja mjerne opreme

Mjerni se podaci prikupljaju preko USB-GPIB kabela na računalo u kontrolnoj sobi. Na računalo su se podešavali parametri mjerenja i pratili tijekom samog izvođenja. Postavljanje mjernog intervala, kontroliranje mjerenja i obrada ulaznih podataka (pojačanje i kompenzacija) potrebnih za mjerenje odrađivale su se preko softverskog alata Agilent BenchLink Data Logger. Izmjereni podaci spremeni su u tabličnom obliku te naknadno procesuirani.

### 3.3.7. Frekvencijski pretvarač

U sustav je ugrađen frekvencijski pretvarač ABB ACH580-01 napravljen za potrebe HVAC sustava. Koristi se za dizalice topline nazivnog učina do 15 kW. Ulaznu trofaznu struju napona 380 do 480 V i frekvencije 50/60 Hz pretvara u izlaz promjenjive frekvencije i napona u rasponu od 0 do ulaznog. Promjenom frekvencije regulira se broj okretaja standardnog asinkronog ili sinkronog motora. Raspon izlaznih frekvencija kreće se od 0 do 500 Hz. Opremljen je s naponskim (2-10V) i strujnim (4-20 mA) izlazima kojima se podaci o radu šalju na računalo.



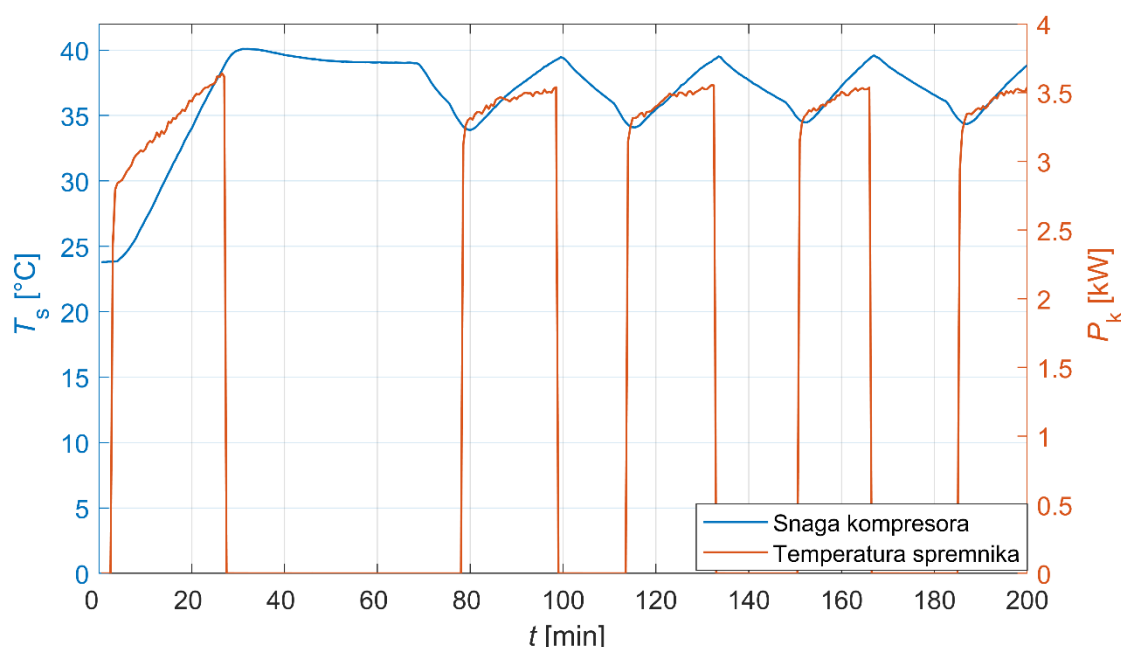
Slika 21: Frekvencijski pretvarač ABB ACH580-01

## 4. MJERENI REZULTATI

U ovome poglavlju prikazat će se rezultati dobiveni mjerenjem parametara na geotermalnoj dizalici topline u režimu grijanja. Prvo su analizirani rezultati mjerenja na sustavu s „on-off“ regulacijom koja je postavljena pri montaži cijelog sustava. Tijekom izrade ovoga rada ugrađena je naprednija, frekvencijska, regulacija za koju su mjerenja ponovljena. Utvrđene su promjene parametara sustava te su izneseni usporedni rezultati. Mjerenja su provedena od ožujka do lipnja 2020. godine.

### 4.1. „on-off“ regulacija

Graf puštanja dizalice topline u rad prikazan je na slici 22.

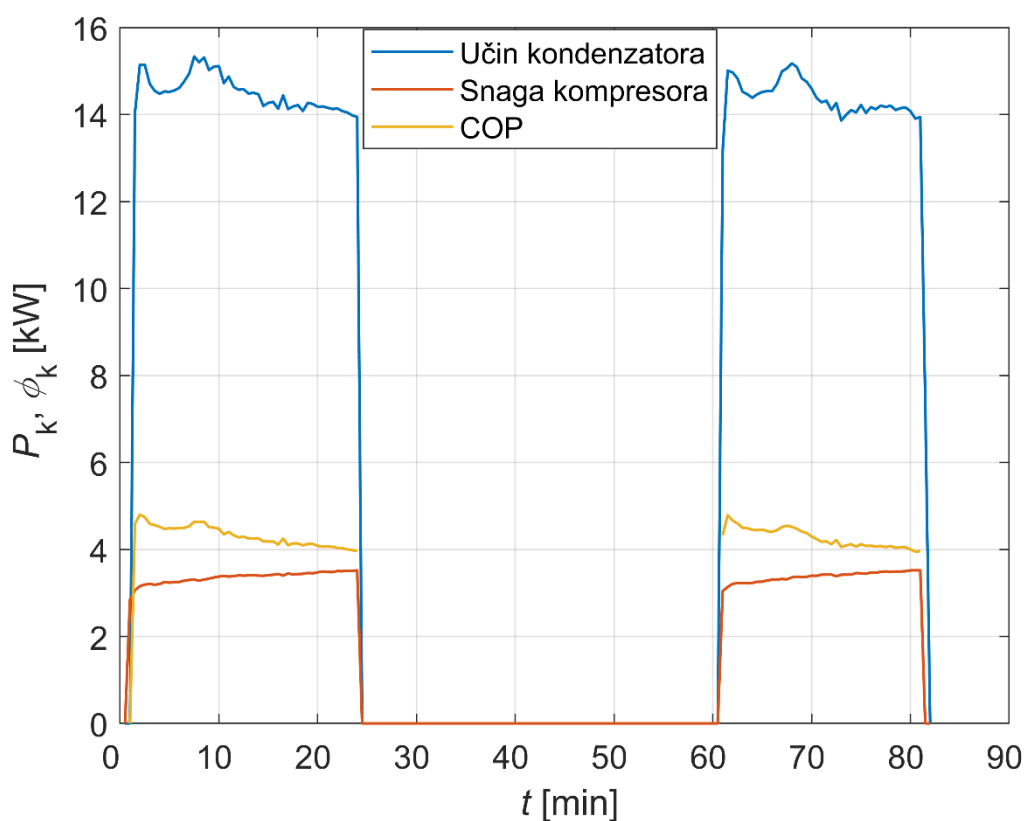


Slika 22: Paljenje sustava geotermalne dizalice topline,  $\Delta T = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Relativno vrijeme od trenutka paljenja uređaja ( $t$ ) prikazano je na x-osi, dok je na y-osima prikazana temperatura spremnika ( $T_s$ ) i snaga ( $P_k$ ) potrebna za rad kompresora. Temperatura spremnika na početku rada ( $t = 0$ ) približno je jednaka temperaturi okoline. Izolacija spremnika ne zaustavlja proces izmjene topline s okolišem, već ga samo usporava pa kada je sustav duže vrijeme isključen temperature okoliša i spremnika postaju približno jednake. Paljenjem dizalice topline termo osjetnik javlja da spremnik nije u traženom intervalu temperatura. Razlika između gornje i donje granice traženog intervala naziva se histereza. Mjerenja su provedena za histereze od  $\Delta T = 3, 6$  i  $9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Postavljena je gornja granica temperature spremnika  $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , što uz navedene histereze daje donje tražene granice od 37, 34 i  $31 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Kada je dostignuta gornja granica, u

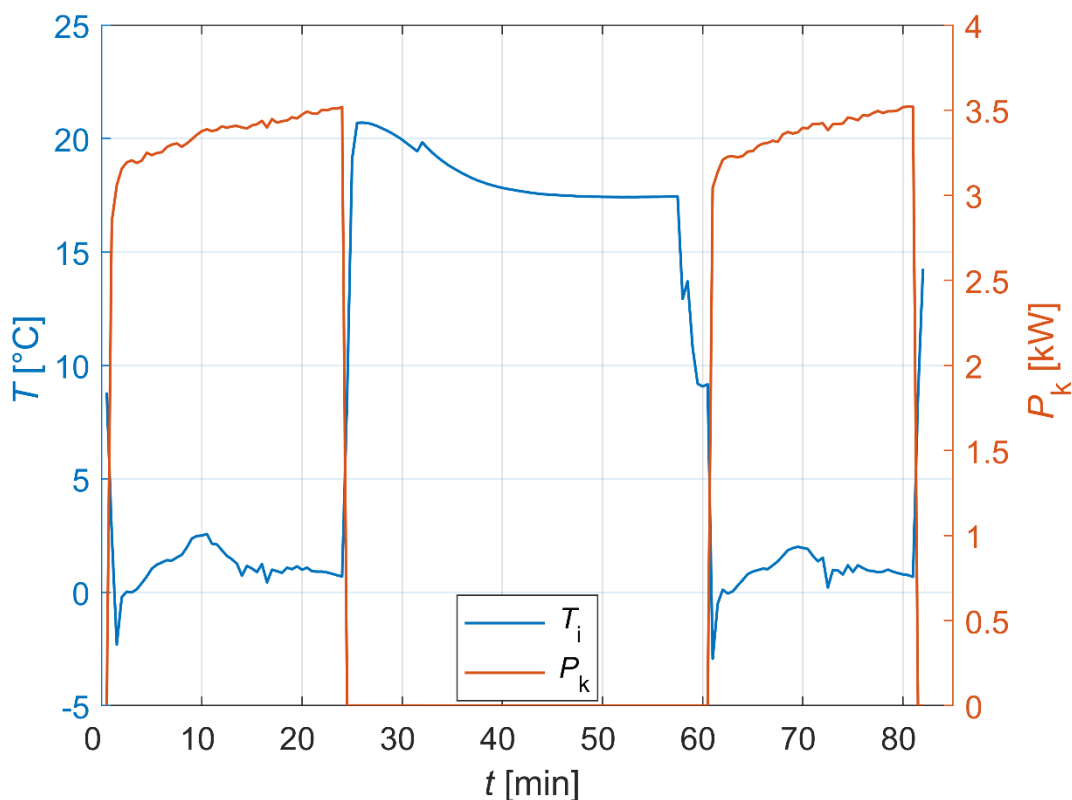
prikazanom primjeru za  $t = 27$  min, kompresor se isključuje. Ventilokonvektori nisu upaljeni kada i dizalica topline zbog čega se topline spremnika polako otpušta. U trenutku  $t = 69$  min ventilokonvektori se pale i topline se počinje intenzivnije otpuštati u prostor. Ventilokonvektori održavaju traženu temperaturu prostorije koja se namiruje iz topline spremnika. Spremniku stoga temperatura pada do donje zadane granice kada termo osjetnik ponovo šalje signal i kompresor se pali. Kao rezultat pozitivne razlike između topline dovedene u spremnik ljevokretnom procesom i odvedene preko ventilokonvektora dolazi do povišenja temperature spremnika. Trenutak paljenja kompresora vidljiv je na slici 22 kao skok narančaste linije.

Slika 23 prikazuje snagu kompresora i učin kondenzatora tijekom dva karakteristična ciklusa rada sustava.



Slika 23: Ovisnost snage kompresora i toplinskog učina kondenzator u sustavu s „on-off“ regulacijom. U sustavu bez napredne regulacije kompresor počinje raditi punim kapacitetom. Samim time puno radne tvari kruži kroz sustav pa je toplinski tok na kondenzatoru vrlo velik. Temperatura kondenzacije tijekom ciklusa raste jer je proporcionalna temperaturi spremnika (koja također raste jer grijemo spremnik). To dovodi do blagog porasta snage unutar ciklusa i pada učina na kondenzatoru što je u suglasnosti s rezultatima Solde [22]. Kombinacija ove dvije pojave

dovodi do smanjenja COP-a prema jednadžbi 3. Prema tome, poželjno je da temperatura ogrjevnog fluida bude što je niža moguća, uz uvjet da još uvijek zadovoljava traženi učin. Sljedeća slika prikazuje kretanje temperature isparavanja u vremenskom intervalu dva ciklusa.

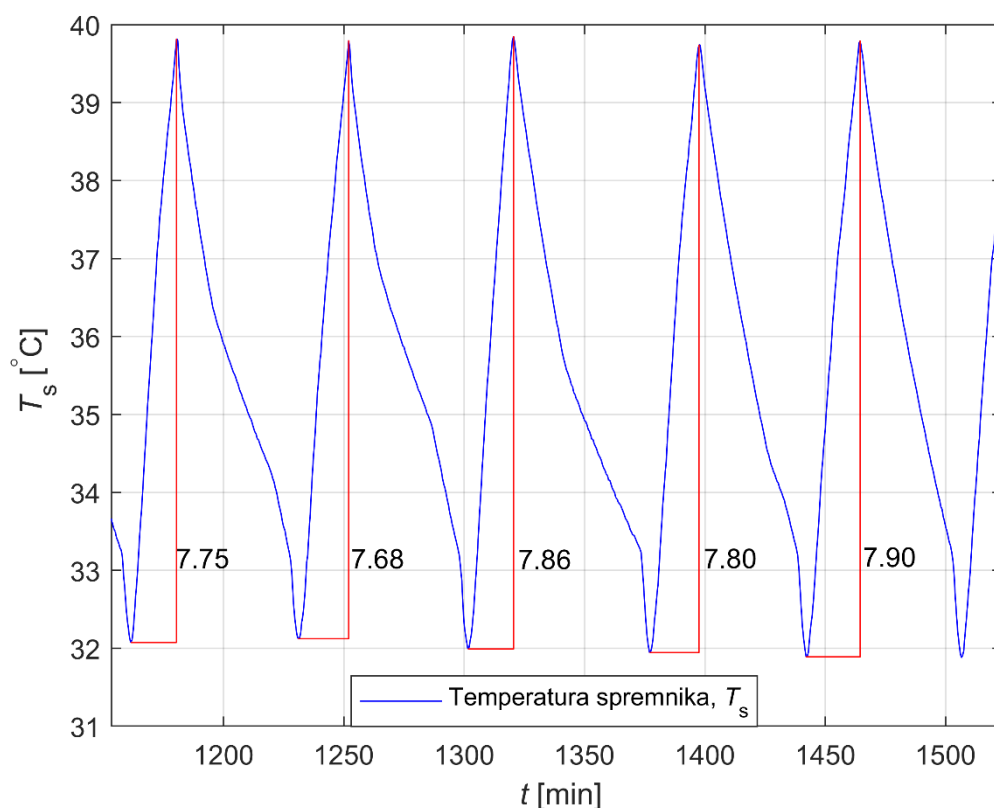


Slika 24: Kretanje temperature isparavanja u sustavu bez napredne regulacije,  $\Delta T = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$

Iz slike 24 vidi se da svojom velikom snagom kompresor spušta temperaturu isparavanja jako nisko, u početku ispod  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Do naglog pada temperature dolazi jer nazivna snaga kompresora za sobom povlači veliki toplinski učin na izmjenjivačima. Da bi se toplinski tok mogao izmijeniti, prema jednadžbi 14, potrebna je velika srednja logaritamska razlika temperatura između radne tvari i sekundarnog fluida. Kao što je naglašenom u poglavlju „Učinkovitost procesa“ 2.1.2, smanjenje temperature isparavanja negativno utječe na performanse sustava. Dakle, da bi sustav postao učinkovitiji, potrebno je regulacijom djelovati na smanjenje logaritamske razlike temperatura između glikolne smjese koja dolazi iz BIT-a i radne tvari u isparivaču.

Prije daljnje analize pogledajmo stvarne vrijednosti histereze za postavljenu vrijednost od  $\Delta T = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , slika 25.





Slika 25: Stvarne vrijednosti histereze za postavljenu vrijednost  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$

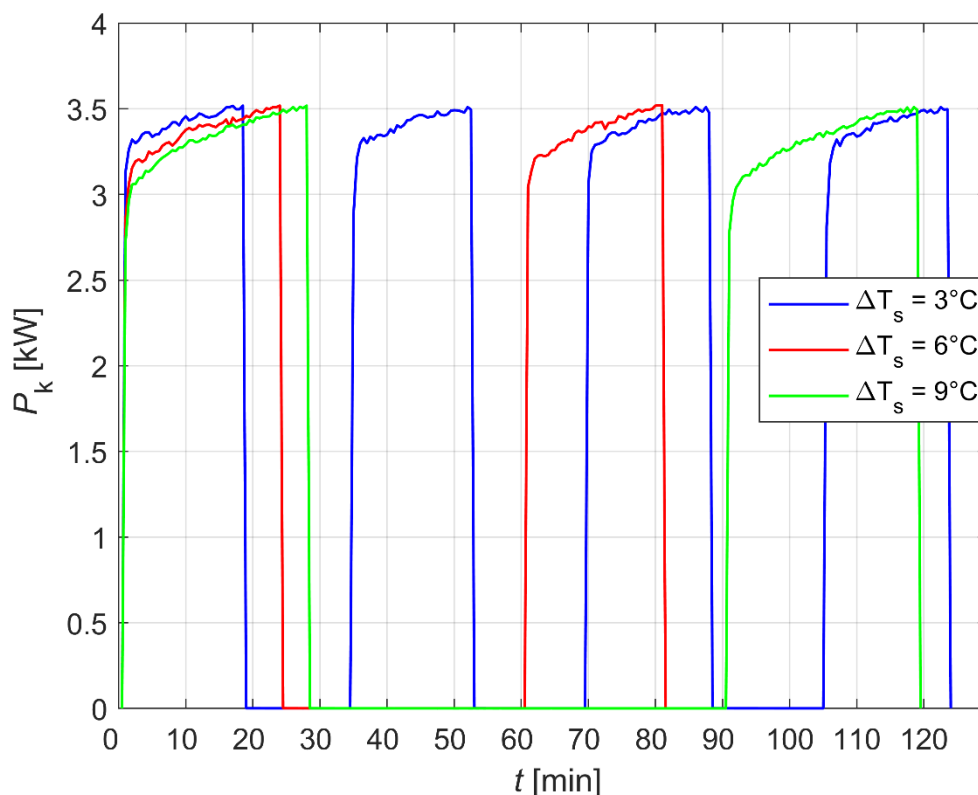
Iz slike 25 može se zaključiti da je stvarna vrijednost histereze veća od postavljene. To vrijedi i za ostale slučajeve ( $\Delta T = 3^\circ\text{C}$  i  $9^\circ\text{C}$ ). Kada temperaturni osjetnik detektira temperaturu spremnika ( $T_s$ ) manju od donje granične vrijednosti on šalje signal dizalici topline da se pokrene. Međutim, dizalica prvo pokreće pumpe kako bi se postigle optimalne temperature izmjenjivača topline na strani sekundarnog kruga, a kompresor se pali s vremenskim odmakom. Tijekom tog vremena voda iz spremnika se troši za grijanje i temperatura joj nastavlja padati. S druge strane kada se dostigne gornja granična vrijednost kompresor se ugasi, ali radna tvar još neko vrijeme predaje toplinu sekundarnom krugu na ugrijanom kondenzatoru. U tablici 2 dane su vrijednosti parova postavljena – srednja stvarna histereza.

Tablica 2: Razlika postavljene i stvarne temperaturne histereze

Postavljena histereza	Stvarna histereza
$\Delta T = 3^\circ\text{C}$	5,11 $^\circ\text{C}$
$\Delta T = 6^\circ\text{C}$	7,81 $^\circ\text{C}$
$\Delta T = 9^\circ\text{C}$	10,64 $^\circ\text{C}$



Nakon prikazanog rada sustava za srednju vrijednost histereze  $\Delta T = 6 \text{ }^\circ\text{C}$  pogledajmo kako smanjenje i povećanje histereze spremnika utječu na rad, slika 26.



Slika 26: Ciklusi paljenja u ovisnosti o temperaturnoj histerezi

Prikazani su ciklusi paljenja i gašenja kompresora dizalice topline za različite temperaturne histereze. Zanimljivo je primijetiti kako se smanjenjem histereze povećava broj paljenja sustava, a sam ciklus se skraćuje. To je i logično, ako je poznato da sustav uvijek radi maksimalnim kapacitetom pa mu je manje energije potrebno za zagrijavanje konstantnog volumena spremnika za  $\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$  nego za  $\Delta T = 9 \text{ }^\circ\text{C}$ . Predana energija sustavu računa se prema jednadžbi;

$$E_k = P_k \cdot t_1 \cdot n, \quad (17)$$

gdje je  $P_k$  snaga kompresora,  $t_1$  vrijeme rada kompresora tijekom jednog ciklusa i  $n$  broj paljenja u danu. Uz približno jednaku snagu i kraće vrijeme rada u jednom ciklusu potrebno je povećati broj paljenja u danu kako bi se pokrili toplinski (energetski) gubitci u režimu grijanja. Usporedimo li trajanje prvog ciklusa za  $\Delta T = 9 \text{ }^\circ\text{C}$  s trajanjem od  $\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$  vidimo da se odnose

u približnom omjeru  $3/2$ , dok je omjer broja ciklusa u prikazana 2 sata obrnut, odnosno  $2/3$  što je grafička interpretacija jednadžbe 17.

Treba napomenuti da je za trajnost sustava bolje imati manji broj ciklusa, odnosno što duže vrijeme rada kompresora u jednom ciklusu. Već pri prvom okretaju koljenastog vratila stapni kompresor ispisuje puni indikatorski dijagram. Ako je omjer tlakova velik i površina indikatorskog dijagrama koja označava tehnički rad je velika. Za takvo je pokretanje potreban vrlo veliki moment koji, osim što dovodi do velikih naprezanja u kompresoru, opterećuje elektromotor. On daje tzv. moment kratkog spoja koji je nekoliko puta veći od nazivnog. Da bi se isporučio moment kratkog spoja, elektromotor mora primiti „veliku“ struju kratkog spoja koja izaziva strujni udar i intenzivno zagrijava namotaje. Kompresoru se skraćuje životni vijek, a ako je pojava česta dolazi do pregaranja elektromotora [53].

Dosadašnji rezultati prikazivali su pojedine cikluse te na njima uočene pojave koje narušavaju djelotvornost procesa. Tablica 3 prikazuje prosječne vrijednosti faktora grijanja pri različitim postavljenim histerezama.

Tablica 3: Prosječni COP sustava s „on-off“ regulacijom u ovisnosti o histerezi

Postavljena histereza	Prosječni COP
$\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$	4,20
$\Delta T = 6 \text{ }^\circ\text{C}$	4,28
$\Delta T = 9 \text{ }^\circ\text{C}$	4,31

Povećanjem postavljene histereze raste i faktor grijanja sustava. Dva su glavna razloga porasta COP-a:

1. Smanjena srednja temperatura spremnika.

Gornja je granica histereze konstantna i u ovome je istraživanju postavljena na  $T_s = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Povećanjem histereze izravno smanjujemo donju granicu, a preko nje i srednju vrijednost temperature spremnika. Kako je temperatura spremnika proporcionalna temperaturi kondenzacije, njenim smanjenjem raste COP kao što je objašnjeno uz sliku 23.

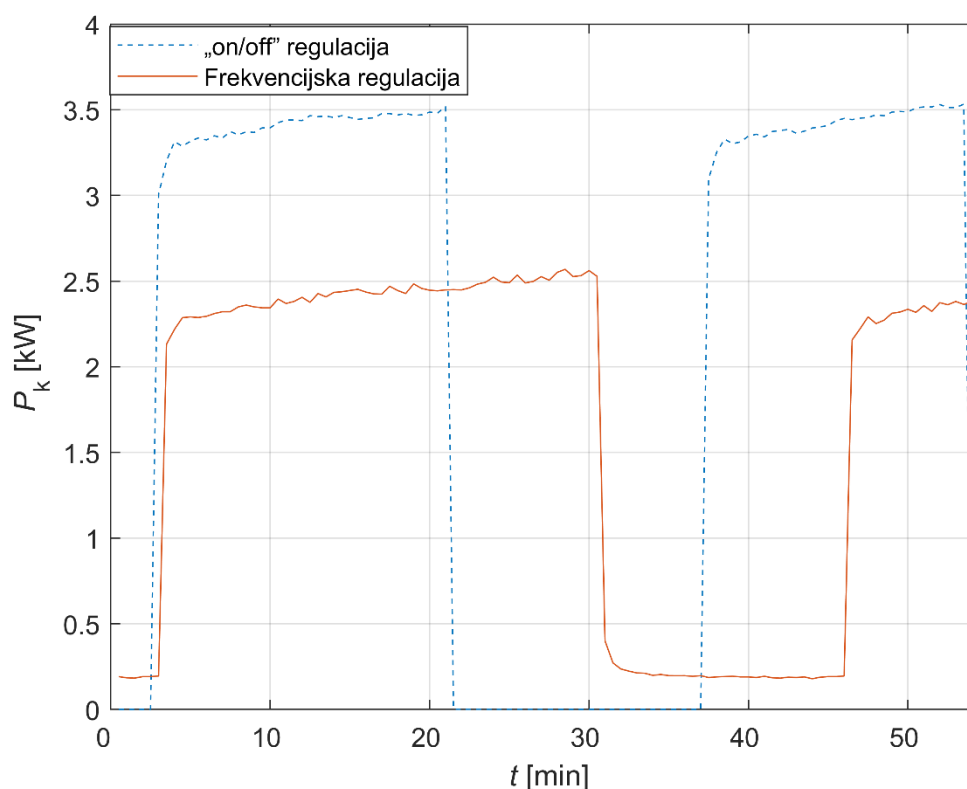
2. Manji broj paljenja kompresora.

Pri svakom paljenju kompresora na početku ciklusa dolazi do nestacionarnih pojava koje dodatno snižavaju temperaturu isparavanja. Što je ciklus duži te će pojave imati manji utjecaj na proces.

## 4.2. Frekvencijski upravljani uređaj

Dodavanjem frekvencijskog pretvarača htjelo se ukloniti nepotrebne gubitke sustava koji uglavnom potječu od previsoke temperature kondenzacije i preniske temperature isparavanja. Također, poželjno je produžiti ciklus kako bi negativne prijelazne pojave pri uključivanju imale što manji utjecaj. U idealnom bi slučaju frekvencijski pretvarač pružao kompresoru točno onoliko snage koliko je potrebno da se toplinski tok na kondenzatoru izjednači s toplinskim tokom predanim preko ventilokonvektora. Tada bi dizalica kontinuirano radila bez gašenja kompresora.

Slika 27 prikazuje radni ciklus uređaja s i bez frekvencijskog pretvarača.

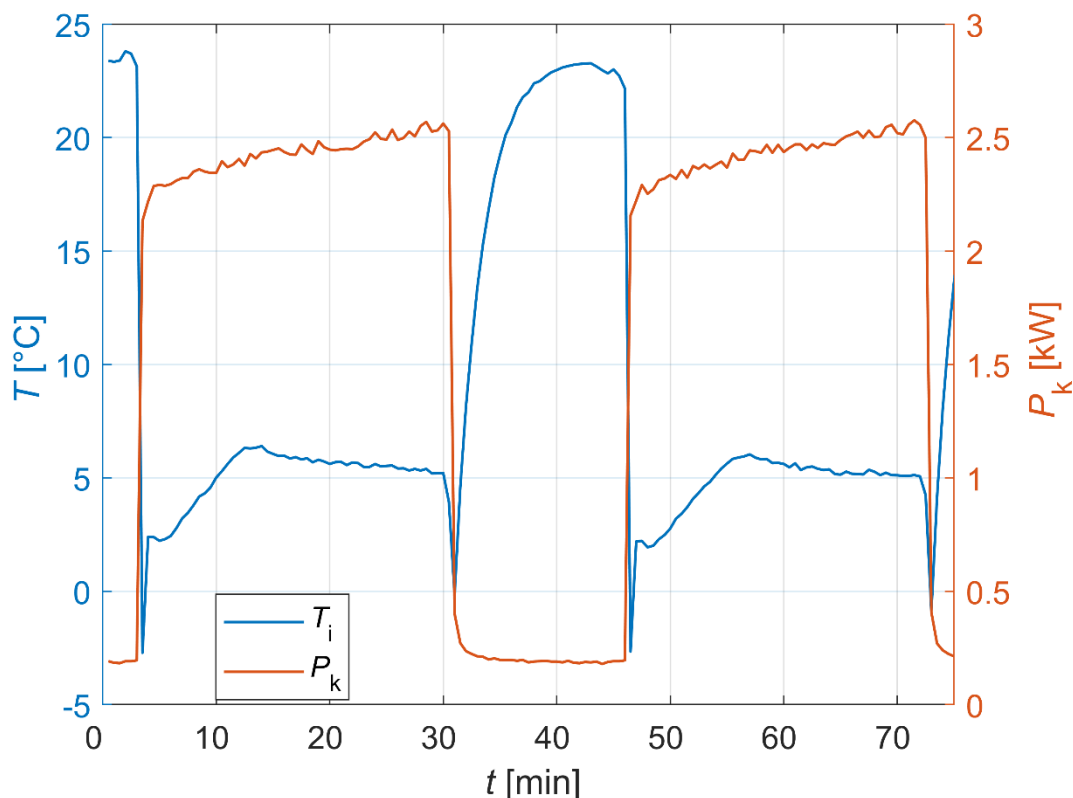


Slika 27: Usporedba ciklusa paljenja s i bez frekvencijskog pretvarača,  $\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

Plavom isprekidanom linijom je prikazan osnovni slučaj bez frekvencijske regulacije, dok je narančastom punom linijom označen isti slučaj ( $\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ ), ali s dodanim frekvencijskim pretvaračem. Frekvencijski pretvarač omogućava start s djelomičnim opterećenjem što ublažava naprezanja uzrokovana zakretnom momentom i produžuje životni vijek sustava. Početna je frekvencija na prikazanom primjeru postavljena na 30 Hz. Time se smanjio broj okretaja elektromotora, odnosno kompresora. Manje radne tvari prolazi kroz sustav, što uzrokuje duže vrijeme rada kako bi se postigao isti učin, odnosno dostigla gornja postavljena

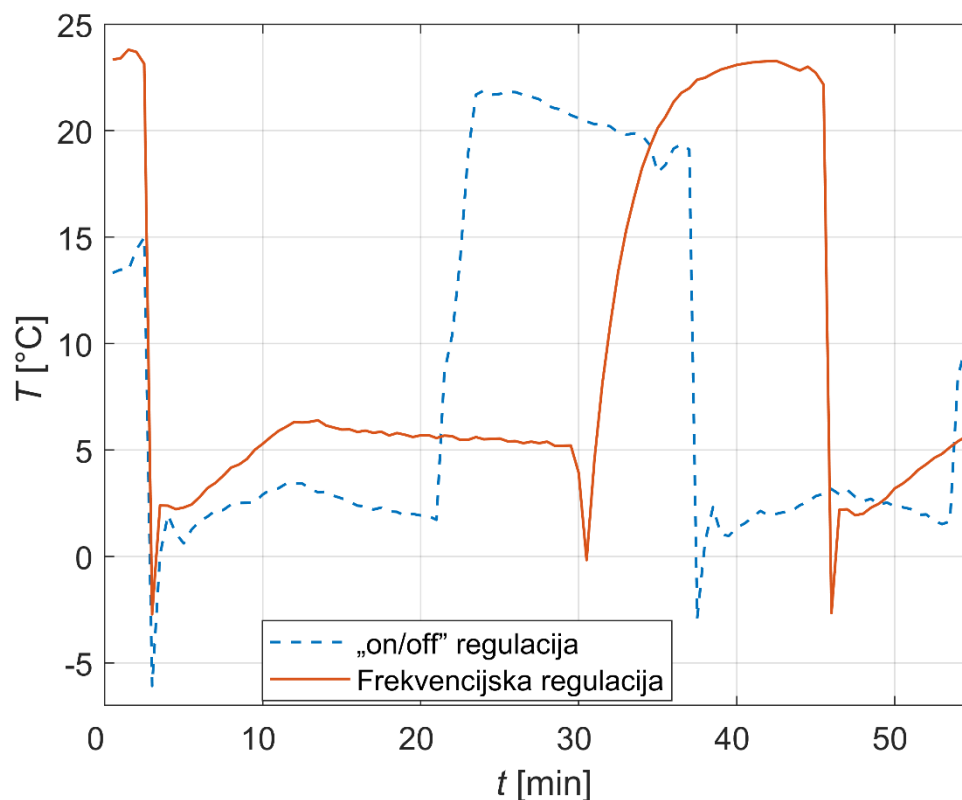
granica temperature spremnika. Treba napomenuti da je smanjena frekvencija dovela do problema pojave rezonancije sustava, na što se moralo djelovati povećanjem minimalne dopuštene i startne frekvencije na 35 Hz u ostalim mjerenjima.

Slika 28 prikazuje temperaturu isparavanja.



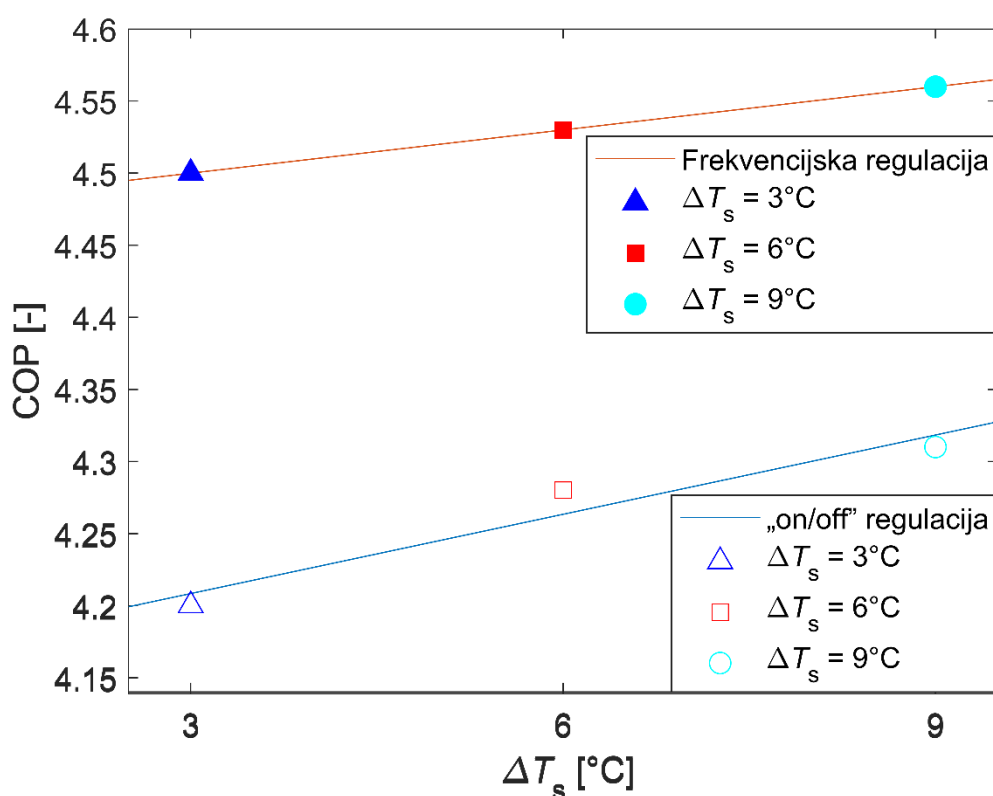
Slika 28: Kretanje temperature isparavanja u sustavu s naprednom regulacijom,  $\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

Graf temperature isparavanja u vremenu izgleda slično onome na slici 24 bez frekvencijskog pretvarača. Razlika je što sustav prilagođava svoju snagu potrebama, odnosno smanjuje protok radne tvari kroz sustav. Manji protok znači duže vrijeme zadržavanja radne tvari na isparivaču. Dužim kontaktom temperatura se približava temperaturi glikolne smjese iz BIT-a, odnosno raste. Slika 29 prikazuje usporedbu temperaturi isparavanja tijekom ciklusa za oba sustava.



Slika 29: Usporedba temperatura isparavanja sustava s i bez frekvencijskog pretvarača,  $\Delta T = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Jasno se vide početne nestacionarnosti oba sustava prilikom paljenja kompresora ( $t \approx 3 \text{ min}$ ). Temperature odlaze nisko, ali vrlo brzo se dižu prema radnoj temperaturi. Plava crtkana linija koja označava „on/off“ regulaciju brzo prestaje rasti, dok narančasta puna linija frekventno reguliranog sustava nastavlja, dolazi u radno stanje i postaje konstantna. U tome stanju ostaje duže od plave linije što reducira utjecaj početnih nestabilnosti. Srednja vrijednost temperature na isparivaču je viša, pa samim time i faktor grijanja. Kako su prikazane temperature isparavanja dobivene iz tlakova zasićenja, prestankom rada kompresora tlak se naglo poveća, a time i odgovarajuća temperatura isparavanja radne tvari.

Slika 30 prikazuje prosječne vrijednosti faktora grijanja. Temperatura na izlazu iz kondenzatora za prikazane rezultate održavana je između  $39$  i  $43 \text{ }^\circ\text{C}$ , gdje niže vrijednosti pripadaju sustavu s naprednom regulacijom.

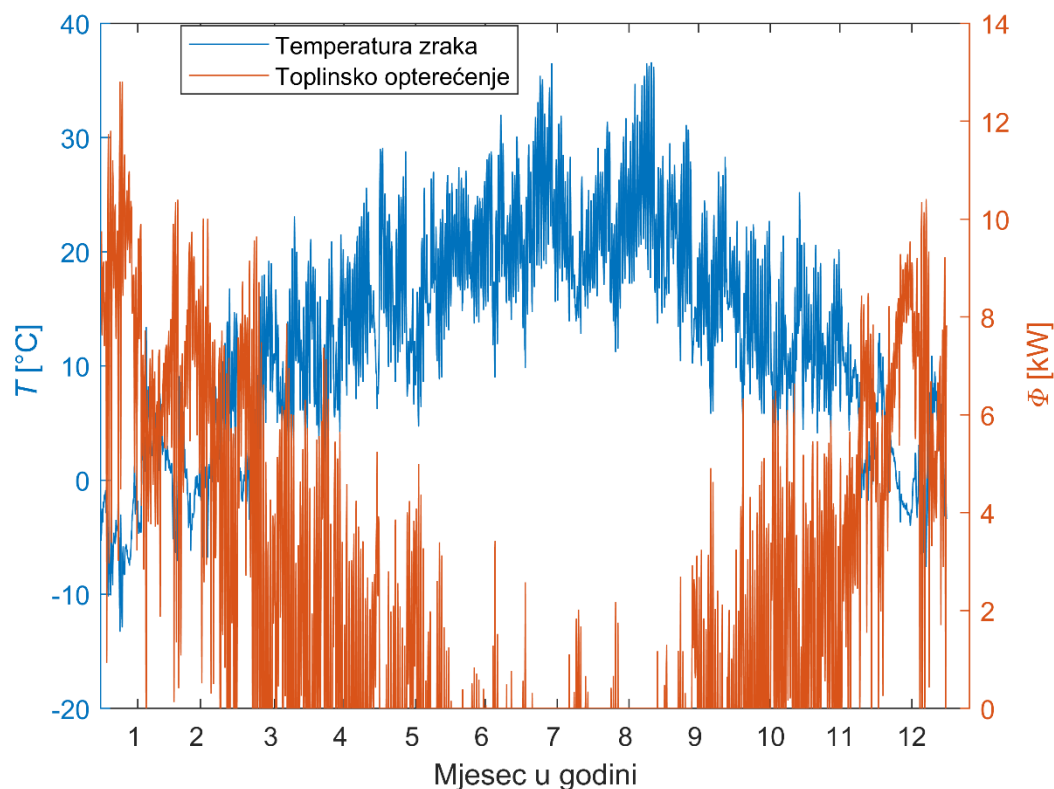


Slika 30: Prosječni COP sustava

Iz provedene analize moglo se pretpostaviti da će vrijednosti faktora grijanja za pojedine cikluse frekventno upravljanoj uređaja biti više nego za sustav s jednostavnom „on/off“ regulacijom. Dokaz tome je graf prikazan na slici 30. Za sve vrijednosti postavljene histereze napredna regulacija osigurava veću učinkovitost sustava. Ipak, povećanje COP-a za pojedini ciklus nije značajno, svega 5-7 %.

#### 4.3. Proračun sezonske uštede energije uslijed napredne regulacije

Stvarno poboljšanje sustava nije vidljivo kroz pregled pojedinih ciklusa rada već kroz analizu cijele sezone grijanja. Iz tog je razloga proveden kvazistacionarni proračun dizalice topline. Satna opterećenja grijanog prostora izračunata su u sklopu rada Boban [16] te su u ovome proračunu uzeta kao ulazni podatci, kao i prosječne satne temperature koje su preuzete s Državnog hidrometeorološkog zavoda za cijelu godinu. Ulazni podatci su prikazani na slici 31.



Slika 31: Satna promjena temperature zraka i toplinskog opterećenja ispitnih prostorija

Iz eksperimentalnih su podataka očitani parovi temperatura glikolne smjese na povratu iz tla i pripadajući faktor grijanja za pojedine cikluse. Kako se cirkulacijske pumpe pale prije kompresora, za temperaturu tla uzeta je temperatura povrata iz BIT-a neposredno prije paljenja kompresora. Ova je aproksimacija primijenjena jer glikolna smjesa struji unutar sekundarnog kruga i izmjenjuje toplinu s tlom, dok kompresor ne radi pa se na isparivaču temperatura glikolne smjese znatno ne mijenja jer radna tvar ne struji s druge strane stijenke.

Iz navedenih podataka dobivena je funkcijska ovisnost COP-a o temperaturi tla:

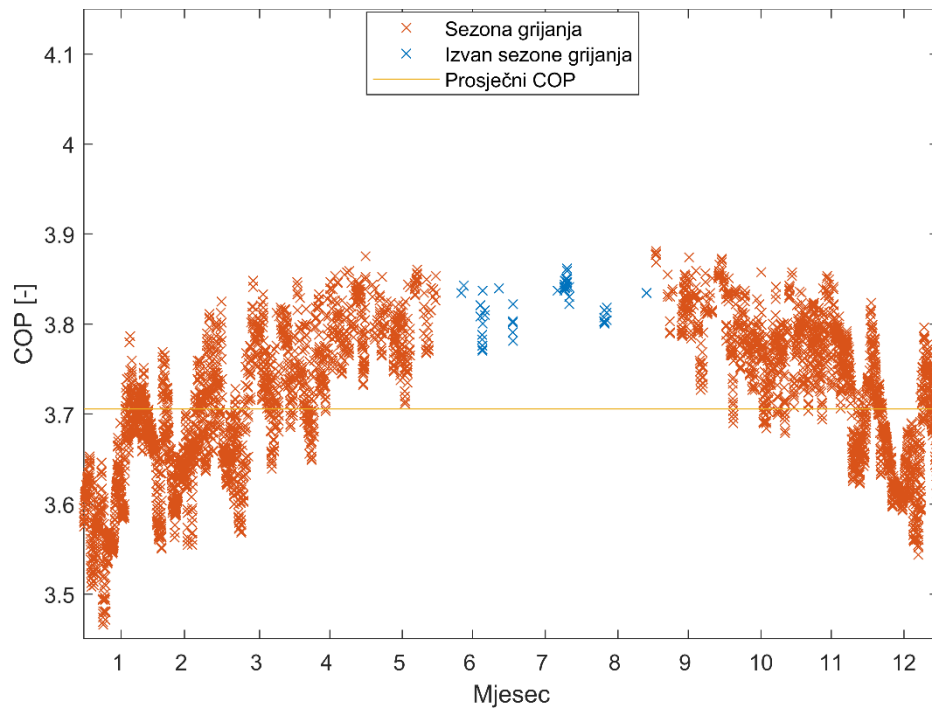
$$\text{COP}_{1,on/off} = 0,090982 T_{tlo} + 3,511, \quad (18)$$

$$\text{COP}_{1,f} = 0,05375 T_{tlo} + 3,903, \quad (19)$$

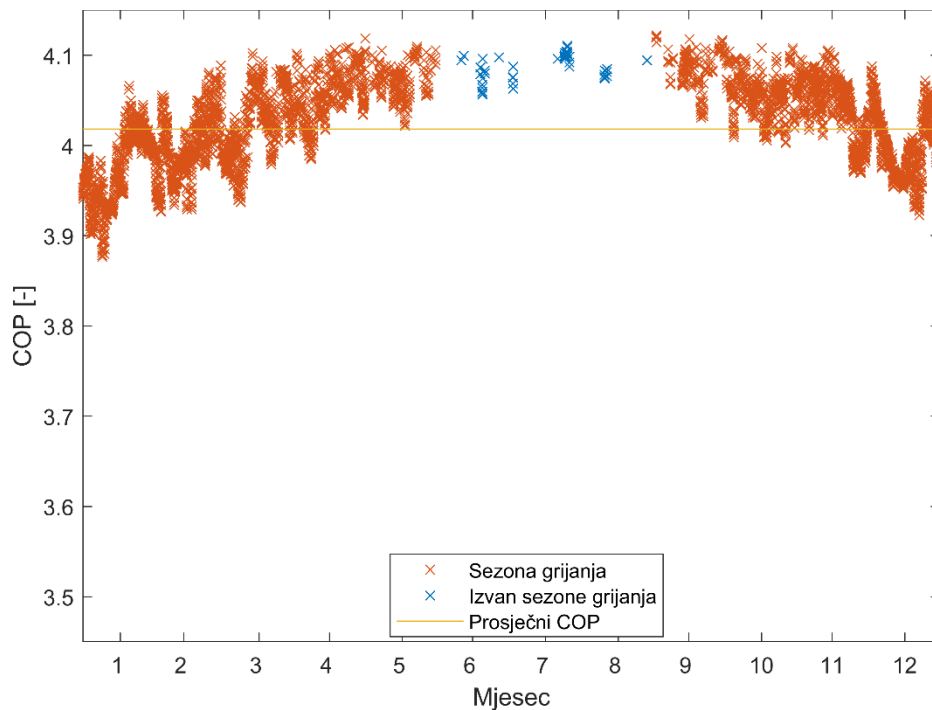
gdje je  $\text{COP}_{1,on/off}$  faktor grijanja u jednom satu za sustav u „on/off“ načinu rada, a  $\text{COP}_{1,f}$  faktor grijanja za frekvencijski reguliran sustav. Za svaki je sat u godini izračunata srednja temperatura izvora topline, tla ( $T_{tlo}$ ). Temperatura tla dobivena je prema formuli iz „Algoritma za određivanje energijskih zahtjeva i učinkovitosti termotehničkih sustava u zgradama“ [57];

$$T_{tlo} = 0,15 T_Z + 1,5. \quad (20)$$

$T_z$  označava temperaturu zraka u pojedinom satu. Dobivene satne vrijednosti tla iz jednadžbe (20) ubacujemo u jednadžbe (18) i (19) i dobivamo faktore grijanja za svaki sat u godini, slika 32 i 33.



Slika 32: Faktori grijanja za svaki pojedini radni sat dizalice topline, „on/off“ način rada



Slika 33: Faktori grijanja za svaki pojedini radni sat dizalice topline, frekventno regulirani rad

Trendovi grafova prilično su slični. Ipak, vidi se da je graf „on/off“ regulacije „razvučeniji“ po y osi, odnosno osjetljiviji na promjene temperature izlaza iz tla. To se može zaključiti i prema



većem koeficijentu pravca jednadžbe 18 u usporedbi s jednadžbom 19. Samim time on daje lošije vrijednosti na niskim temperaturama od polinoma jednadžbe 19 frekventno reguliranog sustava. Prosječni je COP za sustav bez regulacije 3,71, a za sustav s regulacijom 4,02. Treba napomenuti da su eksperimentalno prikupljeni podaci dobiveni za vrlo uski interval temperatura tla, koje su u vrijeme mjerenja bile znatno više od proračunskih. Osim toplog vremena, na temperature izlaza iz tla utjecalo je i duže vrijeme uređaja izvan pogona. U radu uređaj izmjenjuje toplinu s tлом i mijenja temperaturno polje u okruženju BIT-a. Isključivanjem iz rada dolazi do regeneracije tla, toplinska se energija ne iscrpljuje pa se tlo protemperira i zemlja oko BIT-a ponovo postaje toplija. Dobiveni rezultati iz jednadžbi (18) i (19) za realne uvijete ekstrapolacija su mjerenih rezultata što narušava njihovu točnost.

Da bi se dobio sezonski faktor grijanja (SCOP) vrijednosti faktora grijanja treba korigirati faktorom djelomičnog opterećenja (PLF) i osrednjiti. U sustavima gdje kompresor radi s konstantnim brojem okretaja dolazi do cikličkih gubitaka. Dva su glavna razloga cikličkih gubitaka; gubici starta u koje spada dodatan utrošak energije na kompresoru prilikom njegovog pokretanja i rebalans tlakova radne tvari unutar rashladnog kruga. Drugi su gubici povezani s potrošnjom pomoćnih komponenti sustava kada je dizalica topline uključena, a kompresor ne radi. Također, prije svakog pokretanja uključuju se cirkulacijske pumpe na određeno, konstantno vrijeme. Što je više ciklusa to su veći povezani ciklički gubici [58]. Analiza cikličkih gubitaka provodi se pomoću dva indikatora; omjera djelomičnog opterećenja, poznatog kao omjer kapaciteta u normi EN 14825 [59] (CR ili PLR), i faktora djelomičnog opterećenja (PLF). CR je omjer između toplinskih gubitaka objekta ( $Q_{h,nd}$ ) i nazivnog kapaciteta dizalica topline ( $\phi_N$ ) koji se računa iz polinoma dobivenog mjerenjima, jednadžba 21 i 22. S druge strane, PLF je definiran kao omjer faktora grijanja u cikličkim uvjetima i njegove nominalne vrijednosti.

Ova dva faktora povezana su u normi EN 14825 nizom bezdimenzijskih koeficijenata prema jednadžbi 23;

$$\phi_N = 0,2664 T_{tlo} + 11,8047, \quad (21)$$

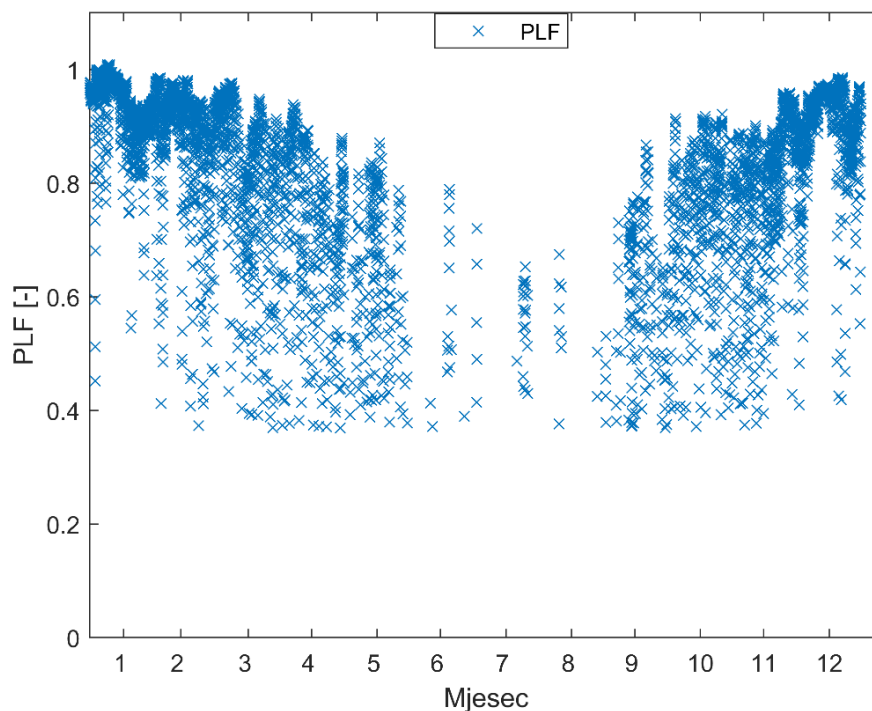
$$CR = \frac{Q_{h,nd}}{\phi_N \cdot 1h}, \quad (22)$$

$$COP_{PL,on/off} = COP_{1,on/off} \cdot PLF = COP_{1,on/off} \cdot \frac{CR}{C_c \cdot CR + (1 - C_c)}, \quad (23)$$

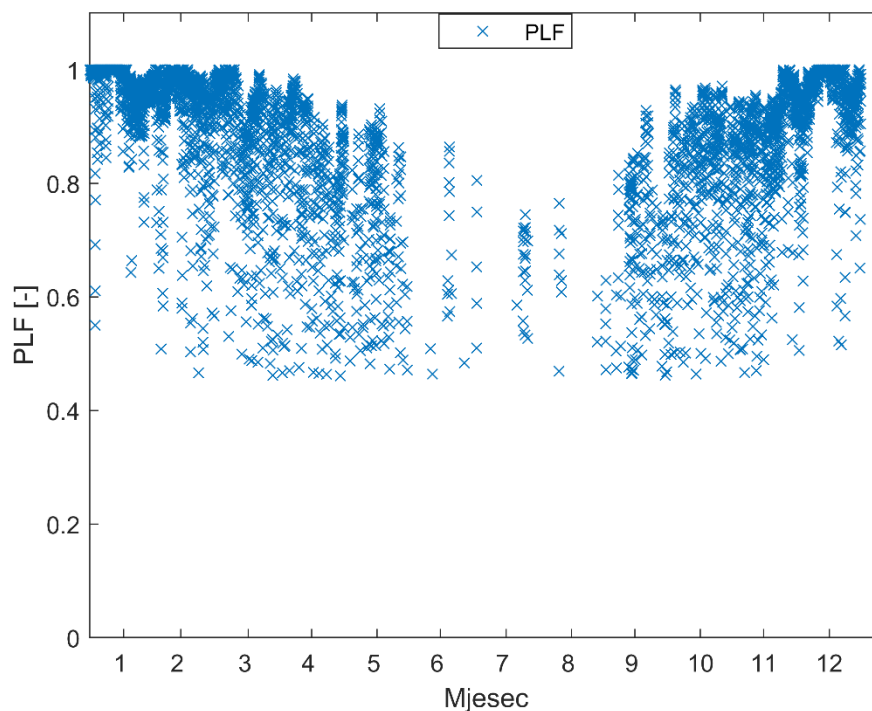
gdje je  $COP_{PL,on/off}$  faktor grijanja s uračunatim cikličkim gubitecima, a  $C_c$  koeficijent narušavanja procesa koji je konstantan i iznosi 0,9. Za frekvencijski upravljani uređaj korekciju je potrebno provoditi samo onda kada je potreba za energijom manja od najmanjeg učina koji

dizalica topline može dati za zadane uvijete. Minimalni učin ovisan je o minimalnoj dopuštenoj frekvenciji koja je u ovome radu postavljena na 35 Hz.

Faktori djelomičnog opterećenja prikazani su na slikama 34 i 35 za sustav s „on/off“, odnosno frekvencijskom regulacijom.



Slika 34: Satni faktori djelomičnog opterećenja za sustav s „on/off“ regulacijom

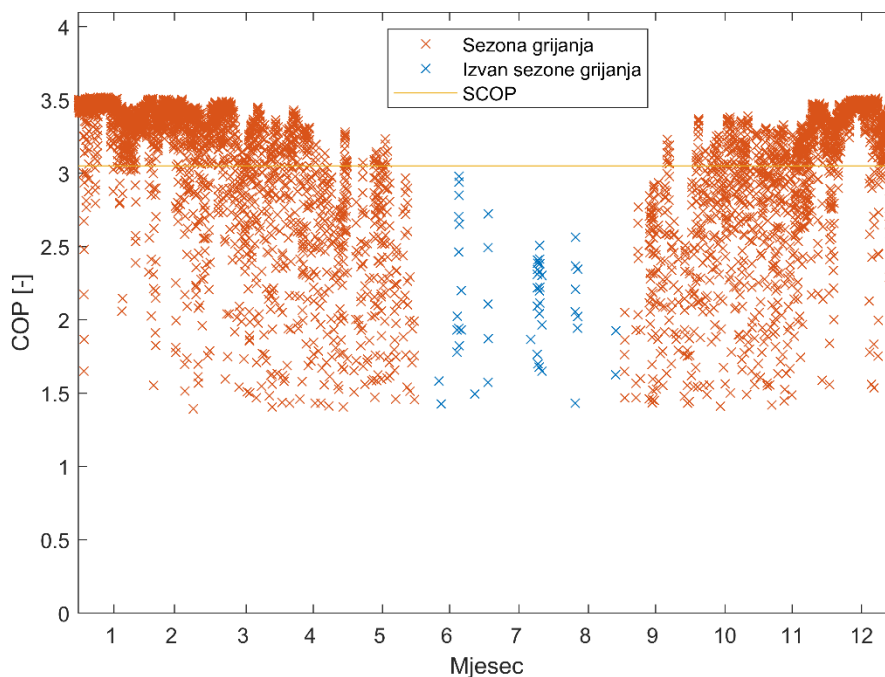


Slika 35: Satni faktori djelomičnog opterećenja za sustav s frekvencijskom regulacijom

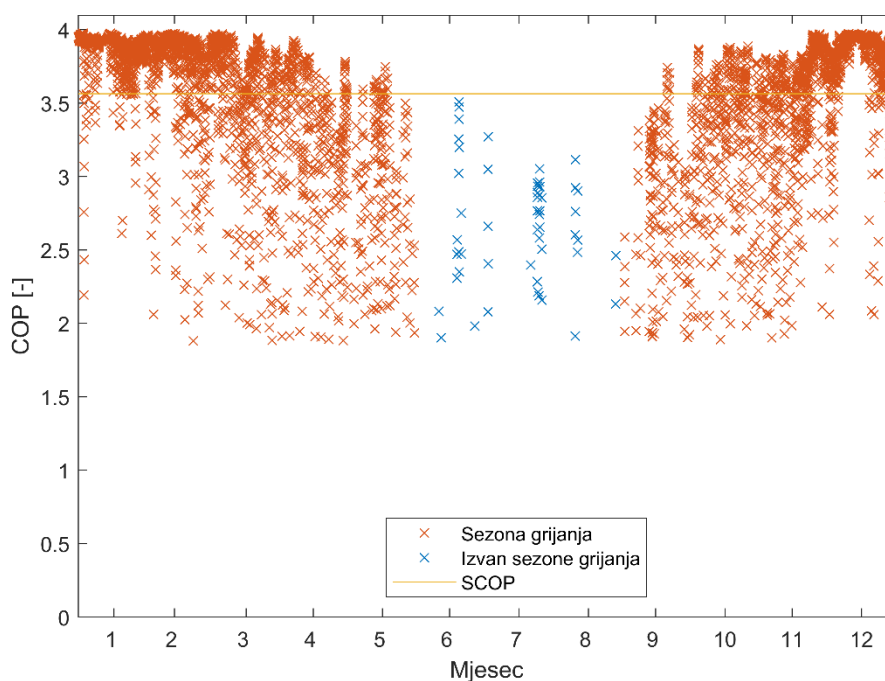
Usporedbom slike 31 sa slikama 34 i 35 vidimo da je prosječni faktor djelomičnog opterećenja proporcionalan toplinskom opterećenju. Pri smanjenom toplinskom opterećenju sustav brže pokrije toplinske gubitke, pa se češće gasi i pali što uzrokuje veće cikličke gubitke.

Izračunati satni faktori grijanja korigirani su cikličkim gubitcima i prikazani na slikama 36 i 37.

Izračunat je i sezonski faktor grijanja kao srednja vrijednost korigiranih satnih faktora grijanja.



Slika 36: Godišnja razdioba korigiranog COP-a za sustav s „on/off” regulacijom



Slika 37: Godišnja razdioba korigiranog COP-a za sustav s naprednom regulacijom

Satni toplinski gubitci se dijele s odgovarajućim faktorom grijanja kako bi se dobila potrošnja električne energije. Modelirani sustav bez napredne regulacije godišnje potroši 9584 kWh električne energije sa sezonskim faktorom grijanja (SCOP) 3,05, a sustav s naprednom regulacijom 8053 kWh uz sezonski faktor grijanja 3,56. Razlika u potrošenoj električnoj energiji je 15.97 % na godišnjoj razini. Ta bi ušteda mogla biti i veća kada ne bi dolazilo do pojave rezonancije pri manjim frekvencijama, odnosno broju okretaja kompresora. Pogledajmo kako bi rasla ušteda električne energije s promjenom intervala dozvoljenih frekvencija u usporedbi s osnovnim slučajem (OS) sustava bez regulacije, tablica 4.

Tablica 4: Utjecaj promjene frekvencije na uštedu sustava

Frekvencija [Hz]	20	25	30	35	40	OS
Faktor grijanja [-]	3,82	3,738	3,652	3,564	3,477	3,051
Potrošena energija [kWh]	7357	7572	7804	8053	8314	9585
Razlika energija [%]	23,2	21,0	18,6	16,0	13,3	-
Jednotarifni model [kn]	3633	3739	3854	3977	4106	4733
Dvotarifni model [kn]	2834	2925	3022	3126	3233	3738
Ušteda (dvotarifna) [kn]	903,95	813,3	715,8	612,4	504,7	-
Ušteda (dvotarifna) [%]	24,2	21,7	19,2	16,4	13,5	-

U izračun su ubačene cijene električne energije prema cjeniku HEP-a [60] i to dva modela:

1. Jednotarifni s fiksnom cijenom električne energije od 0,4938 kn/kWh;
2. Dvotarifni model prema kojem se mijenjaju viša, 0,52602 kn/kWh, i niža, 0,25764 kn/kWh tarifa ovisno o dobu dana. Za 2020. godinu od 29. ožujka do 25. listopada vrijedi ljetno računanje vremena. Viša tarifa je na snazi od 8 do 22 sata. Ostatak godine pripada zimskom računanju vremena prema kojem je viša tarifa u periodu od 7 do 21 sat.

Analizom je utvrđeno da dvotarifni model daje niže cijene struje potrebne za pogon dizalice topline. Cijenom od otprilike 4000 kn frekvencijski bi se pretvarač isplatio nakon 6.5 godina. Taj bi se period mogao smanjiti konstrukcijskim rješenjima koja bi uklonila pojavu rezonancije ili upotrebom pužnog kompresora koji učinkovito radi i na nižim frekvencijama. Kod stapnih kompresora treba biti oprezan sa smanjenjem brzine vrtnje. Pri niskim brzinama ulje ne osigurava dobro brtvljenje koje bi trebalo spriječilo povratak radne tvari u usis i dolazi do naglog smanjenja volumetrijske učinkovitosti [61].

---

## 5. ZAKLJUČAK

Mjerenja na geotermalnoj dizalici topline u režimu grijanja provedena su s ciljem ispitivanja utjecaja implementacije naprednog sustava regulacije rada kompresora na učinkovitost sustava. Prije samih mjerenja, mjerni su se osjetnici priključili na akvizicijski sustav, a zatim su namješteni parametri mjerne opreme u računalnom programu BenchLink. Prva su mjerenja provedena za osnovni slučaj s najjednostavnijom „on/off“ regulacijom gdje uređaj radi punim kapacitetom za dane uvijete ili uopće ne radi. Zatim je ugrađen frekvencijski pretvarač upravljani PID regulatorom te su mjerenja ponovljena. Smanjivanjem i povećavanjem broja okretaja kompresora postignuta je preciznija regulacija sustava. Temperature na ulazu i izlazu iz isparivača, kondenzatora i kompresora, tlakovi isparavanja i kondenzacije, snaga kompresora, toplinski učin na kondenzatoru i isparivaču samo su neki od parametara koji su analizirani u ovoj studiji. Za oba slučaja regulacije provedena su ispitivanja za temperaturne histereze od  $\Delta T = 3, 6$  i  $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Za kraj je proveden kvazistacionarni proračun koji je proširio analizu s jednog ciklusa na cijelu sezonu grijanja. Najvažniji opažanja u ovome radu su:

- Prilikom rada punim kapacitetom kompresor svojom velikom snagom, odnosno protokom radne tvari ruši temperaturu isparavanja vrlo nisko, što je termodinamički nepovoljno;
- Stvarni su intervali temperaturne histereze širi od postavljenih zbog tromosti sustava;
- Povećanjem histereze smanjuje se broj paljenja sustava, a sam ciklus se produžuje što pozitivno utječe na trajnost sustava. Srednja temperatura spremnika također je manja pa pada i temperatura kondenzacije što vodi do povećanja faktora grijanja;
- Dodavanjem frekvencijskog pretvarača smanjujemo naprezanja prilikom paljenja uređaja što pozitivno utječe na trajnost istog;
- Na početku ciklusa uočavaju se nestacionarne pojave koje negativno utječu na učinkovitost. Frekventno regulirani sustav produženjem intervala umanjuje utjecaj nestacionarnosti na cijeli interval;
- Faktor grijanja frekventno reguliranih sustava veći je nego za „on/off“ regulaciju za sve realne vanjske uvijete;
- Za izračun sezonskog faktora grijanja (SCOP), potrebno je u proračun uključiti cikličke gubitke. Oni nastaju uslijed gubitaka starta, povećane potrošnje energije prilikom pokretanja kompresora i postizanja radnih tlakova. Drugi je uzrok gubitaka potrošnja

---

pomoćnih komponenti poput cirkulacijskih pumpi i sustava regulacije koji su uključeni i kada kompresor ne radi;

- Analiza podataka pokazala energetska uštedu od 16,0 % i novčanu od 16,4 % na godišnjoj razini ugradnjom frekvencijskog pretvarača;
- Padom minimalne dopuštene frekvencije kompresora raste učinkovitost sustava. Pri konstrukciji dizalice topline važno je smanjiti mogućnost pojave rezonancije u radnom intervalu frekvencija kompresora kako minimalna radna frekvencija ne bi bila ograničena pojavom vibracija.

---

**LITERATURA**

- [1] Centar za praćenje poslovanja energetskeg sektora i investicija, “Izvještavanje i praćenje ušteta.” <http://cei.hr/planovi-energetske-ucinkovitosti/>.
- [2] Ministarstvo zaštite okoliša i Energetike, “Integrirani nacionalni energetske i klimatske plan za Republiku Hrvatsku,” 2019.  
[https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/hr\\_final\\_necp\\_main\\_hr.pdf](https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/hr_final_necp_main_hr.pdf).
- [3] Europska komisija, “Climate strategies & targets.”  
[https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies\\_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies_en) (25. 06. 2020.).
- [4] Europska komisija, “Paris Agreement | Climate Action.”  
[https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris\\_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris_en) (25. 06. 2020.).
- [5] S. Sorrell, “Reducing energy demand: A review of issues, challenges and approaches,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015.
- [6] Europska komisija, “EUR-Lex - 52016IP0334 - EN - EUR-Lex.” <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/HR/ALL/?uri=CELEX:52016IP0334> ( 27.06. 2020).
- [7] V. Ş. Ediger, E. Hoşgör, A. N. Sürmeli, H. Tatlıdil, “Fossil fuel sustainability index: An application of resource management,” *Energy Policy*, 2007.
- [8] S. Shafiee, E. Topal, “When will fossil fuel reserves be diminished?,” *Energy*, 2009.
- [9] Europska komisija, “EUR-Lex - 32009L0028 - EN - EUR-Lex.” <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/HR/TXT/?uri=CELEX%3A32009L0028> (27.06. 2020.).
- [10] I. Sarbu, C. Sebarchievici, “General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings,” *Energy and Buildings*, 2014.
- [11] M. Zogg, “History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones,” *9th Int. IEA Heat Pump Conf. 20 – 22 May 2008, Zürich, Switz.*, no. May, pp. 20–22, 2008.
- [12] S. Buffa, M. Cozzini, M. D’Antoni, M. Baratieri, R. Fedrizzi, “5th generation district heating and cooling systems: A review of existing cases in Europe,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 104, no. February, pp. 504–522, 2019.
- [13] F. Qin, S. Shao, C. Tian, H. Yang, “Experimental investigation on heating performance of heat pump for electric vehicles in low ambient temperature,” *Energy Procedia*, vol. 61, pp. 726–729, 2014.
- [14] G. Lorentzen, J. Pettersen, “A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning,” *Int. J. Refrig.*, vol. 16, no. 1, pp. 4–12, 1993.

- 
- [15] W. Salmi, J. Vanttola, M. Elg, M. Kuosa, R. Lahdelma, "Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 501–516, 2017.
- [16] L. Boban, "Eksperimentalno i teorijsko istraživanje geotermalne dizalice topline," Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2019.
- [17] A. Singh Gaur, D. Z. Fitiwi, J. Curtis, "Heat Pumps and Their Role in Decarbonising Heating Sector: A Comprehensive Review," no. 627, 2019.
- [18] S. J. Self, B. V. Reddy, M. A. Rosen, "Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options," *Appl. Energy*, vol. 101, pp. 341–348, 2013.
- [19] I. Staffell, D. Brett, N. Brandon, A. Hawkes, "A review of domestic heat pumps," *Energy and Environmental Science*. 2012.
- [20] J. M. Corberan, "New trends and developments in ground-source heat pumps," *Adv. Ground-Source Heat Pump Syst.*, pp. 359–385, 2016.
- [21] Europska komisija, "EU Regulation No. 626/2011 - Energy labelling of air conditioners," pp. 1–72, 2011, <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/en/ALL/?uri=CELEX%3A32011R0626>.
- [22] V. Soldo, "Skripta iz kolegija Dizalice topline s OIE," 2020.
- [23] C. Kian Jon, C. Siaw Kiang, "Heat Pump Drying Systems," in *Handbook of Industrial Drying, Third Edition*, 2006.
- [24] I. Sarbu, C. Sebarchievici, "Solar-assisted heat pump systems. Heat pump systems for sustainable heating and cooling", 2016.
- [25] F. Busato, R. Lazzarin, M. Noro, "Ground or solar source heat pump systems for space heating: Which is better? Energetic assessment based on a case history," *Energy Build.*, vol. 102, pp. 347–356, Jul. 2015.
- [26] K. J. Chua, S. K. Chou, W. M. Yang, "Advances in heat pump systems: A review," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 12, pp. 3611–3624, 2010.
- [27] J. E. Brumbaugh, *HVAC Fundamentals. Volume 3: Air Conditioning, Heat Pumps and Distribution Systems [All New 4th Edition]*. 2004.
- [28] A. Hepbasli, O. Akdemir, E. Hancioglu, "Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 44, no. 4, pp. 527–548, 2003.
- [29] R. Wu, "Energy Efficiency Technologies – Air Source Heat Pump vs. Ground Source



- Heat Pump,” *J. Sustain. Dev.*, 2009.
- [30] Z. Shengjun, W. Huaixin, G. Tao, “Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation,” *Appl. Energy*, 2011.
- [31] A. Mustafa Omer, “Ground-source heat pumps systems and applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008.
- [32] J. Hanova, H. Dowlatabadi, “Strategic GHG reduction through the use of ground source heat pump technology,” *Environ. Res. Lett.*, 2007.
- [33] M. Graeme, *Ground Source Heat Pumps (Technical Memoranda)*. Chartered Institution of Building Services Engineers, 2013.
- [34] W. Yang, M. Shi, G. Liu, Z. Chen, “A two-region simulation model of vertical U-tube ground heat exchanger and its experimental verification,” *Appl. Energy*, 2009.
- [35] P. Cui, X. Li, Y. Man, Z. Fang, “Heat transfer analysis of pile geothermal heat exchangers with spiral coils,” *Appl. Energy*, 2011.
- [36] M. G. He, T. C. Li, Z. G. Liu, Y. Zhang, “Testing of the mixing refrigerants HFC152a/HFC125 in domestic refrigerator,” *Appl. Therm. Eng.*, 2005.
- [37] K. Harby, D. R. Gebaly, N. S. Koura, M. S. Hassan, “Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: An overview,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016.
- [38] K. Harby, “Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 73, no. February, pp. 1247–1264, 2017.
- [39] E. H. Mathews, D. C. Arndt, C. B. Piani, E. Van Heerden, “Developing cost efficient control strategies to ensure optimal energy use and sufficient indoor comfort,” *Appl. Energy*, 2000.
- [40] P. Riederer, “Matlab/simulink for building and HVAC simulation - state of the art,” 2005.
- [41] M. Malić, “Rezultati mjerenja rada geotermalne dizalice topline u režimu hlađenja,” Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2010.
- [42] I. Gjuris, “Eksperimentalna analiza geotermalne dizalice topline u režimu grijanja,” Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2018.
- [43] H. Madani, J. Claesson, P. Lundqvist, “Capacity control in ground source heat pump systems: Part I: Modeling and simulation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 6, pp. 1338–

- 1347, 2011.
- [44] M. S. H. Talukder, "HVAC Controls Course Content of HVAC systems," *Consult. Specif. Eng.*, no. 2, pp. 1–67, 2013.
- [45] L. O. S. Buzelin, S. C. Amico, J. V. C. Vargas, J. A. R. Parise, "Experimental development of an intelligent refrigeration system," *Int. J. Refrig.*, 2005.
- [46] M. Kassai, L. Kajtar, J. Nyers, "Experimental optimization of energy consumption for direct current refrigerator by PID controller tuning and comparison with ON/OFF refrigerator," *Therm. Sci.*, vol. 23, no. 2 Part B, pp. 941–952, 2019.
- [47] C. K. Lee, "Dynamic performance of ground-source heat pumps fitted with frequency inverters for part-load control," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 11, pp. 3507–3513, 2010.
- [48] K. Astrom, *PID Controllers, 2nd Edition*. 1995.
- [49] K. M. B. Legweel, D. V. Lazic', M. R. Ristanovic', J. V. Lozanovic' S'ajic', "The performance of PIP-cascade controller in HVAC system," *Therm. Sci.*, 2014.
- [50] K. H. Raut, S. R. Vaishnav, "A Study on Performance of Different PID Tuning Techniques," *IEEE Conf.*, 2011.
- [51] J. G. Ziegler, N. B. Nichols, "Optimum settings for automatic controllers," *J. Dyn. Syst. Meas. Control. Trans. ASME*, 1993.
- [52] B. Očko, "Regulacijski sustav asinkronog elektromotora," Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2019.
- [53] M. Andrassy, *Stapni kompresori*. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Ivana Lučića 5, 2004.
- [54] M. Schulz, D. Kourkoulas, "Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006," *Off. J. Eur. Union*, vol. 2014, no. 517, p. L150/195-230, 2014, <http://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj>.
- [55] D. Zvizdić, L. Grgec Bermanec, D. Šestan, "Podloge iz kolegija Toplinska i procesna mjerenja," 2018.
- [56] J. Levačić, "Ispitivanje visokotemperaturne termometrijske peći," Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2017.
- [57] D. Lončar, D. Dović, I. Horvat, "Algoritam za određivanje energetske potrebe i učinkovitost termotehničkih sustava u zgradama (Sustavi kogeneracije, sustavi daljinskog grijanja, fotonaponski sustavi)," 2017.
- [58] J. García-Céspedes, G. Arnó, I. Herms, J. J. de Felipe, "Characterisation of efficiency

- 
- losses in ground source heat pump systems equipped with a double parallel stage: A case study,” *Renew. Energy*, vol. 147, pp. 2761–2773, 2020.
- [59] T. Climatiseurs, “EN 14825:2018 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance,” 2018.
- [60] Hrvatska elektroprivreda (HEP), “Cjenik električne energije za kupce kategorije kućanstvo,” 2020, <https://hepi.hep.hr/mobile/cjenik.aspx>.
- [61] G. Bagarella, R. Lazzarin, M. Noro, “Sizing strategy of on-off and modulating heat pump systems based on annual energy analysis,” *Int. J. Refrig.*, vol. 65, pp. 183–193, 2016.

## **PRILOZI**

I. CD-R disc