

Dizalica topline voda-voda za grijanje i hlađenje obiteljske kuće

Barun, Dominik

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:235:830279>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-09-10**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Dominik Barun

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

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

Student:

Dominik Barun

Zagreb, 2020.

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

Zahvaljujem se svom mentoru profesoru Vladimiru Soldi na savjetima i stručnom vodstvu tijekom izrade ovog rada. Također se zahvaljujem svojoj obitelji na strpljenju i podršci tijekom studiranja. Posebnu zahvalu upućujem ujaku Željku Đuriću na razvoju ideje za temu diplomskog rada, kao i svu pomoć tijekom pisanja diplomskog rada.

Dominik Barun



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Dominik BARUN**

Mat. br.: 0035187707

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dizalica topline voda-voda za grijanje i hlađenje obiteljske kuće**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Water-to-water heat pump for heating and cooling of a family house**

Opis zadatka:

U radu je potrebno projektirati dizalicu topline za grijanje i hlađenje niskoenergetske obiteljske kuće korisne površine 55 m². Kao izvor/ponor topline koristi se podzemna voda. Kuća se nalazi na području grada Nove Gradiške.

Za ogrjevno tijela po prostorijama koristiti radijatore. Temperaturni režim grijanja iznosi 55/50 °C. Temperaturni režim hlađenja iznosi 9/14 °C. Dizalica topline pokriva potrebe dvočlane obitelji za potrošnom toplom vodom.

Rad treba sadržavati:

1. Izračun toplinskog i rashladnog opterećenja kuće.
2. Izračun godišnje potrebne toplinske energije za grijanje i hlađenje.
3. Dimenzioniranje komponenti dizalice topline, cjevovoda, međuizmjenjivača i cirkulacijske potopne pumpe za vodu.
4. Termodinamički proračun isparivača, kondenzatora i međuizmjenjivača.
5. Simulacijski model rada dizalice topline (Simulink).
6. Izračun sezonske učinkovitosti sustava.
7. Hidrauličku shemu spajanja rashladno/ogrjevnog sustava.
8. Dispozicijski crtež dizalice topline.

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

Zadatak zadan:

14. studenoga 2019.

Datum predaje rada:

16. siječnja 2020.

Predviđeni datum obrane:

20. – 24.1.2020.

Zadatak zadao:

V Soldo

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Predsjednica Povjerenstva:

Tanja Jurčević Lulić

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
2. DIZALICA TOPLINE.....	2
2.1. Zrak kao izvor topline	3
2.2. Tlo kao izvor topline	4
2.3. Voda kao izvor topline	6
2.3.1. Vode potoka, rijeka, jezera i mora kao izvor topline	6
2.3.2. Podzemne vode kao izvor topline	7
2.4. Stanje dizalica toplina u svijetu	9
3. PRORAČUN TOPLINSKOG OPTEREĆENJA.....	10
3.1. Projektni transmisijski toplinski gubici prostorije	12
3.1.1. Primjer proračuna projektnih toplinskih gubitaka	12
3.2. Projektni ventilacijski toplinski gubitci	17
3.3. Dodatna energija zbog prekida grijanja	18
3.4. Ukupni projektni toplinski gubitci građevine	19
4. PRORAČUN DOBITAKA TOPLINSKE ENERGIJE ZA LJETNO RAZDOBLJE	20
4.1. Proračun unutrašnjih toplinskih dobitaka	20
4.2. Proračun vanjskih toplinskih dobitaka	20
4.2.1. Toplinski dobitci transmisijom kroz zidove	20
4.2.2. Toplinski dobitci kroz staklene površine	21
4.3. Rezultati proračuna rashladnog opterećenja	22
5. PRORAČUN GODIŠNJE POTREBNE ENERGIJE ZA GRIJANJE PREMA HRN EN ISO 13790 [1]	24
5.1. Izmijenjena toplinska energija transmisijom	25
5.2. Potrebna toplinska energija za ventilaciju	28
5.3. Ukupni toplinski dobitci za proračunski period	31
5.3.1. Unutarnji toplinski dobitci	31
5.3.2. Solarni toplinski dobitci [7]	32
5.4. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [7]	33

5.5.	Redukcijski faktor uslijed prekida grijanja noću [7].....	34
5.6.	Godišnja potrebna energija za grijanje $Q_{H,nd}$	34
6.	PRORAČUN GODIŠNJE POTREBNE ENERGIJE ZA HLAĐENJE PREMA HRN EN ISO 13790 [7]	37
7.	TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENATA DIZALICE TOPLINE.....	39
7.1.	Radna tvar u sustavu – R410A.....	39
7.2.	Karakteristične točke procesa	39
7.3.	Termodinamički proračun pločastog kondenzatora	44
7.3.1.	Proračun izmjenjivačke površine pločastog kondenzatora	46
7.3.2.	Proračun na strani ogrijevne vode.....	47
7.3.3.	Proračun na strani radne tvari	48
7.3.4.	Potrebna ukupna površina kondenzatora	55
7.4.	Termodinamički proračun pločastog isparivača:	56
7.4.1.	Odabir pločastog isparivača	57
7.4.2.	Proračun izmjenjivačke površine pločastog isparivača	58
7.4.3.	Proračun na strani vodene otopine etilen glikola	58
7.4.4.	Proračun na strani radne tvari	59
7.4.5.	Ukupna potrebna površina za izmjenu topline.....	64
7.5.	Proračun međuzmjenjivača topline.....	64
7.5.1.	Odabir pločastog isparivača	66
7.5.2.	Proračun izmjenjivačke površine međuzmjenjivača.....	67
7.5.3.	Proračun sekundarnog kruga.....	68
7.5.4.	Proračun kruga bunarske vode.....	68
7.5.5.	Proračun potrebne površine za izmjenu topline.....	69
8.	DIMENZIONIRANJE KOMPONENTI	71
8.1.	Dimenzioniranje cjevovoda kruga dizalice topline.....	71
8.1.1.	Proračun cjevovoda usisnog voda.....	71
8.1.2.	Proračun cjevovoda tlačnog voda	72
8.1.3.	Proračun cjevovoda kapljevinskog voda	72
8.2.	Dimenzioniranje cjevovoda u krugu međuzmjenjivača.....	73

8.3. Dimenzioniranje cjevovoda u krugu bunarske vode.....	74
8.4. Proračun potopne pumpe za krug bunarske vode	75
8.5. Proračun optočne pumpe kruga glikolne smjese u međuzmjenjivaču	76
9. PRORAČUN SEZONSKE UČINKOVITOSTI SUSTAVA	78
10. Elementi dizalice topline	81
10.1. Pločasti izmjenjivali topline.....	81
10.2. Kompresor.....	82
10.3. Ekspanzijski ventil	83
10.4. Sigurnosna oprema.....	83
10.5. Sakupljač radne tvari.....	84
11. Modeliranje kondenzatora u Matlabu	85
12. ZAKLJUČAK.....	91

POPIS SLIKA

Slika 1.	Shematski prikaz dizalice topline [2]	2
Slika 2.	Shema sustava dizalice topline zrak – voda [3]	4
Slika 3.	Dizalica topline tlo-voda (horizontalna izvedba izmjenjivača u tlu) [3].....	5
Slika 4.	Dizalica topline tlo-voda (vertikalna izvedba izmjenjivača u tlu) [3].....	6
Slika 5.	Dizalica topline voda-voda [3]	7
Slika 6.	Dizalica topline voda-voda [3]	8
Slika 7.	Arhitektonski nacrt stambene kuće – tlocrt građevine	10
Slika 8.	Arhitektonski nacrt stambene građevine – presjek građevine.....	11
Slika 9.	Tlocrt spavaće sobe	13
Slika 10.	Transmisijski toplinski gubitci za svaki sat karakterističnog dana u mjesecu siječnju	27
Slika 11.	Izmijenjena toplina s tlom i pripadajući koeficijent transmisijskih gubitaka prema tlu.....	28
Slika 12.	Kategorije zgrada za određivanje zrakopropusnosti zgrade.....	29
Slika 13.	Toplinska energija za ventilaciju.....	31
Slika 14.	Unutarnji toplinski dobitci po mjesecima	32
Slika 15.	Mjesečne vrijednosti solarnih toplinskih dobitaka.....	33
Slika 16.	Godišnja potrebna energija za grijanje po mjesecima.....	36
Slika 17.	Prikaz energetskeg razreda stambene kuće	36
Slika 18.	Shematski prikaz sustava grijanja s dizalicom topline	40
Slika 19.	T-s dijagram kružnog procesa	42
Slika 20.	Prikazi rezultata procesa u T-s dijagramu za radnu tvar R410A.....	43
Slika 21.	Prikaz rezultata procesa u log p-h dijagramu za radnu tvar R410A.....	44
Slika 22.	Lemljeni pločasti izmjenjivač topline	45
Slika 23.	Geometrija izmjenjivačke ploče kondenzatora [13].....	45
Slika 24.	T-A dijagram kondenzatora.....	48
Slika 25.	T-A dijagram isparivača topline.....	56
Slika 26.	Geometrija ploče isparivača [13]	57

Slika 27. T-A dijagram međuizmjenjivača.....	65
Slika 28. Geometrija ploče isparivača [13]	66
Slika 29. Potopna pumpa proizvođača Grundfos za dobavu bunarske vode [19].....	76
Slika 30. Cirkulacijska pumpa proizvođača Grundfos za krug međuizmjenjivača [20]	77
Slika 31. Toplinska energija podsustava proizvodnje bez uračunatih gubitaka.....	79
Slika 32. Električna energija potrebna za pogon dizalice topline za grijanje prostora i zagrijavanje PTV-a.....	80
Slika 33. Sezonska učinkovitost sustava i proizvedena obnovljiva energija dizalicom topline	80
Slika 34. Pločasti lemljeni izmjenjivači topline [12].....	81
Slika 35. Presjek spiralnog kompresora [21].....	82
Slika 36. Termoekspanzijski ventil [22].....	83
Slika 37. Presostat visokog i niskog tlaka [10].....	84
Slika 38. Princip izmjene topline na pločastom kondenzatoru.....	85
Slika 39. Prikaz izmjene topline jedne stijenke s hladnom i toplom strujom.....	86
Slika 40. Prikaz modela hladne struje i stijenke u Simulinku	87
Slika 41. Prikaz modela tople struje u Simulinku	87
Slika 42. Podsustav hladne struje	88
Slika 43. Temperature radne tvari po segmentima izmjenjivača.....	89
Slika 44. Temperature stijenke izmjenjivača topline za svaki segment	89
Slika 45. Reakcija hladne struje na naglu promjenu ulazne temperature.....	90
Slika 46. Reakcija temperature stijenke na naglu promjenu ulazne temperature hladne struje	90

POPIS TABLICA

Tablica 1. Sastav zidova unutar građevine	14
Tablica 2. Usporedba stvarne i dopuštene vrijednosti koeficijenta prolaza topline	15
Tablica 3. Transmisijski toplinski gubitci prostorije „soba“	16
Tablica 4. Transmisijski toplinski gubitci građevine	17
Tablica 5. Ventilacijski toplinski gubitci stambene kuće	18
Tablica 6. Detaljni proračun rashladnog opterećenja prostorije „Dnevni boravak s kuhinjom“	23
Tablica 7. Ukupno rashladno opterećenje po prostorijama za stambenu kuću	23
Tablica 8. Rezultati proračuna godišnje potrebne energije za grijanje	35
Tablica 9. Rezultati proračuna godišnje potrebne energije za hlađenje	38
Tablica 10. Proračunate točke procesa	43
Tablica 11. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari	53
Tablica 12. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari	62
Tablica 13. Preporučena brzina strujanja [17].....	71
Tablica 14. Proračun pada tlaka cjevovoda kruga bunarske vode	75
Tablica 15. Proračun pada tlaka cjevovoda kruga međuzmjenjivača	76

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- 01 Hidraulička shema spajanja
- 02 Dispozicijski crtež dizalice topline

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
ε_{gr}	-	Toplinski množitelj
Φ_{kond}	W	Učinak kondenzatora
P_{komp}	W	Električna snaga kompresora
SPF	-	Sezonski faktor učinkovitosti dizalice topline
Q_{GR}	kWh	Toplinska energija za grijanje
Q_{PTV}	kWh	Toplinska energija za zagrijavanje potrošne tople vode
E_{sust}	kWh	Električna energija za pogon svih električnih uređaja sustavu s dizalicom topline
Φ_i	W	Ukupni projektni gubitci prostorije
$\Phi_{T,i}$	W	Ukupni transmisijski gubitci prostorije
$\Phi_{V,i}$	W	Ukupni ventilacijski gubitci prostorije
$H_{T,ie}$	W/K	Koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema vanjskom okolišu
$H_{T,iue}$	W/K	Koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu
$H_{T,ig}$	W/K	Stacionarni koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema tlu
$H_{T,ij}$	W/K	Koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema susjednom grijanom prostoru različite temperature
$\theta_{int, i}$	°C	Unutarnja projektna temperatura grijanog prostora
θ_e	°C	Vanjska projektna temperatura
$\theta_{m,e}$	°C	Vanjska godišnja srednja temperatura
ΔU_{TM}	W/(m ² K)	Dodatak na koeficijent prolaza topline za toplinske mostove
U_w	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline za prozore
U_k	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline građevnog elementa „k“
A_k	m ²	Površina plohe „k“ kroz koju prolazi toplina
e_k	-	Korekcijski faktor izloženosti koji uzima u obzir klimatske utjecaje kao vlažnost, temperaturu, brzinu vjetra
b_u	-	Faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir temperaturu negrijanog prostora i vanjsku projektnu temperaturu

f_{ij}	-	Faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između temperature susjednog prostora i vanjske projektne temperature
θ_{ads}	°C	Temperatura susjednog prostora
f_{g1}	-	Korekcijski faktor za utjecaj godišnje oscilacije vanjske temperature
f_{g2}	-	Faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između godišnje srednje vanjske i vanjske projektne temperature
$U_{eq,k}$	W/(m ² K)	Ekvivalentni koeficijent prolaza topline iz tablica i dijagrama prema tipologiji poda
G_w	-	Korekcijski faktor za utjecaj podzemne vode
V_i	m ³ /s	Protok zraka u grijani prostor
ρ	kg/m ³	Gustoća
c_p	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet
$V_{inf, i}$	m ³ /s	Maksimalni protok zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zatore
$V_{min, i}$	m ³ /s	Minimalni higijenski protok zraka
n_{min}	h ⁻¹	Minimalni broj izmjena zraka
Φ_{RH}	W	Dodatna toplina zbog prekida grijanja
A_i	m ²	Površina grijanog prostora
f_{RH}	W/m ²	Korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu temperature za vrijeme prekida grijanja
Φ_{UK}	W	Ukupni projektni gubitci građevine
$\Phi_{UK,spec}$	W/ m ²	Specifični ukupni projektni gubitci građevine
Φ_I	W	Unutrašnji toplinski dobitci
Φ_P	W	Toplinski dobitci od ljudi
Φ_M	W	Toplinski dobitci od uređaja
Φ_E	W	Toplinski dobitci od rasvjete
Φ_R	W	Toplinski dobitci od susjednih prostorija
N_{Lj}	-	Broj ljudi
$N_{\dot{z}}$	-	Broj žarulja
Φ_A	W	Vanjski toplinski dobitci

Φ_W	W	Toplinski dobitci transmisijom kroz zidove
Φ_F	W	Toplinski dobitci kroz staklene površine
$\Phi_{T,s}$	W	Toplinski dobitci transmisijom kroz staklene površine
$\Phi_{S,s}$	W	Toplinski dobitci zračenjem kroz staklene površine
$Q_{H,nd}$	kWh	Potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu
$Q_{H,ht}$	kWh	Ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu grijanja
$Q_{H,gn}$	kWh	Ukupni toplinski dobitci zgrade u periodu grijanja
$\eta_{H,gn}$	-	Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka
Q_{sol}	kWh	Toplinski dobitci od sunčeva zračenja
A_f	m ²	Površina kondicionirane zone s vanjskim dimenzijama
A_K	m ²	Korisna površina zgrade (neto površina)
A	m ²	Oplošje grijanog dijela zgrade
A_{pr}	m ²	Površina otvora na zgradi
f	-	Udio površine prozora u ukupnoj površini pročelja
V_e	m ³	Obujam grijanog dijela zgrade kojemu je oplošje A
V	m ³	Neto obujam grijanog dijela zgrade, obujam u kojem se nalazi zrak
t	h	Trajanja proračunskog razdoblja
H_A	W/K	Koeficijent transmisijske izmjene od grijanog prostora prema susjednoj zgradi
Φ_m	W	Toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec
$Q_{Ve,inf}$	kWh	potrebna toplinska energija uslijed infiltracije vanjskog zraka
$Q_{Ve,win}$	kWh	potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja otvaranjem prozora i vrata
$Q_{H,Ve,mech}$	kWh	potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod zagrijavanja zraka
n_{inf}	h ⁻¹	Broj izmjena zraka uslijed infiltracije
n_{50}	h ⁻¹	Broj izmjena zraka pri narinutoj razlici tlaka od 50 Pa
e_{wind}	-	Faktor zaštićenosti zgrade od vjetra
n_{win}	h ⁻¹	Broj izmjena zraka uslijed otvaranja prozora
q_{spec}	W/m ²	Specifični unutarnji dobitci po m ² korisne površine

$Q_{H,nd,ref}$	kWh / m ²	Specifična potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu
$Q_{C,nd}$	kWh	Potrebna toplinska energija za hlađenje pri kontinuiranom radu
$Q_{C,gn}$	kWh	Ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu hlađenja
$Q_{C,ht}$	kWh	Ukupni toplinski dobitci zgrade u periodu hlađenja
$\eta_{C,ls}$	kWh	Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka
$\Delta\theta_{poth}$	°C	Pothlađenje radne tvari na kondenzatoru
$\Delta\theta_{preg}$	°C	Pregrijanje radne tvari na isparivaču
η_{is}	-	Izentropski stupanj djelovanja kompresora
q_m	kg/s	Maseni protok medija
λ	W/(mK)	Koeficijent toplinske vodljivosti
d_e	m	Ekvivalentni promjer kanala
A_c	m	Površina kanala
A_p	m	Projicirana površina kanala
A	m	Ukupna površina izmjene topline
μ	Pa s	Dinamička viskoznost medija
Pr	-	Prandltov broj
N	-	Broj kanala za strujanje medija
w	m/s	Brzina strujanja medija
Re	-	Reynoldsov broj
Nu	-	Nusseltov broj
β	°	Kut orebrenja izmjenjivača
α	W/(m ² K)	Koeficijent prijelaza topline
h'	J/kg	Entalpija vrele kapljevine radne tvari
h''	J/kg	Entalpija suhozasićene pare radne tvari
$\Delta\theta_m$	°C	Srednja logaritamska temperaturna razlika
k	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline
q_A	W/m ²	Specifični toplinski tok
A_{potr}	m	Potrebna površina za izmjenu topline
$q_{A,pretp}$	W/m ²	Pretpostavljen specifični toplinski tok
Bo	-	Boilingov bezdimenzijski broj

x	-	Sadržaj pare
G	kg/sm^2	Gustoća masenog toka
q_v	m^3/s	Volumni protok radne tvari
d	m	Promjer cijevi
h_{dob}	m	Potrebna visina dobave pumpe
Δp	Pa	Pad tlaka

POPIS INDEKSA

Indeks	Opis
č	Čelik
isp	Isparivač
kond	Kondenzator
i	Isparivanje
k	Kondenzacija
OV	Ogrijevna voda
RT	Radna tvar
GL	Glikolna smjesa
I	Prvi segment na izmjenjivaču
II	Drugi segment na izmjenjivaču
III	Treći segment na izmjenjivaču
mi	Međuizmjenjivač
x	U ovisnosti o sadržaju pare
v	para
l	kapljevina

SAŽETAK

U sklopu diplomskog rada proveden je proračun pojedinih elemenata dizalice topline voda – voda. Proračunu komponenti prethodio je proračun projektnih toplinskih gubitaka stambene kuće na širem području grada Nove Gradiške prema normi HRN EN 12831 kao i proračun projektnih toplinskih dobitaka prema normi VDI 2078. U računalnom programu MGIPU Energetski Certifikator proveden je proračun godišnje potrebne energije za grijanje i hlađenje prema normi HRN EN 13790. Termodinamičkim proračunom proračunate su dimenzije pločastog lemljenog kondenzatora i isparivača u krugu dizalice topline, kao i pločastog lemljenog međuzmjenjivača između bunarske vode i isparivača za zaštitu dizalice topline od agresivne bunarske vode. Za proračunate vrijednosti dizalice topline odabrani su odgovarajući spiralni kompresor i termoekspanzijski ventil kao druge dvije glavne komponente kruga dizalice topline. Također, u programskom paketu MATLAB - Simulink provedena je simulacija izmjene topline između radne tvari R410A i ogrijevne vode u pločastom lemljenom kondenzatoru.

Ključne riječi: dizalica topline voda - voda, grijanje i hlađenje obiteljske kuće, dimenzioniranje komponenti dizalice topline, proračun pločastih izmjenjivača topline

SUMMARY

Within the diploma thesis, the calculation of individual components of the water - water heat pump was carried out. The calculation of components was preceded by calculation of heat losses of residential house in the wider area of the town Nova Gradiška according to the standard HRN EN 12831, as well as the calculation of heat project gains according to the VDI 2078 standard. The calculation of the required annual energy for heating and cooling according to HRN EN 13790 was carried out in the computer software MGIPU Energy Certifier. Brazed plate condenser and evaporator in heat pump circuit, as well as brazed plate heat exchanger between the ground water and the evaporator for protection of the heat pump from aggressive ground water, was calculated by thermodynamic calculation. For the calculated values of the heat pump, the corresponding scroll compressor and thermoexpansion valve were selected as the other two main components of the heat pump circuit. Also, in the MATLAB - Simulink software package, a simulation of the heat exchange between the working substance R410A and the heating water in a plate brazed condenser was carried out.

Key words: water - water heat pump, heating and cooling of residential building, calculation of heat pump components, calculation of heat pump heat exchangers

1. UVOD

Za ruralna područja izbor vrste grijanja nije velik. Grijanje na plin kao jedan od najekonomičnijih načina grijanja nije dostupan zbog ne postojanja plinske mreže na tom području. Grijanje na drva je jeftin i ekonomičan način grijanja, međutim ne nudi preveliki komfort zbog stalne potrebe za ručnim paljenjem drva. Električni način grijanja ima za posljedicu velike pogonske troškove, te nije primjeren za područje kontinentalne Hrvatske. Grijanje na pelete je opcija, međutim dizalice topline su još bolje rješenje u pogledu korištenja čistih tehnologija, energijske učinkovitosti i korištenja obnovljivih izvora energija s ciljem zaštite okoliša. Ovaj način grijanja kombinira korištenje električne energije i obnovljivih izvora energije (korištenje topline sadržane u zraku, tlu i vodi) i kao takav čini se kao idealni izbor za stambenu kuću u ruralnom području.

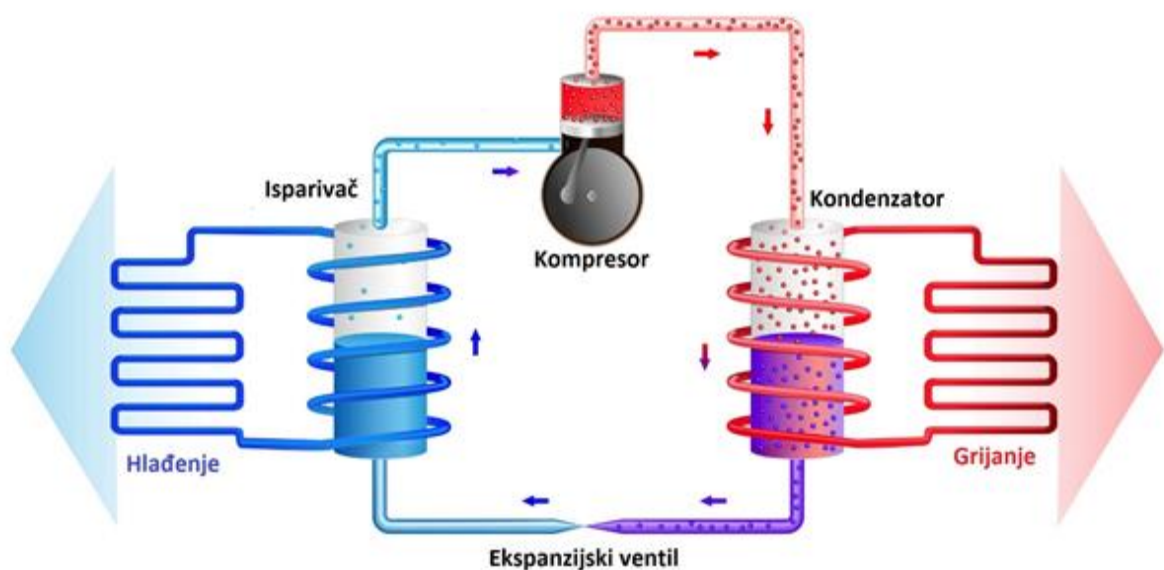
Za grijanje stambene kuće površine 63 m^2 u ruralnom području u okolici Nove Gradiške odabran je sustav dizalice topline voda – voda, koji koristi podzemnu vodu kao temperaturni izvor, a ogrijevnu vodu temperaturnog režima $50/45^\circ\text{C}$ za radijatorsko grijanje. U sklopu diplomskog rada proveden je kompletan proračun potreban za dimenzioniranje i odabir komponenti dizalice topline. Dimenzioniranju komponenti prethodio je proračun potrebne energije za grijanje prema normi HRN EN 12831 koji definira potrebnu ogrijevnu snagu dizalice topline. Za izmjenjivače topline odabrani su pločasti lemljeni izmjenjivači, čije dimenzije su proračunate termodinamičkim proračunom.

Povećanje ekološke svijesti potrošača energije, kao i povećanje cijena energenata, dovelo je do porasta prodaje dizalica toplina čija se učinkovitost iz godine u godinu poboljšava. Iako čine manje od 3% svjetske potrebe za toplinskom energijom u stambenom sektoru, razvoj dizalica topline, odnosno poboljšavanje faktora učinkovitosti sustava (COP – faktor grijanja) doveo je do podatka da mogu zadovoljiti više od 90% svjetske potrebe za toplinskom energijom s manjom emisijom CO_2 od klasičnog načina grijanja na plin s kondenzirajućim kotlom [1]. Daljnji razvoj dizalica toplina, uz državne poticaje za zamjenu starih neefikasnih sustava ili pri gradnji novih stambenih objekata, te povećanje konkurentnosti kod proizvođača mogao bi u skoroj budućnosti dizalice topline dovesti do glavnog načina grijanja u novim objektima.

2. DIZALICA TOPLINE

Dizalica topline je uređaj koji koristi lijevokretni kružni proces, tj. omogućuje prijenos energije s niže temperature na sustav više temperaturne razine koristeći dodatnu energiju (rad). Zahvaljujući tome svojstvu one mogu biti izvor toplinskog i rashladnog učina u sustavima grijanja, pripreme potrošne tople vode, sustavima ventilacije, klimatizacije i sl. Za odvijanje ovih procesa nužno je postojanje toplinskih spremnika na nižoj i višoj temperaturi. Prostor ili medij od kojega se toplina odvodi nazivamo toplinski izvor i on je najčešće neposredna okolina koja nam je na raspolaganju, a to može biti: okolni zrak, tlo, površinske i podzemne vode, industrijski otpadni ili onečišćeni zrak itd. Toplinskim ponorom nazivamo prostor kojemu dovodimo toplinu, a on je najčešće zrak u prostoriji, voda u sustavu grijanja, potrošna topla voda i slično.

Dizalice topline primjenjuju se za sve kapacitete grijanja i hlađenja, od najmanjih stanova do velikih kapaciteta za grijanje i hlađenje čitavih naselja. Većinom se primjenjuju u niskotemperaturnom režimu grijanja s temperaturom polaznog voda od 35°C za površinsko grijanje.



Slika 1. Shematski prikaz dizalice topline [2]

Učinkovitost dizalice topline za grijanje prikazuje se preko faktora grijanja – COP (Coefficient of Performance). COP faktor predstavlja omjer isporučenog toplinskog toka od dizalice topline i privedene nazivne električne snage.

$$\varepsilon_{gr}(COP) = \frac{\Phi_{kond}}{P_{komp}}$$

Velik utjecaj na vrijednost COP ima omjer između temperature kondenzacije i temperature isparivanja. Što je taj omjer manji, odnosno što je manja temperaturna razlika između toplinskog izvora i ponora, to će COP sustava biti veći.

Još točniju predodžbu o iskoristivosti sustava daje toplinski množitelj – SPF (Sesonal Performance Factor). COP dizalice topline ne uzima u obzir ostale elemente sustava grijanja poput cirkulacijske pumpe kruga grijanja, dobavne pumpe kruga podzemne vode ili pomoćnog grijača koji znaju imati značajne pogonske troškove. Upravo SPF faktor uzima u obzir sve elemente sustava grijanja te je najznačajniji i najtočniji faktor učinkovitosti sustava. Definiran je kao omjer ukupne godišnje količine toplinske energije koju je proizvela dizalica topline za grijanje prostora i zagrijavanje potrošne tople vode i ukupne godišnje količine električne energije za pogon svih električnih uređaja u sustavu poput kompresora, pumpi, ventilatora, dodatnih grijača, regulacije i slično.

$$SPF = \frac{\sum_{god}(Q_{GR} + Q_{PTV})}{\sum_{god}(E_{sust})}$$

Treba naglasiti činjenicu da SPF ne ovisi samo o sustavu dizalice topline, već i radnim uvjetima, navikama korisnika, klimatskim uvjetima i drugim čimbenicima.

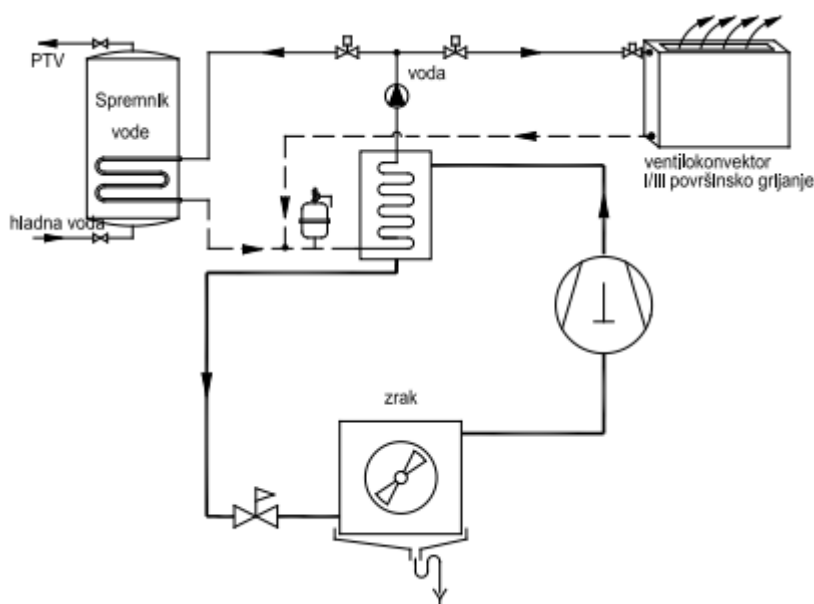
Za postrojenje dizalice topline od najvećeg su značaja svojstva toplinskog izvora. Kao niskotemperaturni toplinski izvori topline koriste se zrak, voda (riječna, jezerska, morska i podzemna) i tlo. Za što veću efikasnost dizalice topline, za izvore topline su postavljeni niz zahtjeva poput:

- toplinski izvor treba osigurati potrebnu količinu topline u svako doba i na što višoj temperaturi
- troškovi za priključenje toplinskog izvora na dizalicu topline trebaju biti što manji
- energija za transport topline od izvora do isparivača dizalice topline treba biti što manja.

2.1. Zrak kao izvor topline

Svuda oko nas nalazi se zrak pa je on ujedno najpristupačniji i najveći ogrjevni spremnik topline za dizalice topline. Najveća prednost okolišnjeg zraka je ta što je besplatan, široko dostupan i najjednostavniji za korištenje. Međutim, negativna strana zraka kao toplinskog

izvora je svakako promjenjivost temperature koja znatno utječe na toplinski množitelj dizalice topline. Ogrjevni učinak dizalice topline i toplinski množitelj smanjuje se smanjivanjem okolišne temperature, zbog čega je često, uz sustav dizalice topline, potrebno imati i dodatni izvor topline za grijanje jer na temperaturama okoliša ispod približno -5°C učinkovitost rada dizalice topline jako opada. Pri tako niskim temperaturama okoliša često se stvara led na površini isparivača čime se povećava otpor prijelazu topline zbog čega se dodatno povećava razlika između temperatura kondenzacije i isparivanja te posljedično smanjuje COP sustava.



Slika 2. Shema sustava dizalice topline zrak – voda [3]

2.2. Tlo kao izvor topline

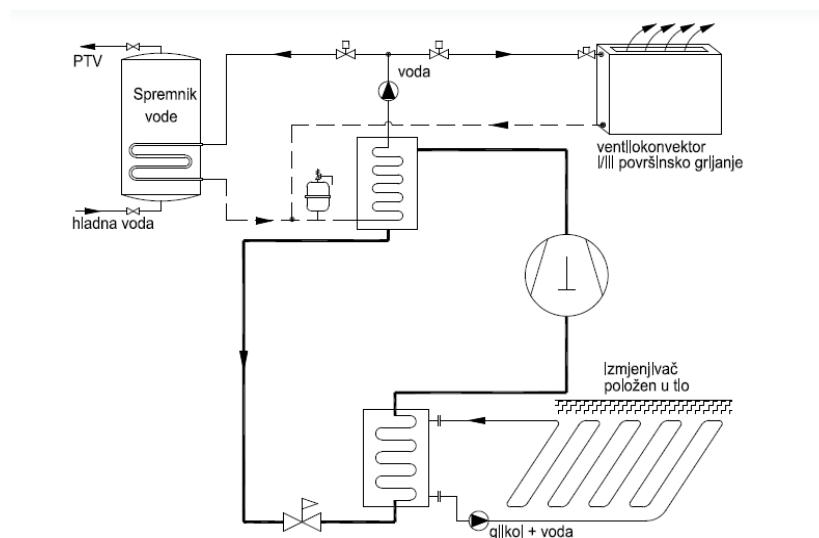
Tlo predstavlja ogroman toplinski spremnik koji se može koristiti kako za grijanje tako i za hlađenje prostora. Zbog pristupačnosti tla i njegove relativno stabilne temperature u velikom je porastu broj sustava dizalica topline koji koriste tlo kao izvor topline. Glavna prednost tla kao izvora ili ponora topline je u njegovoj relativno konstantnoj temperaturi na dubini ispod 2 m (od 7 do 13°C), koja omogućuje rad dizalice topline u optimalnoj projektnoj točki, bez dnevnih i sezonskih varijacija.

Prednost tla kao izvora topline nad dizalicama topline zrak-voda i zrak-zrak je u manjoj temperaturnoj razlici između toplinskog izvora i ponora, koja je približno konstantna tijekom cijele godine, za razliku od velikih oscilacija vanjske temperature zraka, a time i temperaturne

razlike između isparivača i kondenzatora na dizalici topline s vanjskim zrakom, što dovodi do manje iskoristivosti sustava.

Izmjenjivač topline koji se postavlja u tlu je zapravo sustav cjevovoda koji može imati različite načine polaganja ovisno o lokalnim uvjetima iako sustav radi gotovo jednako učinkovito neovisno o načinu postavljanja. Toplina se iz tla uzima preko izmjenjivača topline u horizontalnoj ili vertikalnoj izvedbi.

Kod horizontalne izvedbe najčešće se izmjenjivač topline polaže u tlo u obliku snopa vodoravnih cijevi na dubini od 1,2 do 1,5 m s međusobnim razmakom cijevi od 0,5 do 1 m. Cijevi se u tlu spajaju paralelno i trebaju biti približno jednake duljine zbog lakšeg balansiranja cjevovoda, odnosno izmjenjivača. Loša strana horizontalnog izmjenjivača je potreba za velikom površinom s izmjenjivačkim cijevima, zbog čega je ovaj sustav često ograničen na ruralna područja.



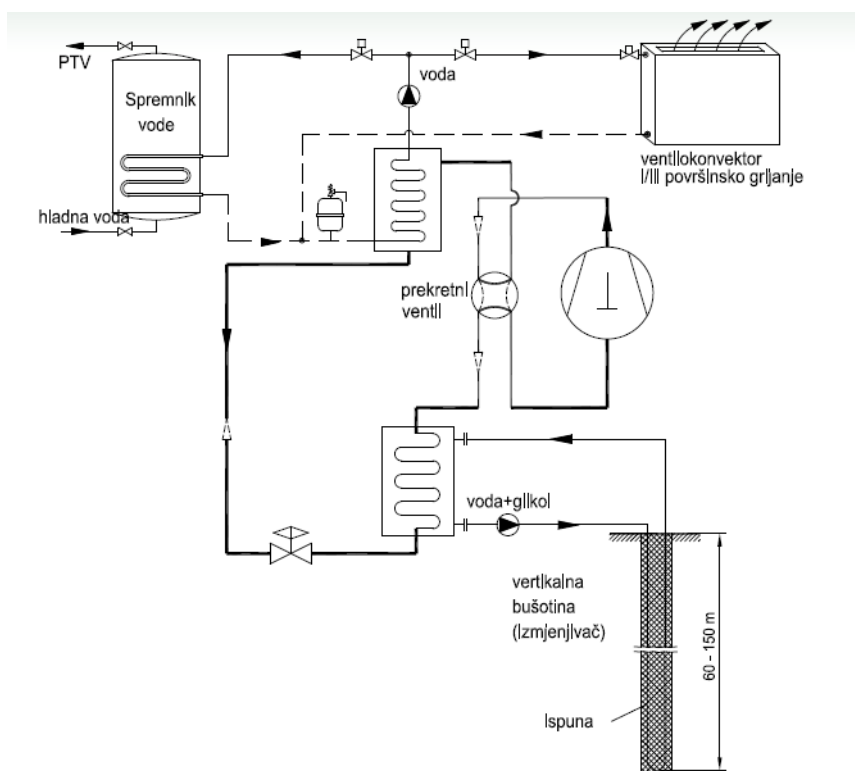
Slika 3. Dizalica topline tlo-voda (horizontalna izvedba izmjenjivača u tlu) [3]

Vertikalna izvedba podrazumijeva korištenje bušotinskih izmjenjivača topline koji se postavljaju najčešće na dubine 60 do 200 m. Ovakvi sustavi široko su prihvaćeni u razvijenim zemljama kao što su Švedska, Austrija, Njemačka, SAD i dr., u gusto naseljenim područjima. Primjenjuju se u obiteljskim domaćinstvima, stambenom sektoru, školama, vrtićima, bolnicama, plastenicima, sportskim centrima, itd. O sastavu i vlažnosti tla te mjestu polaganja izmjenjivača topline ovisi koliko se topline može oduzeti tlu. U praksi, instalirani sustavi pokazuju da je na dubini od 2 m otprilike temperatura tla od 7 do 10°C, dok se na dubini do 100 m temperatura tla kreće između 12 i 15°C. U tablici 1. nalaze se parametri dizalice topline s vertikalnim bušotinama.

Table 1. Parametri dizalice topline s vertikalnim bušotinama [4]

Učinek vertikalnog izmjenjivača topline	20 ÷ 85 W/m
Promjer PE cijevi:	25, 32, 40 mm
Promjer bušotine:	80 ÷ 152 mm
Ispuna bušotine	Smjesa betonita i cementa
Toplinska vodljivost tla	1 ÷ 3 W/(m K)

Kod normalnih hidrogeoloških uvjeta, kod instalacija s izmjenjivačem u vertikalnoj bušotini, uzima se da je srednji učinak izmjenjivača s dvostrukom U cijevi 50 W/m [3].

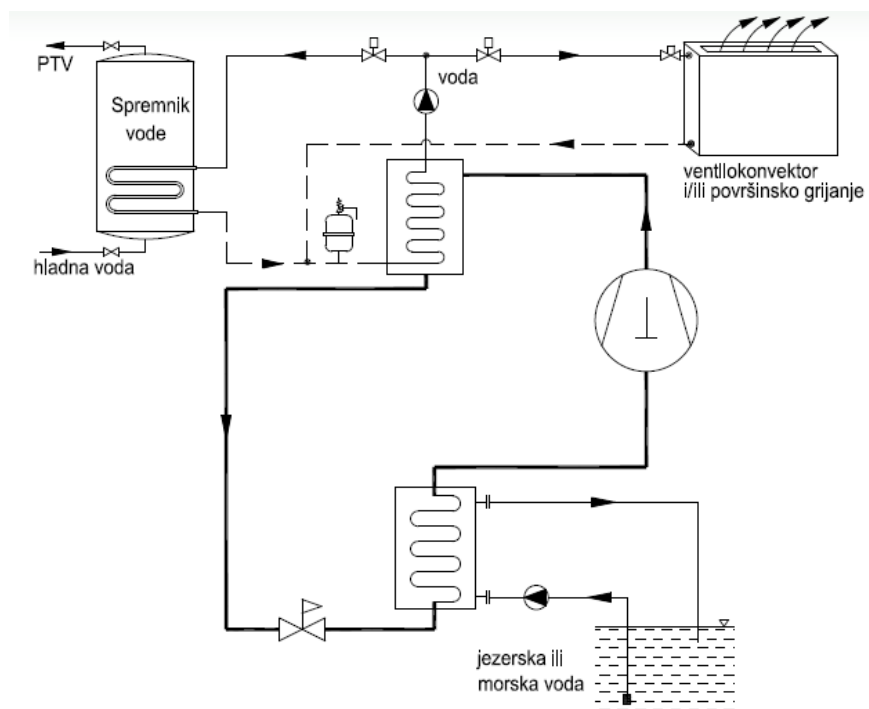
**Slika 4. Dizalica topline tlo-voda (vertikalna izvedba izmjenjivača u tlu) [3]**

2.3. Voda kao izvor topline

2.3.1. Vode potoka, rijeka, jezera i mora kao izvor topline

Naseljena mjesta uz površinske vode imaju izvor topline koji je u puno slučajeva jeftin i pristupačan te se glavna prednost potoka, rijeka, jezera i mora kao izvora topline sastoji u njihovoj temperaturi koja se najčešće kreće od 0° do 10°C, a ponegdje i više. S druge strane,

negativnih karakteristika ima nekoliko. Prvo, dizalica topline mora se nalaziti na mjestu što bliže toplinskom izvoru da bi iskorištavanje površinskih voda kao toplinskih izvora bilo isplativo. Drugo, površinske vode iskorištavaju se preko dodatnih izmjenjivača topline što za posljedicu ima veće troškove i smanjenje učinkovitosti sustava. Treće, za iskorištavanje voda potrebno je ishoditi odgovarajuće dozvole i koncesije, na nekim zaštićenim lokacijama dozvolu je nemoguće dobiti i povećava investicijske i ostale troškove.

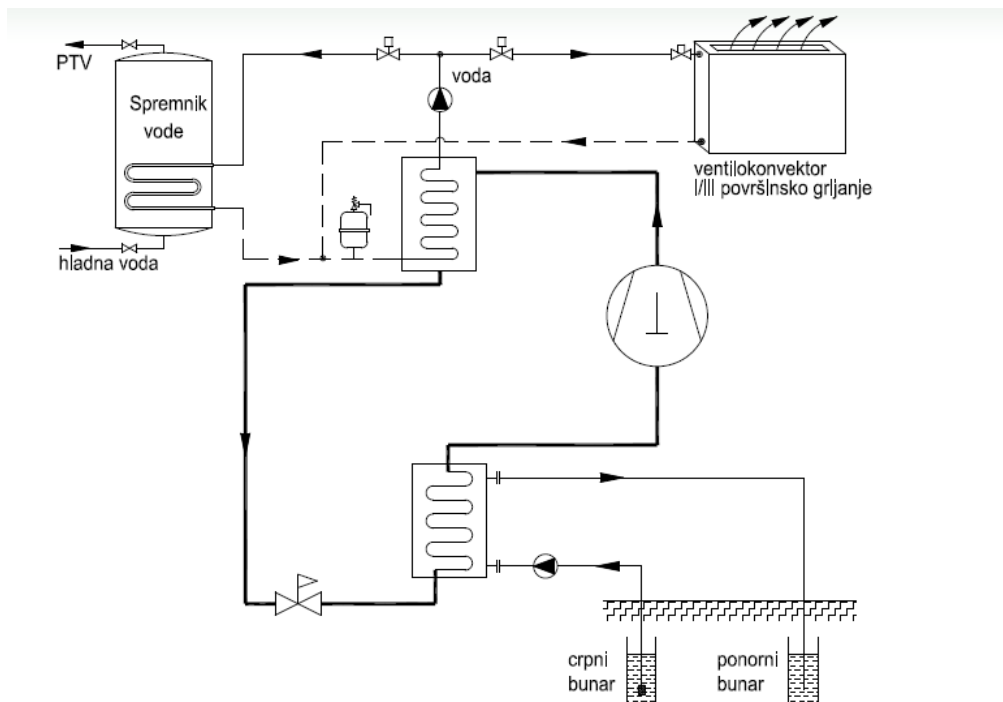


Slika 5. Dizalica topline voda-voda [3]

2.3.2. Podzemne vode kao izvor topline

Temperatura podzemne vode ovisi o dubini iz koje se voda crpi i iznosi u većini slučajeva od 8 do 13°C, a zbog svoje gotovo nepromjenjive temperature tijekom cijele godine koja se neznatno ili uopće ne mijenja jedan je od najpovoljnijih izvora topline za pogon dizalice topline. Iako je za iskorištavanje podzemne vode kao izvora topline potrebno izdvojiti nešto više novca kod ugradnje, ovaj izvor je izuzetno učinkovit za rad dizalice topline. Za crpljenje podzemne vode potrebna su dva bunara, crpni i ponorni, a razmak između bunara mora biti minimalno 10 m. Ponorni bunar mora se obavezno postaviti nizvodno od crpnog bunara jer kad bi došlo do miješanja ponorne i crpne vode, promijenila bi se temperatura vode u crpnom bunaru, što negativno utječe na efikasnost sustava dizalice topline. Da bi se smanjili pogonski troškovi

pumpe, potopljena crpka ugrađuje se obično do dubine 15 m. Slobodna visina bunara koja omogućuje nakupljanje pijeska i nečistoća ostavlja se ispod pumpe.



Slika 6. Dizalica topline voda-voda [3]

Važno je napomenuti da nadležne institucije postavljaju visoke zahtjeve za izvedbu i rad dizalica topline s podzemnim vodama koje uključuju [5]:

- Radove smiju izvoditi isključivo ovlašteni izvođači
- Iskorištene podzemne vode moraju se utisnuti natrag u pozemlje
- Izrada hidrogeološke preliminarne studije
- Visoki zahtjevi za izradu bunara i filtracijskog sloja
- Površinska zaštitna kolona i poklopac za zaštitu od površinskih voda i kiše
- Bunari se ne smiju izvoditi na cestama, ulazima ili parkirališnim prostorima
- Omogućiti pristup za kontrolu bunaru

2.4. Stanje dizalica toplina u svijetu

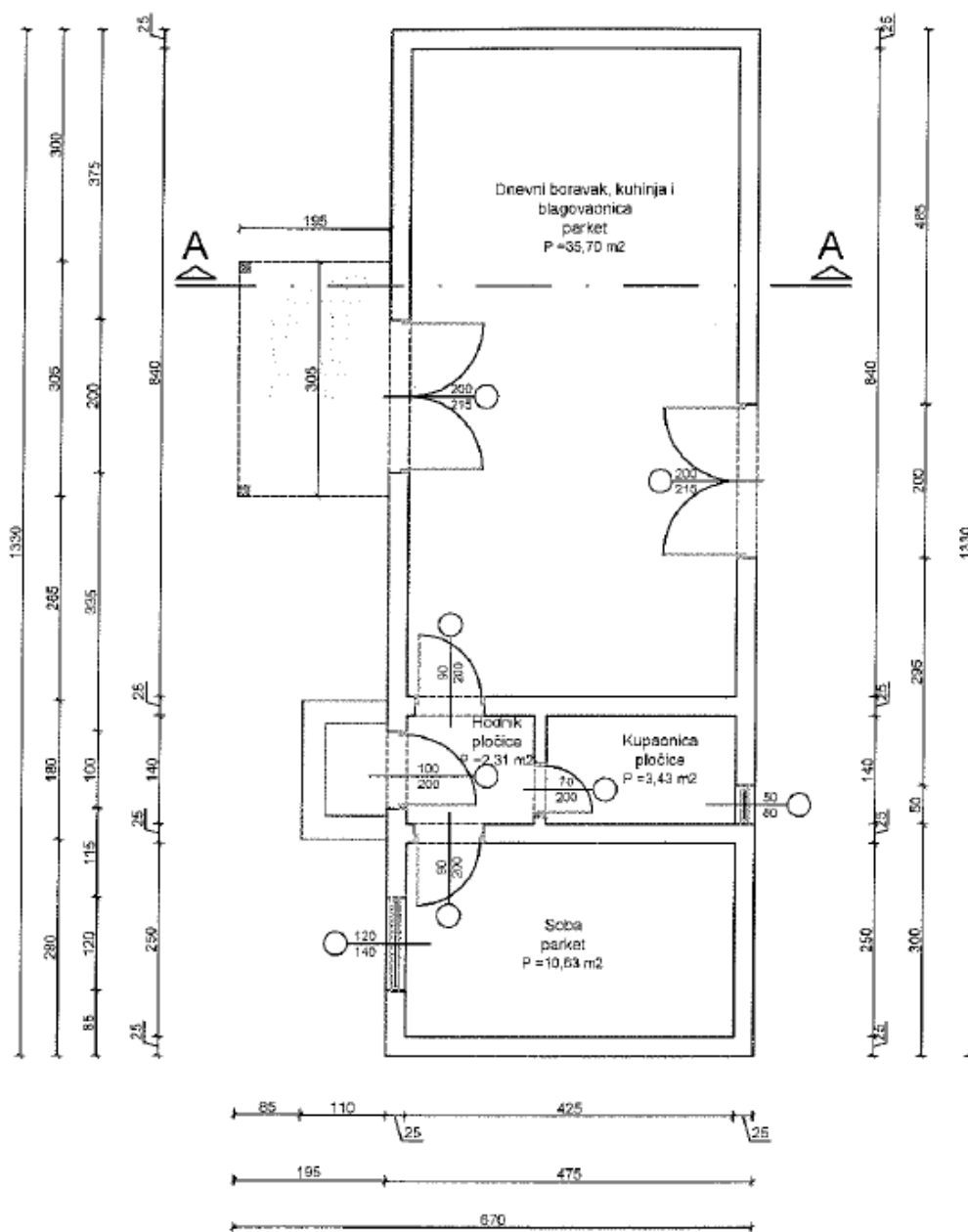
Dizalice topline i dalje predstavljaju mali udio u ukupnoj opremi za grijanje u stambenim objektima, pošto su 3/4 globalne prodaje činile oprema za fosilna goriva ili konvencionalne električne tehnologije u 2018. godini. Istodobno, globalna prodaja dizalica topline narasla je za gotovo 10% između 2017. i 2018. godine, te udvostručila stopu rasta prodaje od 2017-2018 godine. Gotovo 80% novih dizalica topline u 2017. godini bilo je u Kini, Japanu i Sjedinjenim Američkim Državama, koji zajedno čine oko 35% globalne potrošnje toplinske energije za grijanje prostora i zagrijavanje potrošne tople vode u stambenim zgradama. Međutim, europsko tržište se brzo širi, a oko 1 milijun kućanstava u Europi kupilo je dizalicu topline u 2017. godini, uključujući dizalice topline za proizvodnju potrošne tople vode. Švedska, Estonija, Finska i Norveška imaju najviše stope prodaje, s više od 25 dizalica topline koje se prodaju na 1000 kućanstava godišnje [1]. Najveći rast prodaje u Europi zabilježili su dobavljači u Nizozemskoj s povećanjem prodaje od 62,8%, praćeni Republikom Irskom s porastom prodaje od 47% i Ujedinjenim Kraljevstvom od 19,7% [6].

Dizalice topline zrak-zrak dominiraju u globalnoj prodaji, ali se i kupnja drugih dizalica toplina, poput dizalica toplina zrak-voda i geotermalne dizalice topline, također povećala posljednjih godina. Dizalice topline sa zemljom kao izvorom topline su globalno rjeđe, a godišnja prodaja iznosi oko 400 000 jedinica s više od polovice instalacija u Sjedinjenim Američkim Državama. Švedska i Njemačka su dva glavna europska tržišta, s 20 000 do 30 000 godišnje prodanih dizalica toplina s tlom. S tim da Švedska ima najvišu stopu prodaje dizalica toplina s tlom kao izvorom energije po glavi stanovnika na globalnoj razini [1].

Prodaja dizalica topline općenito je u porastu, no čini se da je uglavnom potaknuta rastućom potražnjom za hlađenjem prostora. Reverzibilni klima uređaji koji mogu osigurati grijanje i hlađenje s istog uređaja vrlo su česti u nekim zemljama, ali se ne moraju nužno koristiti kao glavni izvor grijanja zgrade. Na primjer, reverzibilne dizalice topline (npr. eng. Mini – split heat pumps) su rasprostranjene u sjevernoj gradskoj Kini (za ljetno hlađenje), ali više od 80% stanovništva u toj regiji oslanja se na daljinsko grijanje zimi. U Japanu, Koreji, Europi i Sjedinjenim Državama reverzibilne dizalice topline obično se koriste za grijanje i hlađenje, što često znači veću iskoristivost dizalice topline, jer reverzibilne jedinice obično uključuju pretvarač za moduliranje kapaciteta. Podešavanje protoka radne tvari smanjuje gubitke energije koji nastaju uslijed zaustavljanja i pokretanja u tehnologijama bez moduliranja kapaciteta [1].

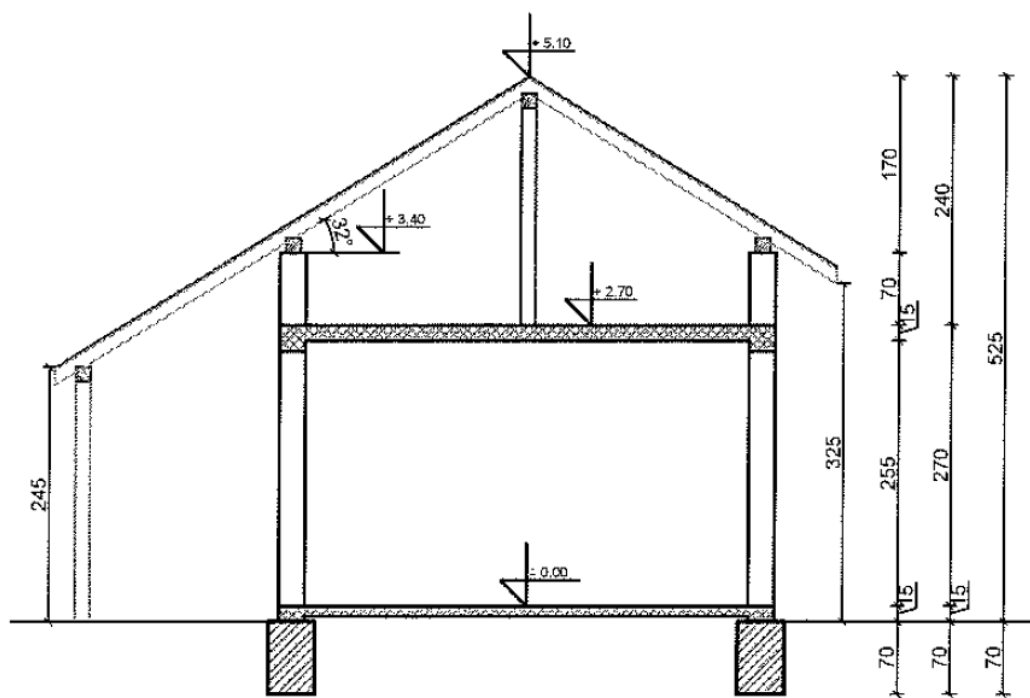
3. PRORAČUN TOPLINSKOG OPTEREĆENJA

Proračun toplinskih gubitaka, odnosno toplinskog opterećenja zgrade je nužan za dimenzioniranje i projektiranje dizalice topline. Proračun je proveden prema normi HRN EN 12831. Prema normi se računaju transmisijski i ventilacijski toplinski gubici za svaku prostoriju. Ulazni podaci za proračun su arhitektonske podloge stambene građevine koje se nalaze na slici 7.



Slika 7. Arhitektonski nacrt stambene kuće – tlocrt građevine

Stambena kuća se nalazi u okolici Nove Gradiške. Sastoji se od četiri prostorije – hodnika, spavaće sobe, kupaonice i dnevnog boravka s kuhinjom i blagovaonicom. Bruto površina stambene kuće iznosi 63,18 m², dok neto korisna površina iznosi 52,07 m². Kuća je izgrađena na jednoj etaži, bez podruma, iznad koje se nalazi provjetreni prohodni krov. Bokocrt stambene kuće vidljiv je na slici 8.



Slika 8. Arhitektonski nacrt stambene građevine – presjek građevine

Proračun projektnih toplinskih gubitaka prema normi EN 12831 je proveden u Microsoft Excelu za svaku prostoriju zasebno. U nastavku će biti prikazan primjer proračuna za prostoriju „Soba“.

U sklopu proračuna potrebno je za svaku prostoriju u građevini odrediti projektne toplinske gubitke koji se sastoje od transmisijskih i ventilacijskih toplinskih gubitaka:

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \quad [\text{W}]$$

$\Phi_{T,i}$ – projektni transmisijski gubici topline prostorije [W]

$\Phi_{V,i}$ – projektni transmisijski gubici topline prostorije [W]

3.1. Projektni transmisijski toplinski gubici prostorije

Transmisijski gubici jednaki su zbroju gubitaka prema vanjskom okolišu, prema vanjskom okolišu kroz negrijani prostor, prema tlu i prema susjednom prostoru grijanom na drugačiju temperaturu.

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij})(\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W]$$

$H_{T,ie}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema vanjskom okolišu [W/K]

$H_{T,iue}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu [W/K]

$H_{T,ig}$ – stacionarni koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema tlu [W/K]

$H_{T,ij}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema susjednom grijanom prostoru različite temperature [W/K]

$\theta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [°C]

θ_e – vanjska projektna temperatura [°C]

Zbog nedostatka podataka o toplinskim mostovima na građevini, transmisijski toplinski gubici računati su prema pojednostavljenom postupku pri kojem se dodaje dodatak ΔU_{TM} od 0,10 W/(m²K) stvarnom koeficijentu prolaza topline za svaki zid unutar građevine [7].

3.1.1. Primjer proračuna projektnih toplinskih gubitaka

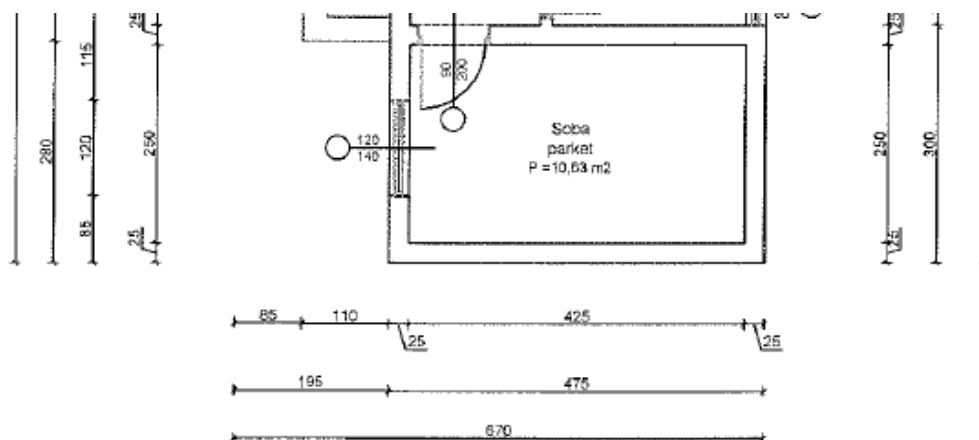
Primjer proračuna projektnih toplinskih gubitaka je prikazan na primjeru spavaće sobe.

Ulazni podatci:

- Vanjska projektna temperatura [8] $\vartheta_e = -18^{\circ}C$
- Vanjska godišnja srednja temperatura [9] $\vartheta_{m,e} = 11,5^{\circ}C$
- Dodatak na koeficijent prolaza topline za toplinske mostove[7] $\Delta U_{TM} = 0,10 \frac{W}{m^2K}$

Sastav zidova koji se nalaze na građevini kao i proračunata vrijednost koeficijenta prolaza topline nalazi se u tablici 1. Iz vrijednosti koeficijenata prolaza topline za pojedine zidove zaključujemo da ne zadovoljavaju trenutno važeće propise za najveće dopuštene vrijednosti koeficijenata prolaza topline prema „Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije

i toplinskoj zaštiti u zgradama“ [10]. Usporedba postojećih koeficijenta topline i maksimalno dopuštenih vrijednosti za pojedini zid nalazi se u tablici 2.



Slika 9. Tlocrt spavaće sobe

Prozori u stambenoj kući napravljeni su od PVC okvira s dvostrukim izo-staklima punjenim argonom s Low-E premazom ukupnog koeficijenta prolaza topline $U_w = 1,4 \text{ W/m}^2\text{K}$. Ukupna površina prozora iznosi $10,7 \text{ m}^2$. Vrata unutar građevine su obična drvena vrata koeficijenta prolaza topline od $U_w = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$, dok su vanjska vrata metalna s koeficijentom prolaza topline od $U_w = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$ i površine otvora 2 m^2 . Za razliku od zidova, prozori zadovoljavaju tehničke propise za najveće dopuštene vrijednosti koeficijenata prolaza topline. Usporedba postojećih i najvećih dopuštenih koeficijenata prolaza topline za otvore također je vidljiva u tablici 1.

Unutarnje projektne temperature za grijanje određene su prema HRN EN 12831 i iznose 20°C za spavaću sobu te dnevni boravak s kuhinjom i blagovaonicom, 15°C za hodnik i 24°C za kupaonicu.

Tablica 1. Sastav zidova unutar građevine

Vanjski zid - VZ		
Materijal	Debljina [m]	Koef. toplinske vodljivosti [W/mK]
Vapneno - cementna žbuka	0.02	1
Šuplji blok od gline	0.25	0.39
Cementno-polimerna žbuka	0.01	0.7
Ekspandirani polistiren (EPS)	0.08	0.037
Cementno-polimerna žbuka	0.01	0.7
Silikatna žbuka	0.01	0.9
Koeficijent prolaza topline - $U_k = 0,35 \text{ W/m}^2\text{K}$		
Unutarnji zid - UZ		
Materijal	Debljina [m]	Koef. toplinske vodljivosti [W/mK]
Vapneno - cementna žbuka	0.02	1
Šuplji blok od gline	0.25	0.39
Vapneno - cementna žbuka	0.02	1
Koeficijent prolaza topline - $U_k = 1,47 \text{ W/m}^2\text{K}$		
Pod		
Materijal	Debljina [m]	Koef. toplinske vodljivosti [W/mK]
Parket	0.02	1.8
Cementni estrih	0.05	1.6
PE folija	0.0015	0.19
Ekspandirani polistiren (EPS)	0.05	0.037
Bitumenska traka	0.008	0.23
Armirani beton	0.2	2.6
Šljunak	0.1	0.81
Koeficijent prolaza topline - $U_k = 0,61 \text{ W/m}^2\text{K}$		
Strop		
Materijal	Debljina [m]	Koef. toplinske vodljivosti [W/mK]
Vapneno - cementna žbuka	0.02	1
Fert stropna ispuna	0.14	0.42
Cementni estrih	0.06	1.6
Kamena vuna	0.05	0.042
Koeficijent prolaza topline - $U_k = 0,63 \text{ W/m}^2\text{K}$		

Tablica 2. Usporedba stvarne i dopuštene vrijednosti koeficijenta prolaza topline

Zid	U_k na građevini [W/m ² K]	Maksimalni U_k prema propisu [W/m ² K]
Vanjski zid - VZ	0,35	0,30
Pod	0,61	0,40
Strop	0,63	0,25
Prozori	1,40	1,60
Vanjska vrata	2,00	2,00

Proračun koeficijenta transmisijskih toplinskih gubitaka kroz vanjske zidove (VZ – S, VZ – I i VZ – Z) računat je koristeći izraz:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k e_k (U_k + \Delta U_{TM}) \quad [\text{W}]$$

A_k – površina plohe „k“ (zid, prozor, vrata, strop, pod) kroz koju prolazi toplina [m²]

e_k – korekcijski faktor izloženosti koji uzima u obzir klimatske utjecaje kao vlažnost, temperatura, brzina vjetrova. Određuju se na nacionalnoj razini. Ako vrijednosti nisu određene na nacionalnoj razini uzeti = 1.

U_k – koeficijent prolaza topline građevnog elementa „k“ [W/m²K]

U_{TM} – dodatak na koeficijent prolaza topline [W/m²K]

Koeficijenti transmisijskih toplinskih gubitaka kroz strop računati su kao gubici kroz negrijane prostore prema vanjskom okolišu, iz razloga što iznad prizemlja imamo potkrovlje s neizoliranim krovom velike propusnosti. Korišteni izraz glasi:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k b_u (U_k + \Delta U_{TM}) \quad [\text{W}]$$

b_u – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir temperaturu negrijanog prostora i vanjsku projektnu temperaturu. Za stambenu kuću u našem slučaju temperatura negrijanog prostora (potkrovlje) nije poznata i uzima se preporučena vrijednost za neizolirani krov velike propusnosti i iznosi = 1

Gubici topline prema susjednim prostorijama grijanim na različitu temperaturu (UZ J_hodnik i UZ J_kupaonica) računati su preko koeficijenta prolaza topline prema:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} A_k (U_k + \Delta U_{TM}) \quad [\text{W}]$$

f_{ij} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između temperature susjednog prostora i vanjske projektne temperature:

$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{ads}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad [-]$$

θ_{ads} – temperatura susjednog prostora [$^{\circ}\text{C}$]

Izmjena topline s tlom uzima u obzir toplinsku tromost tla i proračunava se s prema srednjoj godišnjoj temperaturi preko izraza:

$$H_{T,ij} = f_{g1} f_{g2} (\sum_k A_k (U_{equiv,k} + \Delta U_{TM})) G_w \quad [\text{W}]$$

f_{g1} – korekcijski faktor za utjecaj godišnje oscilacije vanjske temperature - predložena vrijednost: 1.45

f_{g2} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između godišnje srednje vanjske i vanjske projektne temperature

$U_{eq,k}$ – ekvivalentni koeficijent prolaza topline iz tablica i dijagrama prema tipologiji poda (dubina ispod površine tla, koeficijent U_{pod} , parametar B' ...) [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

G_w – korekcijski faktor za utjecaj podzemne vode, za udaljenost poda do vode ≤ 1 m uzeti 1,15, inače 1

U tablici 3. nalaze se rezultati proračuna toplinskih gubitaka za svaki zid, odnosno otvor u prostoriji podijeljeni prema stranama svijeta za prostoriju „Soba“. Na dnu tablice vidljivo je da toplinski gubici prostorije iznose 1074 W. Na isti način proveden je proračun za ostale prostorije na građevini te su konačni toplinski gubici prikazani u tablici 4.

Tablica 3. Transmisijski toplinski gubici prostorije „soba“

ZID/OTVOR	Dužina [m]	Visina [m]	Otvor [m ²]	Površina [m ²]	U_k' [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	$H_{T,ie}$ [W/K]	$H_{T,iue}$ [W/K]	$H_{T,ig}$ [W/K]	$H_{T,ij}$ [W/K]
VZ - S	4.8	3.1	-	14.5	0.45	6.51	-	-	-
VZ - I	2.9	3.1	1.7	7.1	0.45	3.18	-	-	-
Prozor I	1.2	1.4	-	1.7	1.50	2.52	-	-	-
UZ J_hodnik	2.0	3.1	1.8	4.3	1.57	-	-	-	0.89

Vrata J	0.9	2.0	-	1.8	2.10	-	-	-	0.50
UZ J_kupaon.	2.5	3.1	-	7.6	1.47	-	-	-	0.00
VZ - Z	2.9	3.1	-	8.8	0.45	3.93	-	-	-
Strop	4.8	2.9	-	13.7	0.73	-	10.04	-	-
Pod	4.8	2.9	-	13.7	0.45	-	-	1.99	-
					ΣH_T	16.14	10.04	1.99	1.38
Ukupni koeficijent transmisijskih gubitaka prostorije					ΣH_{T_soba}	29.52			
Ukupni transmisijski toplinski gubici prostorije					$\Phi_{T,i} = \sum_{T_soba} H (\theta_{int,i} - \theta_e)$				
					1121.76 W				

Tablica 4. Transmisijski toplinski gubitci građevine

Prostorija	Transmisijski gubitci
Spavaća soba	1122 W
Hodnik	260 W
Kupaonica	465 W
Dnevni boravak	2923 W
Ukupno	4770 W

Za stambenu građevinu bruto površine 63,18 m² transmisijski toplinski gubitci iznose 4492 W, odnosno 71,1 W/ m².

3.2. Projektni ventilacijski toplinski gubitci

Stambena kuća ne sadrži mehaničku ventilaciju, pa se ventilacijski toplinski gubitci odnose na gubitke prozračivanjem i infiltracijom. Ventilacijski toplinski gubitci se računaju prema izrazu:

$$\Phi_{V,i} = V_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\vartheta_{int,i} - \vartheta_e)$$

V_i – protok zraka u grijani prostor [m³/s]

ρ – gustoća zraka pri $\theta_{int,i}$ [kg/m³]

c_p – specifični toplinski kapacitet zraka pri $\theta_{int,i}$ [kJ/kgK]

$\theta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [°C]

θ_e – vanjska projektna temperatura [°C]

Vrijednost protoka zraka u grijani prostor odabire se prema većoj vrijednosti između maksimalnog protoka zraka uslijed infiltracije kroz zazoru i minimalnog higijenskog protoka zraka, odnosno:

$$V_i = \max(V_{inf,i}, V_{min,i})$$

$V_{inf,i}$ – maksimalni protok zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zazoru [m^3/s]

$V_{min,i}$ – minimalni higijenski protok zraka [m^3/s]

Proračun je pokazao da je na cijeloj građevini veća vrijednost protoka zraka kod minimalnog higijenskog protoka zraka, koji se računa prema izrazu:

$$V_{min,i} = n_{min} \cdot V_{p,i}$$

n_{min} – minimalni broj izmjena zraka [h^{-1}]

Konačno ventilacijski toplinski gubici proračunati preko minimalne vrijednosti higijenskog protoka zraka za svaku prostoriju prikazani su u tablici 5.

Tablica 5. Ventilacijski toplinski gubici stambene kuće

Prostorija	Volumen prostorije [m ³]	n_{min} [h ⁻¹]	Protok zraka [m ³ /h]	Ventilacijski gubici [W]
Spavaća soba	27,1	0,5	13,55	173
Hodnik	5,9	0,5	2,9	33
Kupaonica	8,7	1,5	13,1	185
Dnevni boravak s kuhinjom	91	0,75	68,3	872
Ukupni ventilacijski toplinski gubici stambene kuće				1263 W

3.3. Dodatna energija zbog prekida grijanja

Stambena građevina zahtjeva dodatnu toplinu za zagrijavanje do projektne temperature unutrašnjeg prostora zbog pada temperature u periodu kad grijanje ne radi. Količina topline za zagrijavanje najviše ovisi o toplinskom kapacitetu elemenata građevine, vremenu zagrijavanja

i temperaturnom padu tijekom prekida grijanja. Prema HRN EN 12831 potrebna dodatna toplina zbog prekida grijanja računa se prema izrazu:

$$\Phi_{RH} = A_i \cdot f_{RH}$$

A_i – površina grijanog prostora [m^2]

f_{RH} – korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu temperature za vrijeme prekida grijanja [W/m^2] – odabrana vrijednost 11 [W/m^2], tablica 14. [8]

Za korisnu površinu stambene kuće (neto površina) u iznosu od 52,07 m^2 , velike mase zgrade i pretpostavljenog pada temperature za vrijeme prekida grijanja od 2 K dodatna energija za prekid grijanja iznosi:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} = 52,07 \cdot 11 = 573 \text{ W}$$

3.4. Ukupni projektni toplinski gubitci građevine

Ukupni projektni toplinski gubitci građevine jednaki su zbroju transmisijskih toplinskih gubitaka, ventilacijskih toplinskih gubitaka i potrebne dodatne energije zbog prekida grijanja i iznose:

$$\Phi_{UK} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} = 4770 + 1263 + 573 \text{ W} = 6606 \text{ W}$$

Svedu li se ukupni toplinski gubitci građevina na ukupnu površinu stambene kuće, projektni toplinski gubitci po m^2 iznose:

$$\Phi_{UK,spec} = \frac{\Phi_{UK}}{A_f} = \frac{6606}{63,17} = 104,5 \frac{\text{W}}{m^2}$$

4. PRORAČUN DOBITAKA TOPLINSKE ENERGIJE ZA LJETNO RAZDOBLJE

Prema normi VDI 2078 dobitci toplinske energije u ljetnom razdoblju se mogu podijeliti na dva izvora: unutrašnji izvori topline i vanjski izvori topline. Pod unutrašnje izvore topline spadaju toplinski dobitci od ljudi, rasvjete, električnih uređaja itd; dok pod vanjske izvore topline spadaju toplinski dobitci topline kroz zidove i staklene plohe transmisijom i zračenjem.

4.1. Proračun unutrašnjih toplinskih dobitaka

$$\Phi_I = \Phi_P + \Phi_M + \Phi_E + \Phi_R$$

Φ_P – Toplinski dobitci od ljudi [W]

Φ_M – Toplinski dobitci od uređaja [W]

Φ_E – Toplinski dobitci od rasvjete [W]

Φ_R – Toplinski dobitci od susjednih prostorija [W]

Ulazni podatci za proračun unutrašnjih toplinskih dobitaka:

- Broj ljudi unutar stambene kuće: $N_{Lj} = 2$
- Broj LED žarulja, svaka snage 10 W $N_{\dot{z}} = 11$
- Ukupna snaga instaliranih eklektičnih uređaja: $\Phi_M = 2750 \text{ W}$

4.2. Proračun vanjskih toplinskih dobitaka

$$\Phi_A = \Phi_W + \Phi_F$$

Φ_W – Toplinski dobitci transmisijom kroz zidove [W]

Φ_F – Toplinski dobitci kroz staklene površine [W]

4.2.1. Toplinski dobitci transmisijom kroz zidove

$$\Phi_W = U \cdot A \cdot (\vartheta_e - \vartheta_{int})$$

U – koeficijent prolaza topline [W/m²K]

A – površina plohe [m²]

ϑ_{int} – unutarnja projektna temperatura prostora [°C]

ϑ_e – vanjska projektna temperatura [°C]

Unutarnja projektna temperatura iznosi 26°C, dok se vanjska projektna temperatura uzima iz tablice 3 prema normi VDI 2078 [11]. Zbog nepostojanja podataka za grad Nova Gradiška, uzima se vrijednost za grad Slavonski Brod koja iznosi $\theta_e = 33^\circ\text{C}$ [9].

4.2.2. Toplinski dobitci kroz staklene površine

Toplinski dobitci kroz staklene površine dijele se na transmisijske toplinske dobitke i dobitke topline zračenjem kroz staklene površine.

$$\Phi_F = \Phi_{T,s} + \Phi_{S,s}$$

$\Phi_{T,s}$ – Toplinski dobitci transmisijom kroz staklene površine

$\Phi_{S,s}$ – Toplinski dobitci zračenjem kroz staklene površine

Dobitak topline transmisijom kroz staklene površine računa se kao i svi ostali transmisijski dobitci. Ukupna površina prozora na građevini je 10,68 m² uz koeficijent prolaza topline 1,4 W/m²K.

$$\Phi_{T,s} = U \cdot A \cdot (\theta_e - \theta_{int})$$

U – koeficijent prolaza topline [W/m²K]

A – površina plohe [m²]

θ_{int} – unutarnja projektna temperatura prostora [°C]

θ_e – vanjska projektna temperatura [°C]

Dobitak topline zračenjem kroz staklene površine računa se preko izraza:

$$\Phi_{S,s} = I_{max} \cdot A_s \cdot b + I_{dif\ max} \cdot A_{sjena} \cdot b$$

I_{max} – Maksimalna vrijednost ukupnog sunčevog zračenja [W/m²]

$I_{dif\ max}$ – Maksimalna vrijednost difuznog sunčevog zračenja [W/m²]

A_s – Osunčana površina stakla [m²]

A_{sjena} – Zasjenjena površina stakla [m²]

b – koeficijent propusnosti sunčevog zračenja [-]

Ukupna površina stakla jednaka je zbroju osunčane i zasjenjene površine stakla, pri čemu zasjenjena površina prima samo difuzno zračenje, dok osunčana površina prima i direktno i difuzno zračenje.

Koeficijent propusnosti sunčevog zračenja:

$$b = F_W \cdot g_{\perp} \cdot F_C = 0,9 \cdot 0,6 \cdot 0,3 = 0,162$$

F_W – faktor smanjenja zbog neokomitog upada sunčevog zračenja – 0,9

g_{\perp} – stupanj propuštanja ukupnog zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno, za dvostruko izolirajuće staklo s jednim staklom niske emisije (Low-E obloga) faktor iznosi – 0,6

F_C – faktor smanjenja zbog sjene of pomičnog zasjenjenje, za naprave s vanjske strane (žaluzine) faktor iznosi – 0,3

4.3. Rezultati proračuna rashladnog opterećenja

Proračun rashladnog opterećenja stambene građevine izvršen je koristeći računalni program IntegraCAD. Detaljni rezultati proračuna za prostoriju dnevni „Dnevni boravak s kuhinjom“ prikazani su u tablici 6. Iz tablice je vidljivo da najveće rashladno opterećenje dolazi od električnih strojeva i uređaja, a znatno manje od osoba i zračenja kroz staklene plohe.

Ukupno rashladno opterećenje po prostorijama prikazano je u tablici 7. Najveći toplinski dobitci javljaju se u mjesecu srpnju i iznose 3514 W. Svedeno na ukupnu površinu specifično rashladno opterećenje iznosi:

$$\Phi_{UK,spec} = \frac{\Phi_{UK}}{A_f} = \frac{3514}{63,17} = 55,6 \frac{W}{m^2}$$

Najveći toplinski dobitci javljaju se u dnevnom boravku s kuhinjom, zbog velikih toplinskih dobitaka od električnih uređaja. Za prostoriju „Kupaonica“ toplinski dobitci nisu uzeti u obzir iz razloga što ne postoji hlađenje te prostorije.

Tablica 6. Detaljni proračun rashladnog opterećenja prostorije „Dnevni boravak s kuhinjom“

K1 Kat 1		P4 Dnevni boravak s kuhinjom										
Tip prostora	M - srednje	Ap (m)		35.70								
Orijentacija	nor. - normalno	O (m ²)		258.57								
Tip zračenja	ukupno	V (m ³)		91.04								
Datum	23. Srpanj											
Sati [h]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Unutr. temp. (°C)	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
Vanj. temp. (°C)	18.50	17.50	16.60	16.20	15.90	17.30	20.10	22.00	24.00	25.90	27.40	28.80
Osobe (W)	0	0	0	0	0	0	0	11	172	176	181	185
Rasvjeta (W)	0	0	0	0	0	0	0	5	40	36	37	38
Strojevi i uređaji (W)	0	0	0	0	0	0	0	205	2008	2060	2111	2162
Transmisija (W)	313	262	215	169	127	108	107	106	113	133	160	202
Zračenje (W)	0	0	0	0	13	67	139	181	170	117	56	35
Infiltracija (W)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ukupno (W)	313	262	215	169	140	175	246	508	2503	2522	2545	2622
Sati [h]	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Unutr. temp. (°C)	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
Vanj. temp. (°C)	30.00	30.90	31.60	32.00	31.70	31.10	29.80	27.90	25.90	24.70	23.10	21.90
Osobe (W)	190	192	195	197	0	0	0	0	0	0	0	0
Rasvjeta (W)	39	40	40	41	42	43	43	43	0	0	0	0
Strojevi i uređaji (W)	2188	2214	2240	2265	2291	2317	2343	2369	0	0	0	0
Transmisija (W)	252	308	364	421	464	499	517	513	490	476	433	393
Zračenje (W)	47	96	158	191	169	99	24	0	0	0	0	0
Infiltracija (W)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ukupno (W)	2716	2850	2997	3115	2966	2958	2927	2925	490	476	433	393
Dnevni maksimum za 23. Srpanj iznosi 3115 (W) u 16 sati.												

Tablica 7. Ukupno rashladno opterećenje po prostorijama za stambenu kuću

	21. Lipanj 16 h	23. Srpanj 16 h	24. Kolovoz 16 h	22. Rujan 16 h
P1 - Spavaća soba	357	364	361	349
P2 - Hodnik	35	35	35	35
P3 - Kupaona	0	0	0	0
P4 - Dnevni boravak s kuhinjom	3078	3115	3090	3001
Ukupno (W)	3470	3514	3486	3385

5. PRORAČUN GODIŠNJE POTREBNE ENERGIJE ZA GRIJANJE PREMA HRN EN ISO 13790 [1]

Godišnja potrebna energija za grijanje zgrade je količina topline koju je potrebno dovesti sustavom grijanja tijekom jedne godine za održavanje unutarnje projektne temperature tijekom razdoblja grijanja zgrade. Godišnja potrebna energija za grijanje $Q_{H,nd}$ određuje se prema:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{H,gn}$$

$Q_{H,nd}$ – potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu [kWh]

$Q_{H,ht}$ – ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu grijanja [kWh]

$Q_{H,gn}$ – ukupni toplinski dobitci zgrade u periodu grijanja [kWh]

$\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-]

Ukupno izmijenjena energija u periodu grijanja se sastoji od izmijenjene energije transmisijom i ventilacijom za proračunsku zonu u promatranom periodu, dok se ukupni toplinski dobitci zgrade mogu podijeliti na unutarnje toplinske dobitke i toplinske dobitke od sunčeva zračenja. Prema tome izraz $Q_{H,nd}$ se može napisati i kao:

$$Q_{H,nd} = (Q_{Tr} + Q_{Ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_I + Q_{sol})$$

Q_{Tr} – izmijenjena toplinska energija transmisijom [kWh]

Q_{Ve} – potrebna toplinska energija za ventilaciju [kWh]

$\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-]

Q_I – unutarnji toplinski dobitci zgrade (ljudi, uređaju, rasvjeta) [kWh]

Q_{sol} – toplinski dobitci od sunčeva zračenja [kWh]

Ulazni podatci za proračun:

- Unutarnja proračunska temperatura temperaturne zone za period grijanja:

$$\vartheta_{int} = 20^{\circ}C$$

- Srednja vanjska temperatura za proračunski period na godišnjoj razini za Kontinentalnu Hrvatsku:

$$\vartheta_e = 10,8^{\circ}C$$

- Površina kondicionirane zone s vanjskim dimenzijama (bruto površina):

$$A_f = 63,18 \text{ m}^2$$

- Korisna površina zgrade (neto površina):

$$A_K = 52,07 \text{ m}^2$$

- Oplošje grijanog dijela zgrade:

$$A = 236,36 \text{ m}^2$$

- Površina otvora na zgradi:

$$A_{pr} = 12,44 \text{ m}^2$$

- Udio površine prozora u ukupnoj površini pročelja:

$$f = 11.31\%$$

- Obujam grijanog dijela zgrade kojemu je oplošje A, bruto obujam:

$$V_e = 180 \text{ m}^3$$

- Neto obujam grijanog dijela zgrade, obujam u kojem se nalazi zrak:

$$V = 0,76 \cdot 180 = 136,8 \text{ m}^3$$

- Namjena građevine je stambena kuća
- Stambena građevina se tretira kao jedna zona
- Vrijeme rada sustava je 17 h dnevno s prekidom rada noću, svih 7 dana u tjednu
- Centralni način grijanja preko pločastih radijatora
- Izvor topline za grijanje je dizalice topline voda – voda
- Automatski sustav regulacije grijanja
- Sustav pripreme PTV-a preko solarnih kolektora sa spremnikom vode i dodatno preko dizalice topline
- Vrsta ventilacije – prirodna (prozračivanje i infiltracija)

5.1. Izmijenjena toplinska energija transmisijom

Izmijenjena toplinska energija transmisijom računa se prema izrazu:

$$Q_{Tr} = \frac{H_{Tr}}{1000} (\vartheta_{int,H} - Q_{Ve}) \cdot t$$

H_{Tr} – Koeficijent transmisijske izmjene topline proračunske zone [W/K]

$\vartheta_{int,H}$ – Unutarnja postavna temperatura grijanje zone [°C]

$\vartheta_{e,m}$ – Srednja vanjska temperatura za proračunski period (sat ili mjesec) [°C]

t – trajanja proračunskog razdoblja [h]

Koeficijent transmisije izmjene topline H_{Tr} jednak je:

$$H_{Tr} = H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_A + H_{T,ig} \quad [\text{W/K}]$$

$H_{T,ie}$ – koeficijent transmisije izmjene topline od grijanog prostora prema vanjskom okolišu [W/K]

$H_{T,iue}$ – koeficijent transmisije izmjene topline od grijanog prostora kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu [W/K]

H_A – koeficijent transmisije izmjene topline od grijanog prostora prema susjednoj zgradi [W/K]

$H_{T,ig}$ – koeficijent transmisije izmjene topline prema tlu [W/K]

Od navedenih koeficijenta transmisije izmjene za stambenoj kući koja je predmet ovog rada pojavljuje se transmisijska izmjena topline prema vanjskom zraku i prema tlu.

Zbog nedovoljno podataka o toplinskim mostovima za proračun koeficijenta transmisije izmjene na građevini korišten je dodatak koeficijentu prolaza topline od od 0,10 W/(m²K) za toplinske mostove [1].

Proračun koeficijenta transmisije izmjene kroz vanjske zidove računat je koristeći poznati izraz:

$$H_{T,ie} = \sum A_k (U_k + \Delta U_{TM}) \quad [\text{W}]$$

A_k – površina plohe „k“ (zid, prozor, vrata, strop, pod) kroz koju prolazi toplina [m²]

U_k – koeficijent prolaza topline građevnog elementa „k“ [W/m²K]

U_{TM} – dodatak na koeficijent prolaza topline za toplinski most [W/m²K]

Na slici 10. se nalaze rezultati proračuna provedenog u računalnom programu MGIPU Energetski Certifikator za svaki sat za karakteristični dan u mjesecu siječnju. Prvi stupac se odnosi na ukupne transmisijske gubitke bez uračunatih transmisijskih gubitaka prema tlu, drugi stupac se odnosi na vanjsku temperaturu, dok zadnji stupac prikazuje ukupne transmisijske

gubitke prema vanjskom zraku bez uračunatih transmisivskih gubitaka s tлом, za svaki sat u karakterističnom danu za mjesec siječanj.

H_{Tr} [W/K]	θ_e [°C]	$\theta_{int,H}$ [°C]	$\theta_{int,C}$ [°C]	$Q_{Tr,H}$ [kWh]
102.328	-1.90	20.00	22.00	2.24
102.328	-2.10	20.00	22.00	2.26
102.328	-2.20	20.00	22.00	2.27
102.328	-2.30	20.00	22.00	2.28
102.328	-2.30	20.00	22.00	2.28
102.328	-2.30	20.00	22.00	2.28
102.328	-2.30	20.00	22.00	2.28
102.328	-2.30	20.00	22.00	2.28
102.328	-1.90	20.00	22.00	2.24
102.328	-1.30	20.00	22.00	2.18
102.328	-0.70	20.00	22.00	2.12
102.328	-0.10	20.00	22.00	2.06
102.328	0.30	20.00	22.00	2.02
102.328	0.50	20.00	22.00	2.00
102.328	0.70	20.00	22.00	1.97
102.328	0.30	20.00	22.00	2.02
102.328	-0.10	20.00	22.00	2.06
102.328	-0.50	20.00	22.00	2.10
102.328	-0.80	20.00	22.00	2.13
102.328	-1.10	20.00	22.00	2.16
102.328	-1.30	20.00	22.00	2.18
102.328	-1.60	20.00	22.00	2.21
102.328	-1.60	20.00	22.00	2.21
102.328	-1.70	20.00	22.00	2.22

Slika 10. Transmisivski toplinski gubitci za svaki sat karakterističnog dana u mjesecu siječnju

Proračun izmjene topline s tлом rađen je prema normi HR EN ISO 13370 koja uzima u obzir tromost tla i prikladnu temperaturnu razliku kod izmjene topline s tлом. Prema normi koeficijent transmisivske izmjene topline prema tлу za proračunati mjesec se računa prema:

$$H_{T,ig} = \frac{\Phi_m}{\theta_{int,m} - \theta_{e,m}} \quad [\text{W/K}]$$

Φ_m – toplinski tok izmjene topline s tлом za proračunski mjesec [W]

$\theta_{int,m}$ – unutarnja postavna temperatura za proračunski mjesec [°C]

$\theta_{e,m}$ – srednja vanjska temperatura za proračunski mjesec [°C]

Rezultati proračuna provedenog u računalnom programu MGIPU Energetski Certifikator za izmjenu topline s tлом prikazani su na slici 11.

Mjesec	$\Sigma\Phi_m$ [W]	$\Sigma H_{g,m}$ [W/K]
I	500.98	23.63
II	463.77	26.20
III	409.15	32.47
IV	353.01	48.36
V	352.78	110.25
VI	309.23	-386.53
VII	295.80	-140.86
VIII	282.03	-82.95
IX	335.41	209.63
X	353.77	47.81
XI	392.88	35.39
XII	467.46	25.97

Slika 11. Izmijenjena toplina s tlom i pripadajući koeficijent transmisivskih gubitaka prema tlu

5.2. Potrebna toplinska energija za ventilaciju

Izmijenjena toplinska energija ventilacijom računa se prema izrazu:

$$Q_{ve} = \frac{H_{ve}}{1000} (\vartheta_{int,H} - Q_{ve}) \cdot t$$

H_{Vr} – Koeficijent ventilacijske izmjene topline proračunske zone [W/K]

$\vartheta_{int,H}$ – Unutarnja postavna temperatura grijanje zone [°C]

$\vartheta_{e,m}$ – Srednja vanjska temperatura za proračunski period (sat ili mjesec) [°C]

t – trajanja proračunskog razdoblja [h]

Potrebna toplinska energija za ventilaciju jednaka je zbroju potrebne toplinske energije uslijed infiltracije i prozračivanja. Ukoliko postoji mehanička ventilacija i ona se uzima u obzir, međutim na stambenoj građevini koja je predmet ovog rada mehanička ventilacija ne postoji.

$$Q_{ve} = Q_{ve,inf} + Q_{ve,win} + Q_{H,ve,mech}$$

$Q_{ve,inf}$ – potrebna toplinska energija uslijed infiltracije vanjskog zraka [kWh]

$Q_{ve,win}$ – potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja otvaranjem prozora i vrata [kWh]

$Q_{H,ve,mech}$ – potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod zagrijavanja zraka [kWh]

Potrebna toplinska energija uslijed infiltracije:

$$Q_{ve,inf} = \frac{H_{ve,inf}}{1000} (\vartheta_{int,H} - \vartheta_e) \cdot t$$

Koeficijent izmjene topline uslijed ventilacije:

$$H_{Ve,inf} = n_{inf} \cdot V \cdot \rho_a \cdot c_{p,a}$$

n_{inf} – broj izmjena zraka uslijed infiltracije [h^{-1}]

V – volumen zraka u zoni [m^3]

ρ_a – gustoća zraka [kg/m^3]

$c_{p,a}$ – specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK]

Broj izmjena zraka uslijed infiltracije (na građevini ne postoji mehanička ventilacija):

$$n_{inf} = e_{wind} \cdot n_{50} \quad [h^{-1}]$$

n_{50} – broj izmjena zraka pri narinutoj razlici tlaka od 50 Pa [h^{-1}]

e_{wind} – faktor zaštićenosti zgrade od vjetra [-]

Naša stambena kuća pripada u kategoriju zgrada III prema HRN EN 13790 za koju vrijedi proračunska vrijednost za n_{50} u iznosu od $6 h^{-1}$. Prikaz kategorija i pripadajućih vrijednosti za n_{50} prikazani su na slici 12. [7]

Kategorije za općenito određivanje zrakopropusnosti zgrade	Proračunske vrijednosti za n_{50} [h^{-1}]
I	a) 2 ; b) 1
II	4
III	6
IV	10

Kategorija I:

Zgrade kojih se testiranje zrakopropusnosti izvodi nakon završetka zgrade

- a) zgrade bez HVAC sustava (zahtjev zrakopropusnosti: $n_{50} \leq 3 h^{-1}$)
- b) zgrade sa HVAC sustava (zahtjev zrakopropusnosti: $n_{50} \leq 1.5 h^{-1}$)

Kategorija II:

Zgrade, ili dijelovi zgrada koje će tek biti završene, za koje se ne planiraju raditi testiranja zrakopropusnosti

Kategorija III :

Zgrade koje ne spadaju u kategorije I, II ni IV

Kategorija IV :

Zgrade s očitim otvorima kroz koje slobodno ulazi zrak, kao što su pukotine u ovojnici zgrade.

Slika 12. Kategorije zgrada za određivanje zrakopropusnosti zgrade

Faktor zaštićenosti zgrade od vjetra e_{wind} određuje se prema zaklonjenosti zgrade i izloženosti fasada prema vjetru. Naša zgrada je srednje zaklonjena s izloženom jednom fasadom za što odgovara vrijednost koeficijenta e_{wind} od 0,02 [7]. Iz toga slijedi broj izmjena zraka infiltracijom:

$$n_{inf} = e_{wind} \cdot n_{50} = 0,02 \cdot 6 = 0,12 \quad [h^{-1}]$$

Potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja:

$$Q_{Ve,win} = \frac{H_{Ve,win}}{1000} (\vartheta_{int} - \vartheta_e) \cdot t$$

Koeficijent izmjene topline uslijed ventilacije:

$$H_{Ve,win} = n_{win} \cdot V \cdot \rho_a \cdot c_{p,a}$$

n_{win} – broj izmjena zraka uslijed otvaranja prozora [h^{-1}], izračunata vrijednost 0,46 [7]

Kako na postojećoj stambenoj zgradi nema mehaničke ventilacije u periodu korištenja zgrade mora vrijediti sljedeći uvjet:

$$n_{inf} + n_{win} = \max\{n_{inf} + n_{win}; 0,5\} \quad [h^{-1}]$$

Proračun godišnje potrebne toplinske energije za grijanje rađen je u računalnom programu MGIPU Energetski Certifikator te su rezultati za potrebnu toplinsku energiju za ventilaciju prema satnoj metodi za karakterističan dan u siječnju prikazani na slici 13. Na slici stupci 2,3 i 4 predstavljaju koeficijente izmjene topline uslijed infiltracije, prozračivanja i mehaničke ventilacije, dok zadnji stupac prikazuje vrijednosti ukupne toplinske energije za ventilaciju za karakterističan dan u siječnju.

Karakterističan dan mjeseca:

Rezultati proračuna Infiltracija Prozračivanje Mehanička ventilacija i protok zraka

Sat	$H_{Ve,inf,H}$ [W/K]	$H_{Ve,win,H}$ [W/K]	$H_{H,Ve,mech}$ [W/K]	$H_{H,Ve}$ [W/K]	$\Theta_{int,H}$ [°C]	Θ_e [°C]	$Q_{Ve,inf,H}$ [kWh]	$Q_{Ve,win,H}$ [kWh]	$Q_{H,Ve,mech}$ [kWh]	$Q_{Ve,H}$ [kWh]
0-1	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.90	0.12	0.47	0.00	0.59
1-2	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-2.10	0.12	0.48	0.00	0.60
2-3	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-2.20	0.12	0.48	0.00	0.60
3-4	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-2.30	0.12	0.48	0.00	0.61
4-5	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-2.30	0.12	0.48	0.00	0.61
5-6	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-2.30	0.12	0.48	0.00	0.61
6-7	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-2.30	0.12	0.48	0.00	0.61
7-8	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-2.30	0.12	0.48	0.00	0.61
8-9	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.90	0.12	0.47	0.00	0.59
9-10	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.30	0.12	0.46	0.00	0.58
10-11	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-0.70	0.12	0.45	0.00	0.56
11-12	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-0.10	0.11	0.43	0.00	0.55
12-13	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	0.30	0.11	0.43	0.00	0.54
13-14	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	0.50	0.11	0.42	0.00	0.53
14-15	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	0.70	0.11	0.42	0.00	0.52
15-16	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	0.30	0.11	0.43	0.00	0.54
16-17	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-0.10	0.11	0.43	0.00	0.55
17-18	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-0.50	0.11	0.44	0.00	0.56
18-19	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-0.80	0.12	0.45	0.00	0.56
19-20	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.10	0.12	0.46	0.00	0.57
20-21	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.30	0.12	0.46	0.00	0.58
21-22	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.60	0.12	0.47	0.00	0.59
22-23	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.60	0.12	0.47	0.00	0.59
23-24	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.70	0.12	0.47	0.00	0.59
	5.58	21.58	0.00	27.16	20.00	-1.19	2.84	10.98	0.00	13.82

Slika 13. Toplinska energija za ventilaciju

5.3. Ukupni toplinski dobitci za proračunski period

5.3.1. Unutarnji toplinski dobitci

$$Q_{H,gn} = Q_I + Q_{sol}$$

Unutarnji toplinski dobitci prema normi se računaju s vrijednošću 5 W/m^2 ploštine korisne površine za stambene prostore [1] prema izrazu:

$$Q_I = \frac{q_{spec} \cdot A_k \cdot t}{1000}$$

q_{spec} – specifični unutarnji dobitci po m^2 korisne površine [W/m^2]

A_k – korisna površina [m^2]

t – proračunsko vrijeme [h]

Slika 14. prikazuje vrijednost unutarnjih toplinskih dobitaka za svaki mjesec u godini.

Mjesec	t [h]	Q _{int} [kWh]
Siječanj	744	193.70
Veljača	672	174.96
Ožujak	744	193.70
Travanj	720	187.45
Svibanj	744	193.70
Lipanj	720	187.45
Srpanj	744	193.70
Kolovoz	744	193.70
Rujan	720	187.45
Listopad	744	193.70
Studen	720	187.45
Prosinac	744	193.70
Ukupni unutarnji dobitci [kWh]	8760	2.280.67

Slika 14. Unutarnji toplinski dobitci po mjesecima

5.3.2. Solarni toplinski dobitci [7]

Solarni toplinski dobitci se računaju preko izraza:

$$Q_{sol} = \sum Q_{sol,k} + \sum (1 - b_{tr}) \cdot Q_{sol,u,l} \quad [\text{kWh}]$$

$Q_{sol,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz k-ti građevni dio u grijani prostor [kWh]

$Q_{sol,u,l}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz l-ti građevni dio u susjedni negrijani prostor [kWh]

b_{tr} – faktor smanjenja za susjedni negrijani prostor s unutarnjim toplinskim izvorom l prema HRN EN ISO 13789 [-]

Srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz građevini dio zgrade k:

$$Q_{sol,k} = \frac{F_{sh,ob} \cdot S_{s,k} \cdot A_{sol,k}}{3,6} - \frac{F_{r,k} \cdot \Phi_{r,k} \cdot t}{1000} \quad [\text{kWh}]$$

$F_{sh,ob}$ – faktor zasjenjena od vanjskih prepreka direktnom upadu sunčevog zračenja [-]

$S_{s,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja na površinu građevnog dijela k za promatrani period [MJ/m²]

$A_{sol,k}$ – efektivna površina građevnog elementa (otvora, zida) k na koju upada sunčevo zračenje [m²]

$F_{r,k}$ – faktor oblika između otvora k i neba (za nezasjenjeni vodoravni krov $F_{r,k} = 1$, za nezasjenjeni okomiti zid $F_{r,k} = 0,5$)

$\Phi_{r,k}$ – toplinski tok zračenjem od površine otvora k prema nebu [W],

t – proračunsko vrijeme [h]

Na slici 15. se nalaze proračunate vrijednosti solarnih toplinskih dobitaka za svaki mjesec u godini.

Mjesec	Q_{sol} [kWh]	$Q_{sol,u,l}$ [kWh]	$Q_{sol,k}$ [kWh]	ϕ_{sol} [W]
Siječanj	78.16	0.00	78.16	78161.36
Veljača	169.13	0.00	169.13	169134.63
Ožujak	281.38	0.00	281.38	281376.56
Travanj	297.41	0.00	297.41	297406.88
Svibanj	217.68	0.00	217.68	217681.10
Lipanj	217.28	0.00	217.28	217277.86
Srpanj	203.72	0.00	203.72	203720.81
Kolovoz	231.96	0.00	231.96	231959.85
Rujan	135.33	0.00	135.33	135332.21
Listopad	262.44	0.00	262.44	262438.43
Studeni	141.88	0.00	141.88	141875.10
Prosinac	68.68	0.00	68.68	68678.89

Slika 15. Mjesečne vrijednosti solarnih toplinskih dobitaka

5.4. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [7]

Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka $\eta_{H,gn}$ (unutarnjih dobitaka i dobitaka od sunčevog zračenja) funkcija je efektivnog toplinskog kapaciteta zgrade i računa se na sljedeći način:

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - y_H^{a_H}}{1 - y_H^{a_H+1}} \quad \text{za } y_H > 0 \text{ i } y_H \neq 1 \quad [-]$$

$$\eta_{H,gn} = \frac{a_H}{a_H + 1} \quad \text{za } y_H = 1 \quad [-]$$

$$\eta_{H,gn} = \frac{1}{y_H} \quad \text{za } y_H = 1 \quad [-]$$

uz:

$$y_H = \frac{Q_{H,gn}}{Q_{H,ht}} \quad [-]$$

$$a_H = a_o + \frac{\tau}{\tau_{H,o}} \quad [-]$$

a_H – bezdimenzijski parametar ovisan o vremenskoj konstanti zgrade [-]

y_H – omjer toplinskih dobitaka i ukupne izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom u režimu grijanja [-]

$\tau_{H,o}$ – referentna vremenska konstanta za grijanje; za mjesečni proračun iznosi 15 h.

τ – vremenska konstanta zgrade [h]

Vremenska konstanta zgrade računa se prema izrazu:

$$\tau = \frac{C_m/3600}{H_{Tr} + H_{Ve}} \quad [h]$$

C_m – efektivni toplinski kapacitet grijanog dijela zgrade (zone) [J/K], za srednje tešku zgradu prema tablici 12 iz HRN EN 12831[8] $C_m=165 \cdot A_f=10424,7$ kJ/K

H_{Tr} – koeficijent transmisijske izmjene topline proračunske zone [W/K]

H_{Ve} – koeficijent ventilacijske izmjene topline proračunske zone [W/K]

5.5. Redukcijski faktor uslijed prekida grijanja noću [7]

Stambena građevina ima pretpostavljeno vrijeme grijanja od 06:00 do 23:00 sata svih sedam dana tjedno, a zbog prekida grijanja preko noći potrebno je uzeti u obzir bezdimenzijski redukcijski faktor $\alpha_{H,red}$ koji uzima u obzir prekide u grijanju. Faktor se računa preko izraza:

$$\alpha_{H,red} = 1 - 3 \cdot \left(\frac{\tau_{H,o}}{\tau} \right) \cdot y_H \cdot (1 - f_{H,hr}) \quad [-]$$

U gornjem izrazu $\tau_{H,o}$ predstavlja referentnu vremensku konstantu za grijanje, koja za mjesečni proračun iznosi 15 h.

Veličine τ i y_H predstavljaju već spomenute izraze vremensku konstantu zgrade i omjer između dobitaka topline i izmijenjene topline transmisijom te se računaju se prema gore spomenutim izrazima.

Faktor $f_{H,hr}$ predstavlja udio sati u tjednu tijekom kojih grijanje radi s normalnom postavnom vrijednošću unutarnje temperature (-), za stambenu zgradu s radom grijanja od 07:00 do 23:00 sata svih sedam dana tjedno iznosi 0,71.

5.6. Godišnja potrebna energija za grijanje $Q_{H,nd}$

Proračun godišnje potrebne energije za grijanje proveden je u računalnom programu MGIPU Energetski Certifikator od ministarstva graditeljstva i prostornoga uređenja. Rezultati proračuna prikazani su u tablici 8.

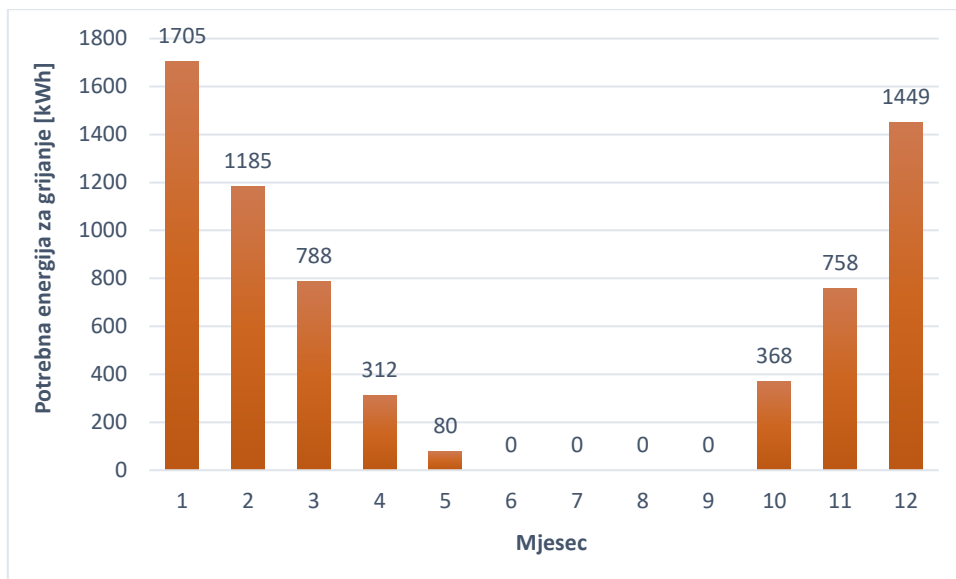
Tablica 8. Rezultati proračuna godišnje potrebne energije za grijanje

Mjesec	Broj sati	Ukupni gubitci $Q_{H,nt}$	Ukupni dobitci $Q_{H,gn}$	Omjer dobitaka i gubitaka y_H	Faktor smanjenja $\eta_{H,gn}$	Redukcijski faktor $\alpha_{H,red}$	Toplinska energija za grijanje $Q_{H,nd}$
	[h]	[kWh]	[kWh]	-	-	-	[kWh]
I	527	2309	271	0.12	0,99	0.84	1705
II	476	1768	344	0.19	0,97	0.83	1185
III	527	1440	475	0.33	0,93	0.75	788
IV	510	889	484	0.54	0,85	0.65	312
V	527	545	411	0.75	0,77	0.35	80
VI	510		404	0.00	0,30	0.00	0
VII	527		397	0.00	0,02	0.00	0
VIII	527		425	0.00	0,00	0.00	0
IX	510		322	0.88	0,72	0.00	0
X	527	925	426	0.46	0,87	0.66	368
XI	510	1253	329	0.26	0,96	0.90	758
XII	527	1998	262	0.13	0,99	0.83	1449
Ukupna potrebna godišnja energija za grijanje [kWh]							6648

U zadnjem stupcu tablice 8. nalaze se vrijednosti ukupne potrebne energije za grijanje za pojedini mjesec u godini. Iz tablice 8. i dijagrama na slici 16. vidljivo je da je najveća potrebna energija za grijanje u mjesecu siječnju te iznosi 1705 kWh, a zatim u mjesecima prosincu s 1449 kWh i veljači s 1185 kWh. Te su vrijednosti očekivane zbog niskih vanjskih temperatura za vrijeme zime. Prema proračunu za vrijeme ljetnih mjeseci (lipanj, srpanj, kolovoz i rujan) nema potrebe za grijanjem.

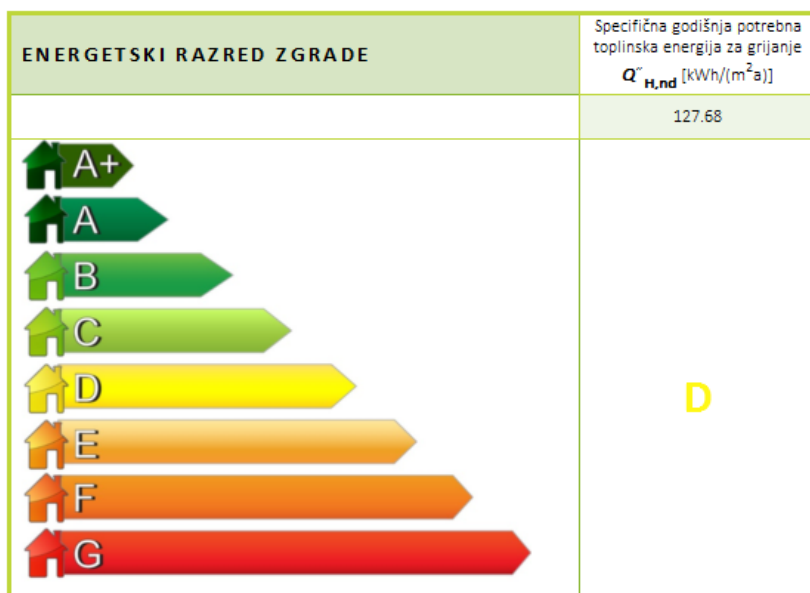
Ukupna godišnja potrebna energija za grijanjem iznosi 6648 kWh, što je relativno visok broj potrebne energije. Po jedinici korisne površine vrijednost potrebne energije za grijanje iznosi:

$$Q_{H,nd,ref} = \frac{Q_{H,nd}}{A_K} = \frac{6648}{52,07} = 127,68 \frac{kWh}{m^2a}$$



Slika 16. Godišnja potrebna energija za grijanje po mjesecima

Vrijednost specifične godišnje potrebne toplinske energije za grijanje po jedinici površine od 127.68 kWh/m²a ne zadovoljava tehnički propis o racionalnoj upotrebi energije u zgradarstvu, koji ograničava vrijednost od 75 kWh/m²a za stambene zgrade [10]. Stambena kuća spada u energetske razred D prema slici 17.



Slika 17. Prikaz energetske razreda stambene kuće

6. PRORAČUN GODIŠNJE POTREBNE ENERGIJE ZA HLAĐENJE PREMA HRN EN ISO 13790 [7]

Godišnja potrebna energija za hlađenje zgrade je količina topline koju je potrebno odvoditi sustavom hlađenja tijekom jedne godine za održavanje unutarnje projektne temperature tijekom razdoblja hlađenja zgrade. Godišnja potrebna energija za hlađenje $Q_{C,nd}$ određuje se prema:

$$Q_{C,nd} = Q_{C,gn} - \eta_{C,ls} \cdot Q_{C,ht}$$

$Q_{C,nd}$ – potrebna toplinska energija za hlađenje pri kontinuiranom radu [kWh]

$Q_{C,gn}$ – ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu hlađenja [kWh]

$Q_{C,ht}$ – ukupni toplinski dobitci zgrade u periodu hlađenja [kWh]

$\eta_{C,ls}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-]

Ukupno izmijenjena energija u periodu hlađenja se sastoji od izmijenjene energije transmisijom i ventilacijom za proračunsku zonu u promatranom periodu, dok se ukupni toplinski dobitci zgrade mogu podijeliti na unutarnje toplinske dobitke i toplinske dobitke od sunčeva zračenja. Prema tome izraz $Q_{H,nd}$ se može napisati i kao:

$$Q_{C,nd} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{Tr} + Q_{Ve})$$

Q_{int} – unutarnji toplinski dobitci zgrade (ljudi, uređaju, rasvjeta) [kWh]

Q_{sol} – toplinski dobitci od sunčeva zračenja [kWh]

$\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-]

Q_{Tr} – izmijenjena toplinska energija transmisijom [kWh]

Q_{Ve} – potrebna toplinska energija za ventilaciju [kWh]

Postupak proračuna izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom, kao i unutarnji toplinski dobitci te toplinski dobitci od zračenja računaju se, uz male razlike, kao i kod proračuna godišnje potrebne energije za grijanje, te neće biti objašnjen u ovom poglavlju.

Rezultati potrebne energije za hlađenje prikazani su u tablici 9. Iz tablice je vidljivo da je energija za hlađenje potrebna samo za ljetne mjeseci od lipnja do kolovoza, dok se najveća potreba za hlađenjem javlja u mjesecu kolovozu. Ukupna godišnja potrebna energija za hlađenje iznosi 757 kWh, dok specifična potrebna godišnja energija za hlađenje iznosi 13,08 kWh/m²a.

Tablica 9. Rezultati proračuna godišnje potrebne energije za hlađenje

Mjesec	Broj sati	Ukupni gubitci $Q_{C,nt}$	Ukupni dobitci $Q_{C,gn}$	Omjer dobitaka i gubitaka γ_c	Faktor smanjenja $\eta_{C,gn}$	Redukcijski faktor α	Toplinska energija za hlađenje $Q_{C,nd}$
	[h]	[kWh]	[kWh]	-	-	-	[kWh]
V	527						
VI	510	309	404	1.31	0,77	1	166
VII	527	193	397	2.06	0,88	1	227
VIII	527	61	425	6.97	0,99	1	364
IX	510						
Ukupna potrebna godišnja energija za hlađenje [kWh]							757

7. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENATA DIZALICE TOPLINE

7.1. Radna tvar u sustavu – R410A

Za sustav je odabrana radna tvar R410A. R410A je radna tvar koja spada u skupinu zeotropskih smjesa. Zeotropske smjese su mješavine dviju ili više radnih tvari koje karakterizira klizanje temperature pri isparavanju i kondenzaciji uz promjenu omjera koncentracije pare i kapljevine. Kod R410A klizanje temperature je minimalno, te će se u proračunu zanemariti. Sastav R410A je 50% radne tvari R32 i 50% radne tvari R125. Najčešće se upotrebljava u klimatizaciji, te kao zamjena za radnu tvar R22.

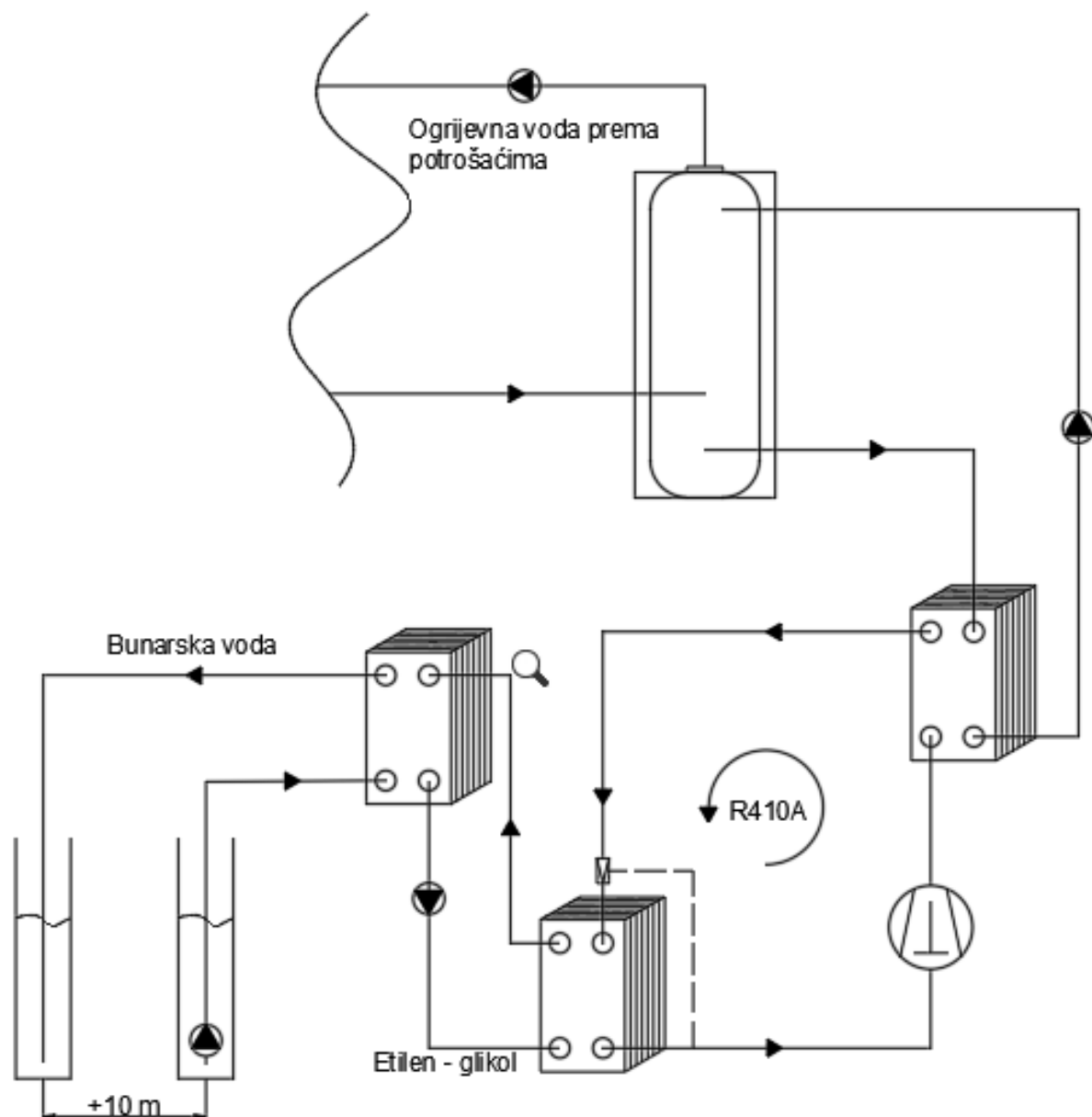
7.2. Karakteristične točke procesa

Prema proračunu projektnih toplinskih gubitaka potreban toplinski tok za grijanje iznosi 6,6 kW i s tom se veličinom ulazi u proračun kondenzatora. Temperaturni režim ogrjevnog medija u sustavu radijatorskog grijanja iznosi 50/45°C. Toplinski izvor koji nam je na raspolaganju je bunarska voda konstantne temperature od 12°C. Između bunarske vode i kruga dizalice topline postavljen je sekundarni krug s međuzmjenjivačem radi zaštite dizalice topline od agresivne bunarske vode. U krugu međuzmjenjivača se nalazi 15%-tna vodena otopina etilen glikola zbog zaštite od zamrzavanja. Sve vrijednosti termodinamičkih svojstava vode, otopine etilen glikol i radne tvari određene su korištenjem računalnog programa Microsoft Excel i računalnog dodatka CoolProp. Na slici 18. nalazi se shema sustava grijanja s dizalicom topline.

Ulazni podatci:

• Radna tvar	R410A
• Projektni toplinski gubitci	$\Phi_{gr} = 6,6 \text{ kW}$
• Temperatura kondenzacije	$\vartheta_k = 52^\circ\text{C}$
• Tlak kondenzacije	$p_k = 31,73 \text{ bar}$
• Temperatura isparavanja	$\vartheta_i = 2,5^\circ\text{C}$
• Tlak isparavanja	$p_i = 8,52 \text{ bar}$
• Pothlađenje radne tvari na kondenzatoru	$\Delta\vartheta_{poth} = 2^\circ\text{C}$
• Pregrijanje radne tvari na isparivaču	$\Delta\vartheta_{preg} = 5,5^\circ\text{C}$

- Temperatura ogrjevnog medija na ulazu u kondenzator $\vartheta_{OV,ul} = 45^{\circ}C$
- Temperatura ogrjevnog medija na izlazu iz kondenzatora $\vartheta_{OV,iz} = 50^{\circ}C$
- Temperatura glikolne smjese na ulazu u isparivač $\vartheta_{GL,ul} = 9^{\circ}C$
- Temperatura glikolne smjese na izlazu iz isparivača $\vartheta_{GL,iz} = 5,5^{\circ}C$
- Temperatura bunarske vode na ulazu u međuizmjenjivač $\vartheta_{BV,ul} = 12^{\circ}C$
- Temperatura bunarske vode na izlazu iz međuizmjenjivača $\vartheta_{BV,iz} = 8^{\circ}C$
- Izentropski stupanj djelovanja kompresora $\eta_{is} = 0,6$



Slika 18. Shematski prikaz sustava grijanja s dizalicom topline

Na slici 19. prikazan je kružni proces dizalice topline u T-s dijagramu. Karakteristične točke kružnog procesa su:

- 1 - Pregrijana para na izlazu iz isparivača
- 2 - Pregrijana para na izlazu iz kompresora
- 2_{is} - Pregrijana para na izlazu iz kompresora (izentropska kompresija)
- 3 - Pothlađena kapljevina na izlazu iz kondenzatora
- 4 - Mokra para na ulazu u isparivač

Točka 1 u T-s dijagramu nalazi se u stanju pregrijane pare i definirana je tlakom isparavanja i temperaturom nakon pregrijanja:

$$p_1 = p_i$$

$$v_1 = v_i + \Delta v_{preg}$$

Točka 2_{is} teorijska je točka procesa i definirana je tlakom kondenzacije i entropijom koja je jednaka entropiji točke 1:

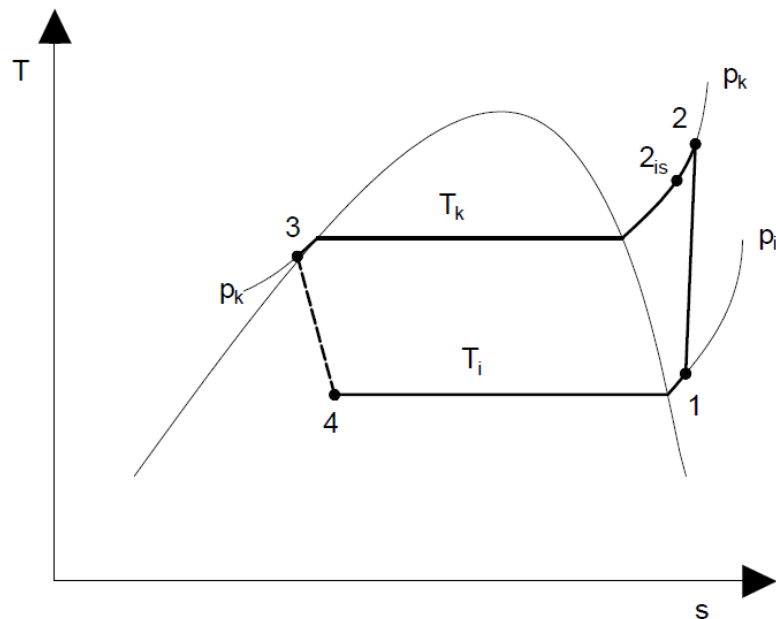
$$p_{2is} = p_k$$

$$s_{2is} = s_1$$

Točka 2 sa stanjem pregrijane pare je stvarno stanje s kojim radna tvar napušta kompresor i nalazi se na tlaku kondenzacije p_k te je definirana izentropskim stupnjem djelovanja kompresora i entalpijom točki 2_{is} i 1:

$$p_2 = p_k$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}}$$



Slika 19. T-s dijagram kružnog procesa

Točka 3 ima stanje vrele kapljevine i definirana je tlakom kondenzacije i temperaturom nakon pothlađenja u kondenzatoru:

$$p_3 = p_k$$

$$\vartheta_3 = \vartheta_k - \Delta\vartheta_{pOTH}$$

Točka 4 nalazi se u mokrom području na tlaku isparivanja p_i s entalpijom jednakom entalpiji točke 3:

$$p_4 = p_i$$

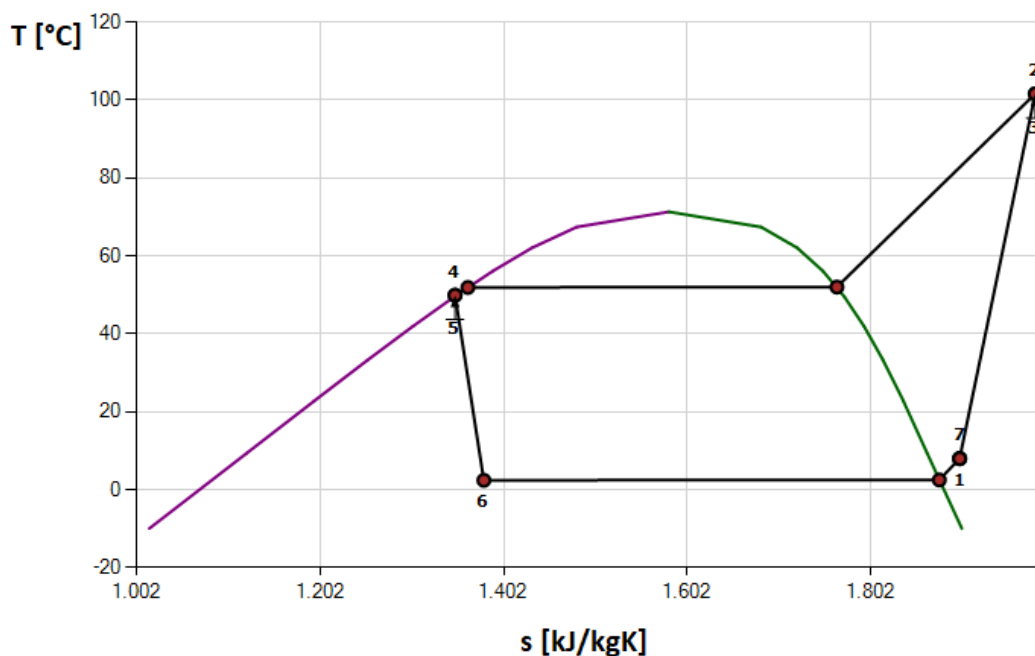
$$h_4 = h_3$$

U tablici 10. nalaze se rezultati proračuna kružnog procesa dizalice topline.

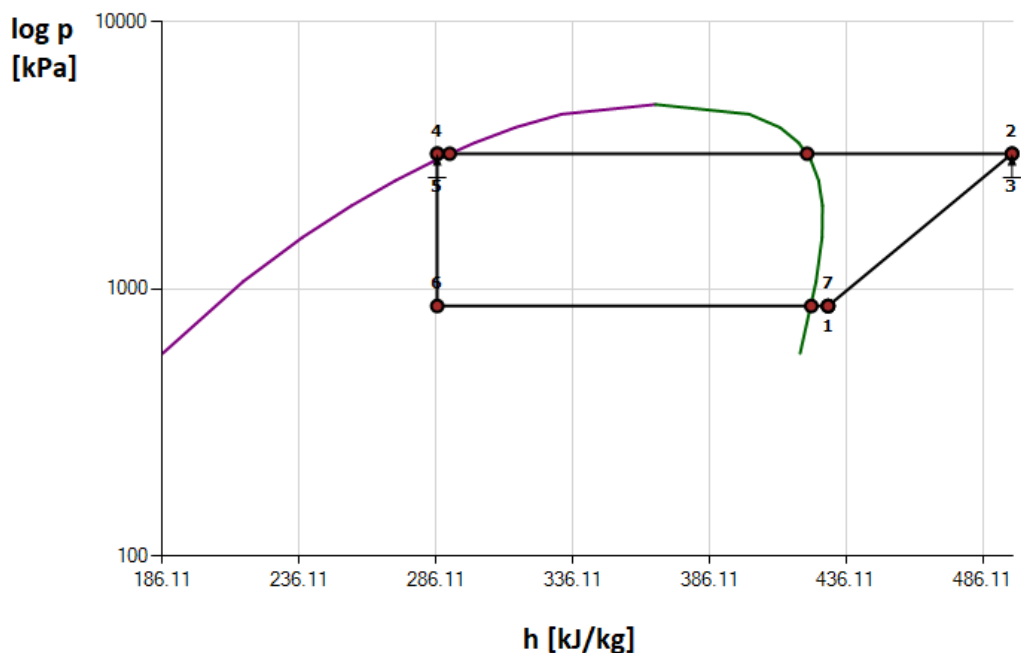
Tablica 10. Proračunate točke procesa

TOČKA	θ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	8.0	8.523	428.28	1.8278
2s	78.35	31.726	465.71	1.8278
2	101.73	31.726	495.64	
2''	52.0	31.726	420.70	
2'	52.0	31.726	290.08	
3	50.0	31.726	285.50	
4	2.5	8.523	285.50	
4'	2.5	8.523	203.65	
4''	2.5	8.523	422.12	

Na slici 20. i 21. nalaze se rezultati procesa provedenog u računalnom programu „Genetron Properties“. Rezultati su prikazani u T-s i logp-h dijagramu.



Slika 20. Prikazi rezultata procesa u T-s dijagramu za radnu tvar R410A



Slika 21. Prikaz rezultata procesa u log p-h dijagramu za radnu tvar R410A

Maseni protok radne tvari određuje se preko potrebnog ogrjevnog učinka:

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_{kond}}{h_2 - h_3} = \frac{6,6}{495,64 - 285,5} = 0,031 \frac{kg}{s}$$

Potrebna snaga kompresora:

$$P_{komp} = q_{m,RT} \cdot (h_2 - h_1) = 0,031 \cdot (495,64 - 428,28) = 2,11 \text{ kW}$$

Potreban učinak isparivača:

$$\Phi_{isp} = q_{m,RT} \cdot (h_1 - h_4) = 0,031 \cdot (428,28 - 285,5) = 4,48 \text{ kW}$$

Faktor grijanja:

$$\varepsilon_{gr} = \frac{\Phi_{kond}}{P_{komp}} = \frac{6,6}{2,11} = 3,12$$

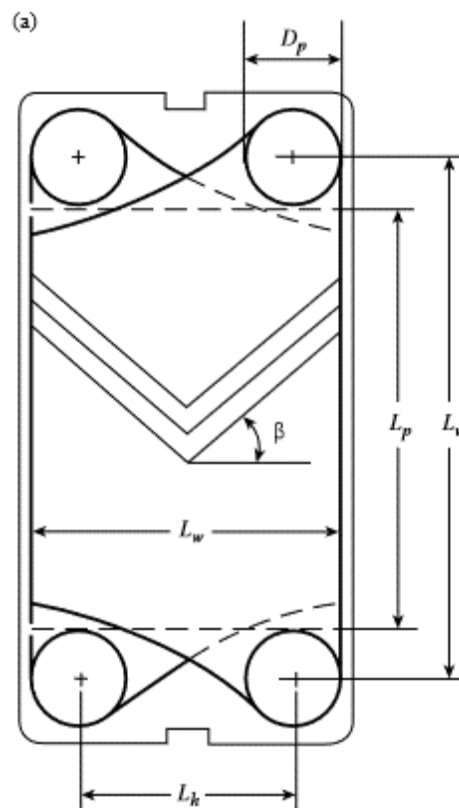
7.3. Termodinamički proračun pločastog kondenzatora

Proračun pločastog kondenzatora provodi se iterativnim postupkom rješavanja pri čemu se mijenja broj ploča kondenzatora uz uvjet da pretpostavljeni i dobiveni specifični tokovi budu što sličniji, odnosno da je postotak predimenzioniranosti što manji. Odabran je lemljeni pločasti izmjenjivač, tip B25TH [12]. Pločasti izmjenjivač je prikazan na slici 22.



Slika 22. Lemljeni pločasti izmjenjivač topline

Na slici 23. prikazana je geometrija jedne izmjenjivačke ploče unutar pločastog izmjenjivača.



Slika 23. Geometrija izmjenjivačke ploče kondenzatora [13]

Dimenzije odabranog pločastog kondenzatora [12]:

- Visina kondenzatora $H_{kond} = 0,526 \text{ m}$
- Širina kondenzatora $B_{kond} = 0,119 \text{ m}$
- Kut orebrenja kondenzatora $\beta_{kond} = 60^\circ$
- Faktor površine kondenzatora $\Phi_{kond} = 1,25$
- Dubina orebrenja (širina kanala) [14] $b_{kond} = 0,002 \text{ m}$
- Broj ploča kondenzatora $N_{kond} = 14$
- Razmak između ulaza i izlaza kondenzatora $L_v = 0,479 \text{ m}$
- Razmak između ulaza RT i izlaza rashladne vode $L_h = 0,072 \text{ m}$
- Promjer ulaza/izlaza kondenzatora $D_p = 0,024 \text{ m}$
- Toplinska provodnost ploče kondenzatora [15] $\lambda_{\xi} = 15 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Debljina ploče kondenzatora [14] $t = 0,0012 \text{ m}$

7.3.1. Proračun izmjenjivačke površine pločastog kondenzatora

Ekvivalentni promjer kanala :

$$d_{e,kond} = 2 \cdot \frac{b_{kond}}{\Phi_{kond}} = 2 \cdot \frac{0,002}{1,25} = 0,0032 \text{ m}$$

Visina izmjenjivačke površine [13]:

$$L_p = L_v - D_p = 0,479 - 0,024 = 0,455 \text{ m}$$

Širina izmjenjivačke površine [13]:

$$L_w = L_h + D_p = 0,072 + 0,024 = 0,096 \text{ m}$$

Mora vrijediti uvjet [13]:

$$L_p > 1,8 \cdot L_w$$

$$0,455 > 0,173 \quad \text{Uvjet zadovoljen!}$$

Površina kanala:

$$A_{c,kond} = L_w \cdot b = 0,096 \cdot 0,002 = 0,000192 \text{ m}^2$$

Projecirana površina:

$$A_p = N \cdot L_p \cdot L_w = 14 \cdot 0,455 \cdot 0,096 = 0,61 \text{ m}^2$$

Ukupna površina izmjene topline:

$$A_{kond} = \Phi \cdot A_p = 1,25 \cdot 0,61 = 0,764 \text{ m}^2$$

7.3.2. Proračun na strani ogrijevne vode

Termodinamička svojstva ogrijevne vode pri srednjoj temperaturi 47,5°C:

- Gustoća $\rho_{OV} = 989,1 \frac{kg}{m^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{OV} = 4,18 \frac{kJ}{kg}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{OV} = 0,00057 Pa \cdot s$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{OV} = 3,738$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{OV} = 0,638 \frac{W}{mK}$

Maseni protok ogrijevne vode:

$$q_{m,OV} = \frac{\Phi_{kond}}{c_{OV} \cdot (\vartheta_{OV,iz} - \vartheta_{OV,ul})} = \frac{6,6}{4,18 \cdot (50 - 45)} = 0,316 \frac{kg}{s}$$

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_{OV} = \frac{N_{kond}}{2} = \frac{14}{2} = 7$$

Brzina strujanja ogrijevne vode kroz pločasti kondenzator:

$$w_{OV} = \frac{q_{m,OV}}{\rho_{OV} \cdot A_{c,kond} \cdot N_{OV}} = \frac{0,316}{989,1 \cdot 0,000192 \cdot 7} = 0,237 \frac{m}{s}$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{OV} = \frac{w_{OV} \cdot \rho_{OV} \cdot d_{ek}}{\mu_{OV}} = \frac{0,237 \cdot 989,1 \cdot 0,0032}{0,00057} = 1318$$

Nusseltov bezdimenzijski broj računa se prema Wanniarachchi metodi [16] i vrijedi za sljedeće područje veličina:

- $1 < Re < 10^4$
- $20^\circ < \Phi < 62^\circ$

$$Nu_{OV} = (Nu_i^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3}$$

Pri čemu je:

$$Nu_i = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_{OV}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,25^{0,661} \cdot 1318^{0,339} = 7,5$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_{OV}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,25^{1-0,712} \cdot 1318^{0,712} = 20,85$$

Iz čega slijedi Nusseltov bezdimenzijski broj:

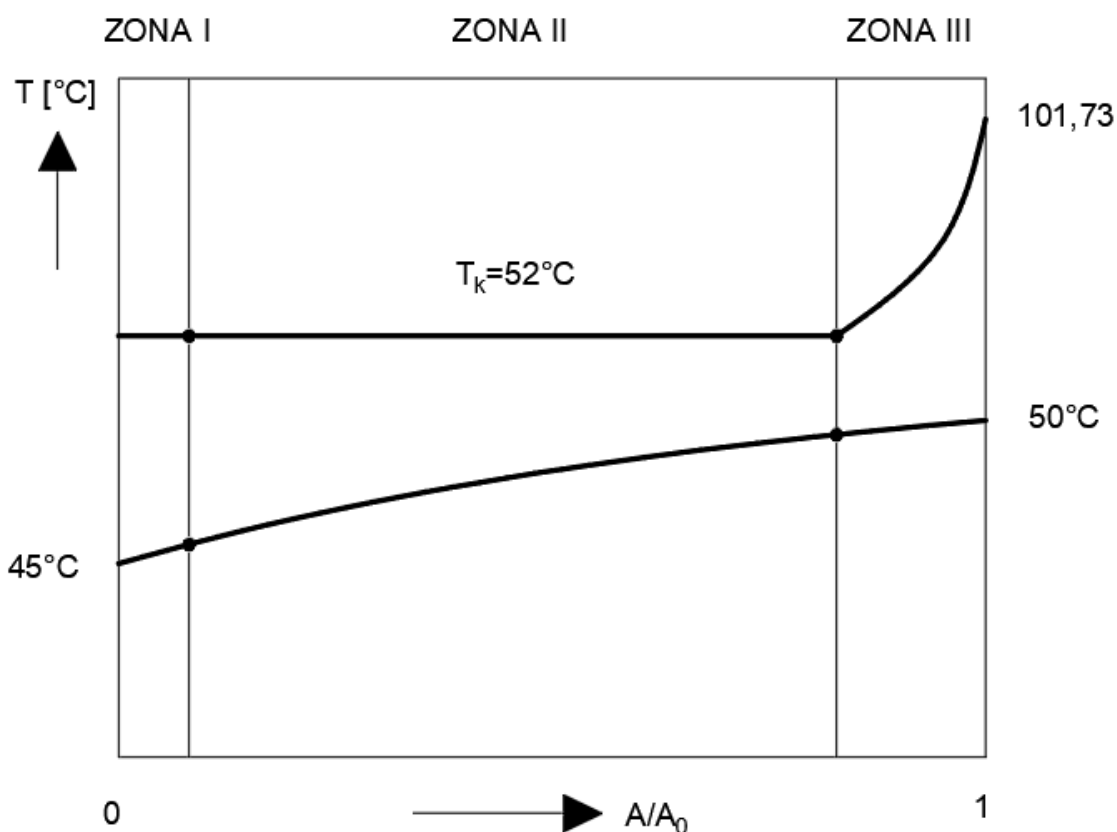
$$Nu_{OV} = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (7,5^3 + 20,85^3)^{1/3} \cdot 3,738^{1/3} = 32,85$$

Koeficijent prijelaza topline na strani ogrjevnog medija:

$$\alpha_{OV} = \frac{Nu_{OV} \cdot \lambda_{OV}}{d_{e,kond}} = \frac{32,85 \cdot 0,638}{0,0032} = 6547 \frac{W}{m^2K}$$

7.3.3. Proračun na strani radne tvari

Proračun kondenzatora podijeljen je u tri zone zbog različitih koeficijenata prijelaza topline. Proračun zone I odnosi se dio topline izmijenjen pri pothlađenju radne tvari s temperature kondenzacije za $\Delta\vartheta_{pOTH} = 2^\circ C$. Proračun zone II odnosi se na dio topline izmijenjen pri kondenzaciji radne tvari, dok se proračun zone III odnosi se na hlađenje pregrijane pare na ulazu u kondenzator do temperature kondenzacije, odnosno postizanja suhozasićenog stanja. Podjela kondenzatora na zone prikazana je na slici 24.



Slika 24. T-A dijagram kondenzatora

Entalpija vrele kapljevine i suhozasićene pare pri tlaku kondenzacije p_k iznosi:

$$h'_2(23,25 \text{ bar}) = 290,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h''_2(23,25 \text{ bar}) = 420,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Toplinski tok izmijenjen na kondenzatoru:

$$\Phi_k = q_{m,OV} \cdot c_{OV} \cdot (\vartheta_{OV,iz} - \vartheta_{OV,ul})$$

Toplinski tok izmijenjen u zoni I:

$$\Phi_{k,I} = q_{m,RT} \cdot (h'_2 - h_3) = 0,0314 \cdot (290,1 - 285,5) = 0,14 \text{ kW}$$

$$\Phi_{k,I} = q_{m,RT} \cdot (h'_2 - h_3) = q_{m,OV} \cdot c_{OV} \cdot (\vartheta_{OV,gr,I} - \vartheta_{OV,ul})$$

Toplinski tok izmijenjen u zoni II:

$$\Phi_{k,II} = q_{m,RT} \cdot (h''_2 - h'_2) = 0,0314 \cdot (420,7 - 290,1) = 4,1 \text{ kW}$$

$$\Phi_{k,I} = q_{m,RT} \cdot (h''_2 - h_3) = q_{m,OV} \cdot c_{OV} \cdot (\vartheta_{OV,gr,II} - \vartheta_{OV,gr,I})$$

Toplinski tok izmijenjen u zoni III:

$$\Phi_{k,III} = q_{m,RT} \cdot (h_2 - h''_2) = 0,0314 \cdot (495,64 - 420,7) = 2,35 \text{ kW}$$

$$\Phi_{k,III} = q_{m,RT} \cdot (h_2 - h''_2) = q_{m,OV} \cdot c_{OV} \cdot (\vartheta_{OV,iz} - \vartheta_{OV,gr,II})$$

Temperatura ogrjevnog medija na granici između zone I i zone II:

$$\vartheta_{OV,gr,I} = \frac{\Phi_{k,I}}{q_{m,OV} \cdot c_{OV}} + \vartheta_{OV,ul} = \frac{0,14}{0,316 \cdot 4,18} + 45 = 45,11^\circ\text{C}$$

Temperatura ogrjevnog medija na granici između zone II i zone III:

$$\vartheta_{OV,gr,II} = \vartheta_{OV,iz} - \frac{\Phi_{k,III}}{q_{m,OV} \cdot c_{OV}} = 50 - \frac{2,35}{0,316 \cdot 4,18} = 48,21^\circ\text{C}$$

Broj kanala kroz koje struji radna tvar:

$$N_{RT} = \frac{N_{kond}}{2} - 1 = \frac{14}{2} - 1 = 6$$

7.3.3.1. Proračun I. dijela kondenzatora

Termodinamička svojstva radne tvari za vrelu kapljevину pri srednjoj temperaturi 51°C :

- Gustoća $\rho_{RT,l} = 901,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

- Specifični toplinski kapacitet $c_{RT,l} = 2,287 \frac{kJ}{kg}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,l} = 0,000823 Pa \cdot s$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{RT,l} = 2,714$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{RT,l} = 0,0694 \frac{W}{mK}$

Brzina strujanja radne tvari kroz pločasti kondenzator u zoni I:

$$w_{RT,I} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT,l} \cdot A_{c,kond} \cdot N_{RT}} = \frac{0,0314}{901,4 \cdot 0,000192 \cdot 6} = 0,03 \frac{m}{s}$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{RT,I} = \frac{w_{RT,I} \cdot \rho_{RT,l} \cdot d_{ek}}{\mu_{RT,l}} = \frac{0,03 \cdot 901,4 \cdot 0,0032}{0,000823} = 1059$$

Nusseltov bezdimenzijski broj računa se prema Wanniarachchi metodi [16] i vrijedi za sljedeće područje veličina:

- $1 < Re < 10^4$
- $20^\circ < \Phi < 62^\circ$

$$Nu_{RT,I} = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3}$$

Pri čemu je:

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_{RT}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,25^{0,661} \cdot 1059^{0,339} = 6,96$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_{RT}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,25^{1-0,712} \cdot 1059^{0,712} = 17,84$$

Iz čega slijedi Nusseltov bezdimenzijski broj:

$$Nu_{RT,I} = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (6,96^3 + 17,84^3)^{1/3} \cdot 2,714^{1/3} = 25,37$$

Koeficijent prijelaza topline na strani ogrjevnog medija:

$$\alpha_{RT,I} = \frac{Nu_{RT,I} \cdot \lambda_{RT,l}}{d_{e,kond}} = \frac{25,37 \cdot 0,0694}{0,0032} = 550 \frac{W}{m^2K}$$

7.3.3.2. Potrebna površina za zonu I

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr,l}) - (\vartheta_{RT,iz} - \vartheta_{OV,ul})}{\ln\left(\frac{\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr}}{\vartheta_{RT,iz} - \vartheta_{OV,ul}}\right)} = \frac{(52 - 45,11) - (50 - 45)}{\ln\left(\frac{52 - 45,11}{50 - 45}\right)} = 5,89^\circ\text{C}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{OV}} + \frac{t}{\lambda_{\zeta}} + \frac{1}{\alpha_{RT,l}}} = \frac{1}{\frac{1}{6547} + \frac{0,0012}{15} + \frac{1}{550}} = 487,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Specifični toplinski tok:

$$q_{A,kond} = k \cdot \Delta\vartheta_m = 487,8 \cdot 5,89 = 2875 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{kond,l,potr} = \frac{\Phi_{k,l}}{q_{A,kond}} = \frac{144}{2875} = 0,05 \text{ m}^2$$

7.3.3.3. Proračun II. dijela kondenzatora

Termodinamička svojstva radne tvari za vrelu kapljevina i suhozasićenu paru pri temperaturi kondenzacije iznose:

Vrela kapljevina:

- Gustoća $\rho_{RT,l} = 891,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{RT,l} = 2,366 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,l} = 0,00008 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{RT,l} = 2,792$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{RT,l} = 0,0683 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Suhozasićena para:

- Gustoća $\rho_{RT,v} = 151,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{RT,v} = 2,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,v} = 0,000017 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{RT,v} = 2,16$

- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{RT,v} = 0,02 \frac{W}{mK}$

Gustoća masenog toka:

$$G_{RT} = \frac{q_{m,RT}}{A_c \cdot N_{RT}} = \frac{0,0314}{0,000192 \cdot 6} = 15,43 \frac{kg}{sm^2}$$

Pretpostavljen specifični toplinski tok:

$$q_{A,kond,pretp} = 10265 \frac{W}{m^2}$$

Boilingov bezdimenzijski broj:

$$B_o = \frac{q_{A,kond}}{G_{RT} \cdot (h'' - h_3)}$$

Termodinamička svojstva radne tvari ovise o sadržaju pare x , a računaju se prema sljedećim izrazima:

Dinamička viskoznost:

$$\mu_{RT,x} = \mu_{RT,l} + x \cdot (\mu_{RT,v} - \mu_{RT,l})$$

Toplinska vodljivost:

$$\lambda_{RT,x} = \lambda_{RT,l} + x \cdot (\lambda_{RT,v} - \lambda_{RT,l})$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{RT,x} = \frac{G_{RT} \cdot d_{e,kond}}{\mu_{RT,x}}$$

Nusseltov bezdimenzijski broj:

$$Nu_{RT,x} = 30 \cdot Re_{RT,x}^{0,875} \cdot B_o^{0,714}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_{RT,x} = \frac{Nu_{RT,x} \cdot \lambda_{RT,x}}{d_{e,kond}}$$

U tablici 11. nalazi se rezultat iterativnog postupaka proračuna prijelaza topline na strani radne tvari u ovisnosti o sadržaju pare. Proračun je prikazan s korakom pare od 0,1 radi lakše preglednosti, dok je u Microsoft Excelu proračun izvršen s korakom pare od 0,01 radi veće točnosti.

Tablica 11. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari

h	x	μ_x	λ_x	Re	Nu	α
kJ/kg	-	Pas	W/mK	-	-	W/m ² K
280.64	0	0.0000806	0.06830	1082.17	208.16	4443.11
295.20	0.1	0.0000743	0.06353	1174.71	223.66	4440.33
309.75	0.2	0.0000679	0.05876	1284.56	241.86	4440.94
324.31	0.3	0.0000616	0.05399	1417.07	263.55	4446.29
338.86	0.4	0.0000552	0.04921	1580.07	289.89	4458.41
353.42	0.5	0.0000489	0.04444	1785.43	322.61	4480.45
367.97	0.6	0.0000425	0.03967	2052.16	364.40	4517.54
382.53	0.7	0.0000362	0.03490	2412.58	419.82	4578.56
397.09	0.8	0.0000298	0.03013	2926.56	497.12	4680.21
411.64	0.9	0.0000235	0.02536	3718.84	613.06	4857.56
426.20	1	0.0000171	0.02058	5099.32	808.11	5197.97

Srednji koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari računa se iz aritmetičke sredine koeficijenata prijelaza topline u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\alpha_{RT,II} = \frac{\sum_{i=0}^n \alpha_{RT,x}}{n} = 4570 \frac{W}{m^2K}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{OV}} + \frac{t}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT,II}}} = \frac{1}{\frac{1}{6547} + \frac{0,0012}{15} + \frac{1}{4570}} = 1981 \frac{W}{m^2K}$$

7.3.3.4. Proračun potrebne površine za zonu II

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr,II}) - (\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr,I})}{\ln\left(\frac{\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr,II}}{\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr,I}}\right)} = \frac{(52 - 48,22) - (52 - 45,1)}{\ln\left(\frac{52 - 48,22}{52 - 45,1}\right)} = 5,18^\circ C$$

Toplinski tok:

$$q_{A,kond} = k \cdot \Lambda \vartheta_m = 1981 \cdot 5,18 = 10265 \frac{W}{m^2}$$

Proračunati toplinski tok je identičan pretpostavljenom toplinskom toku, što znači da je iterativni proračun gotov.

$$q_{A,kond} = q_{A,kond,pretp} = 10265 \frac{W}{m^2}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{kond,II,potr} = \frac{\Phi_{k,II}}{q_{A,kond}} = \frac{4102}{10265} = 0,4 m^2$$

7.3.3.5. Proračun III. dijela kondenzatora

Ulazne vrijednosti za zonu III:

- Toplinski tok izmijenjen u zoni III $\Phi_{k,III} = 2,35 kW$
- Temperatura ogrjevnog medija na izlazu iz zone III $\vartheta_{OV,iz} = 50^\circ C$
- Temperatura ogrjevnog medija granici zona II i III $\vartheta_{OV,gr,II} = 48,2^\circ C$
- Temperatura radne tvari na ulazu u zonu III $\vartheta_{RT,ul} = 101,7^\circ C$
- Temperatura radne tvari na izlazu u zonu III $\vartheta_k = 52^\circ C$

Termodinamička svojstva radne tvari pri srednjoj temperaturi $76,9^\circ C$:

Pregrijana para:

- Gustoća $\rho_{RT,v} = 110,3 \frac{kg}{m^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{RT,v} = 1,392 \frac{kJ}{kg}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,v} = 0,000017 Pa s$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{RT,v} = 1,13$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{RT,v} = 0,021 \frac{W}{mK}$

Brzina strujanja radne tvari kroz pločasti kondenzator:

$$w_{RT,III} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT} \cdot A_c \cdot N_{RT}} = \frac{0,0314}{110,3 \cdot 0,000192 \cdot 6} = 0,25 \frac{m}{s}$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{RT,III} = \frac{w_{RT,III} \cdot \rho_{RT} \cdot d_{ek}}{\mu_{RT}} = \frac{0,25 \cdot 110,3 \cdot 0,0032}{0,000017} = 5127$$

Nusseltov bezdimenzijski broj računa se uz pomoć izraza koji je razvio Talik [13]:

$$Nu_{RT,III} = 0,248 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,4}$$

Uz uvjet:

$$1450 < Re < 11460$$

Iz toga slijedi:

$$Nu_{RT,III} = 0,248 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,4} = 0,248 \cdot 5127^{0,7} \cdot 1,13^{0,4} = 102,95$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{RT,III} = \frac{Nu_{RT,III} \cdot \lambda_{RT}}{d_{e,kond}} = \frac{102,95 \cdot 0,021}{0,0032} = 674 \frac{W}{m^2K}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{OV}} + \frac{t}{\lambda_{\xi}} + \frac{1}{\alpha_{RT,III}}} = \frac{1}{\frac{1}{6547} + \frac{0,0012}{15} + \frac{1}{674}} = 565,2 \frac{W}{m^2K}$$

7.3.3.6. Proračun potrebne površine za izmjenu topline

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_{RT,ul} - \vartheta_{OV,iz}) - (\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{RT,ul} - \vartheta_{OV,iz}}{\vartheta_k - \vartheta_{OV,gr}}\right)} = \frac{(101,7 - 50) - (52 - 48,22)}{\ln\left(\frac{101,7 - 50}{52 - 48,22}\right)} = 14,6^{\circ}C$$

Toplinski tok:

$$q_{A,kond} = k \cdot \Delta\vartheta_m = 565,2 \cdot 14,6 = 8245 \frac{W}{m^2}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{kond,III,potr} = \frac{\Phi_{k,III}}{q_{A,kond}} = \frac{2354}{8245} = 0,285 m^2$$

7.3.4. Potrebna ukupna površina kondenzatora

Ukupna potrebna površina kondenzatora jednaka je zbroju potrebnih površina sve 3 zone kondenzatora i iznosi:

$$A_{kond,potr} = A_{kond,I,potr} + A_{kond,II,potr} + A_{kond,III,potr} = 0,05 + 0,4 + 0,285 = 0,74 m^2$$

Prema ranije provedenom proračunu na raspolaganju nam je površina kondenzatora u iznosu od:

$$A_{kond} = 0,76 \text{ m}^2$$

Predimenzioniranost pločastog kondenzatora:

$$\Delta A_{kond} = \frac{A_{kond} - A_{kond,potr}}{A_{kond,potr}} = \frac{0,76 - 0,74}{0,74} = 4\%$$

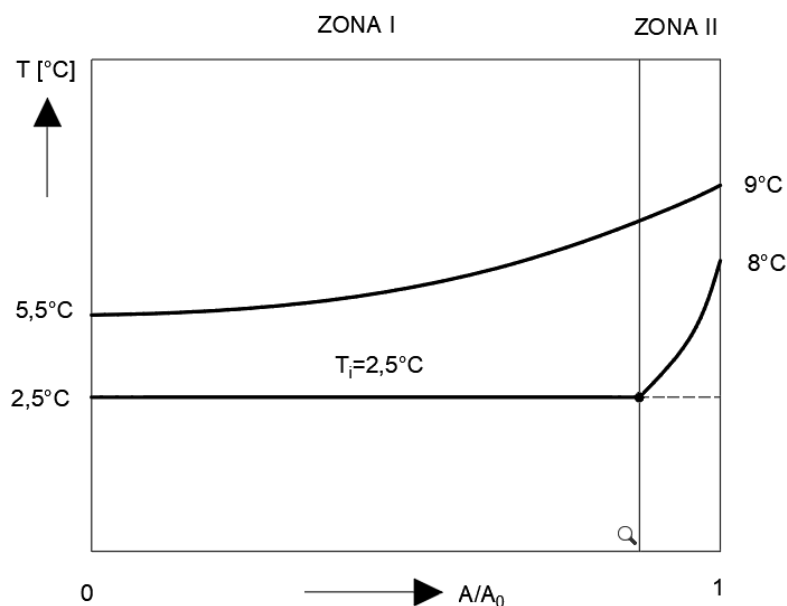
Kondenzator je predimenzioniran 4%.

7.4. Termodinamički proračun pločastog isparivača:

Ulazni podatci:

- Toplinski tok izmijenjen na isparivaču $\Phi_i = 4,484 \text{ kW}$
- Temperatura vodene otopine glikola na ulazu u isparivač $\vartheta_{GL,ul} = 12^\circ\text{C}$
- Temperatura vodene otopine glikola na izlazu iz isparivača $\vartheta_{GL,iz} = 8^\circ\text{C}$
- Temperatura radne tvari na ulazu u isparivač $\vartheta_{RT,ul} = 2,5^\circ\text{C}$
- Temperatura radne tvari na izlazu iz isparivača $\vartheta_{RT,iz} = 8^\circ\text{C}$

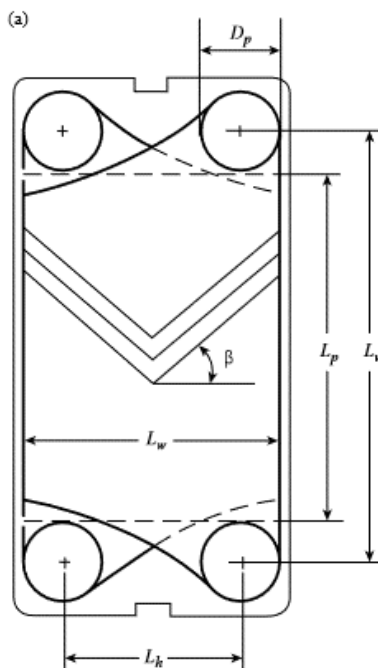
Na slici 25. prikazana je podjela isparivača na zone kao i temperaturne vrijednosti radnih medija. U zoni I dolazi do isparavanja radne tvari, dok se u zoni II radna tvar pregrijava za temperaturu pregrijanja $\Delta\vartheta_{preg} = 5,5^\circ\text{C}$.



Slika 25. T-A dijagram isparivača topline

7.4.1. Odabir pločastog isparivača

Proračun pločastog isparivača provodi se iterativnim postupkom rješavanja pri čemu se mijenja broj ploča isparivača uz uvjet da pretpostavljeni i dobiveni specifični tokovi budu što sličniji, odnosno da je postotak predimensioniranosti što manji.



Slika 26. Geometrija ploče isparivača [13]

Dimenzije odabranog pločastog isparivača:

- Visina isparivača $H_{isp} = 0,526 \text{ m}$
- Širina isparivača $B_{isp} = 0,119 \text{ m}$
- Kut orebrenja isparivača $\beta_{isp} = 60^\circ$
- Faktor površine isparivača $\Phi_{isp} = 1,25$
- Dubina orebrenja (širina kanala) $b_{isp} = 0,002 \text{ m}$
- Broj ploča isparivača $N_{isp} = 22$
- Razmak između ulaza i izlaza isparivača $L_v = 0,479 \text{ m}$
- Razmak između ulaza RT i izlaza etilen glikola $L_h = 0,072 \text{ m}$
- Promjer ulaza/izlaza isparivača $D_p = 0,024 \text{ m}$
- Toplinska provodnost ploče isparivača $\lambda_{\xi} = 15 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Debljina ploče isparivača $t = 0,0012 \text{ m}$

7.4.2. Proračun izmjenjivačke površine pločastog isparivača

Ekvivalentni promjer kanala :

$$d_{e,isp} = 2 \cdot \frac{b_{isp}}{\Phi_{isp}} = 2 \cdot \frac{0,002}{1,25} = 0,0032 \text{ m}$$

Visina izmjenjivačke površine [13]:

$$L_p = L_v - D_p = 0,479 - 0,024 = 0,455 \text{ m}$$

Širina izmjenjivačke površine [13]:

$$L_w = L_h + D_p = 0,072 + 0,024 = 0,096 \text{ m}$$

Mora vrijediti uvjet [13]:

$$L_p > 1,8 \cdot L_w$$

$$0,455 > 0,173 \quad \text{Uvjet zadovoljen!}$$

Površina kanala:

$$A_{c,isp} = L_w \cdot b = 0,096 \cdot 0,002 = 0,000192 \text{ m}^2$$

Projicirana površina:

$$A_p = N \cdot L_p \cdot L_w = 22 \cdot 0,455 \cdot 0,096 = 0,96 \text{ m}^2$$

Ukupna površina izmjene topline:

$$A_{isp} = \Phi \cdot A_p = 1,25 \cdot 0,96 = 1,2 \text{ m}^2$$

7.4.3. Proračun na strani vodene otopine etilen glikola

Termodinamička svojstva 15%-tne vodene otopine etilen glikola pri srednjoj temperaturi 7,25°C:

- Gustoća $\rho_{GL} = 1020 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{GL} = 3,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{GL} = 0,00213 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{GL} = 16,42$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{GL} = 0,514 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Maseni protok vodene otopine etilen glikola:

$$q_{m,GL} = \frac{\Phi_i}{c_{GL} \cdot (\vartheta_{GL,ul} - \vartheta_{GL,iz})} = \frac{4,48}{3,96 \cdot (9 - 5,5)} = 0,32 \frac{kg}{s}$$

Broj kanala za strujanje vodene otopine etilen glikola:

$$N_{GL} = \frac{N_{isp}}{2} = \frac{22}{2} = 11$$

Brzina strujanja vodene otopine etilen glikola kroz pločasti isparivač:

$$w_{GL,I} = \frac{q_{m,GL}}{\rho_{GL} \cdot A_{c,isp} \cdot N_{GL}} = \frac{0,32}{1020 \cdot 0,000192 \cdot 11} = 0,15 \frac{m}{s}$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{GL,I} = \frac{w_{GL,I} \cdot \rho_{GL} \cdot d_{ek}}{\mu_{GL}} = \frac{0,15 \cdot 1020 \cdot 0,0032}{0,0021} = 230$$

Nusseltov bezdimenzijski broj računa se prema Wanniarachchi metodi [16] i vrijedi za sljedeće područje veličina:

- $1 < Re < 10^4$
- $20^\circ < \Phi < 62^\circ$

$$Nu_{GL} = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3}$$

Pri čemu je:

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_{GL}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,25^{0,661} \cdot 230^{0,339} = 4,15$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_{GL}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,25^{1-0,712} \cdot 230^{0,712} = 6$$

Iz čega slijedi Nusseltov bezdimenzijski broj:

$$Nu_{GL} = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (4,15^3 + 6^3)^{1/3} \cdot 16,42^{1/3} = 16,8$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vodene otopine etilen glikola:

$$\alpha_{GL} = \frac{Nu_{GL} \cdot \lambda_{GL}}{d_{ek}} = \frac{16,8 \cdot 0,514}{0,0032} = 2698 \frac{W}{m^2K}$$

7.4.4. Proračun na strani radne tvari

Proračun na strani radne tvari isparivača podijeljen je u dvije zone zbog različitih koeficijenata prijelaza topline. Proračun zone I odnosi se na dio topline izmijenjen pri konstantnoj temperaturi isparivanja radne tvari $\vartheta_i = 2,5^\circ C$, dok se proračun zone II odnosi se na dio topline izmijenjen pri pregrijanje radne tvari za $\Delta\vartheta_{preg} = 5^\circ C$.

Termodinamička svojstva radne tvari za vrelo kapljevino i suhozasićenu paru pri temperaturi isparivanja $T_i = 2,5^\circ\text{C}$:

Vrela kapljevina:

- Gustoća $\rho_{RT,l} = 1160 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{RT,l} = 1,53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,l} = 0,00016 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{RT,l} = 2,398$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{RT,l} = 0,102 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Suhozasićena para:

- Gustoća $\rho_{RT,v} = 33,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{RT,v} = 1,153 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,v} = 0,0000122 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{RT,v} = 1,103$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{RT,v} = 0,0127 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Toplina isparavanja izmijenjena u zoni I, tj. toplinski tok potreban za isparavanje radne tvari:

$$\Phi_{i,I} = q_{m,RT} \cdot (h_4'' - h_4) = 0,0314 \cdot (422,12 - 285,5) = 4,29 \text{ kW}$$

$$\Phi_{i,I} = q_{m,RT} \cdot (h_4'' - h_4) = q_{m,GL} \cdot c_{GL} \cdot (\vartheta_{GL,gr} - \vartheta_{GL,iz})$$

Toplinski tok izmijenjen u zoni II potreban za pregrijavanje radne tvari:

$$\Phi_{i,II} = q_{m,RT} \cdot (h_1 - h_4'') = 0,0314 \cdot (428,3 - 422,12) = 0,19 \text{ kW}$$

$$\Phi_{i,II} = q_{m,RT} \cdot (h_1 - h_4'') = q_{m,GL} \cdot c_{GL} \cdot (\vartheta_{GL,ul} - \vartheta_{GL,gr})$$

Toplinski tok izmijenjen na isparivaču:

$$\Phi_i = q_{m,GL} \cdot c_{GL} \cdot (\vartheta_{GL,ul} - \vartheta_{GL,iz})$$

Temperatura vodene otopine etilen glikola na granici između zone I i zone II:

$$\vartheta_{GL,gr,I} = \frac{\Phi_{i,I}}{q_{m,GL} \cdot c_{GL}} + \vartheta_{GL,iz} = \frac{0,14}{0,316 \cdot 3,96} + 5,5 = 8,93^\circ\text{C}$$

7.4.4.1. Proračun zone I

Broj kanala kroz koje struji radna tvar:

$$N_{RT,I} = \frac{N_{isp}}{2} - 1 = \frac{22}{2} - 1 = 10$$

Gustoća masenog toka:

$$G_{RT} = \frac{q_{m,RT}}{A_c \cdot N_{RT}} = \frac{0,0314}{0,000192 \cdot 10} = 16,36 \frac{kg}{sm^2}$$

Pretpostavljen specifični toplinski tok:

$$q_{A,isp} = 4420 \frac{W}{m^2}$$

Boilingov bezdimenzijski broj:

$$Bo_{RT} = \frac{q_{A,isp}}{G_{RT} \cdot (h_4'' - h_4)} = \frac{4,42}{16,36 \cdot (422,12 - 285,5)} = 0,00198$$

Termodinamička svojstva radne tvari ovise o sadržaju pare x , a računaju se prema sljedećim izrazima:

Dinamička viskoznost:

$$\mu_{RT,x} = \mu_{RT,l} + x \cdot (\mu_{RT,v} - \mu_{RT,l})$$

Toplinska vodljivost:

$$\lambda_{RT,x} = \lambda_{RT,l} + x \cdot (\lambda_{RT,v} - \lambda_{RT,l})$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{RT,x} = \frac{G_{RT} \cdot d_{e,isp}}{\mu_{RT,x}}$$

Nusseltov bezdimenzijski broj:

$$Nu_{RT,x} = 30 \cdot Re_{RT,x}^{0,875} \cdot Bo^{0,714}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_{RT,x} = \frac{Nu_{RT,x} \cdot \lambda_{RT,x}}{d_{e,isp}}$$

U tablici 12. sivom bojom je prikazano područje izmjene topline na I. dijelu pločastog izmjenjivača. Mokra para sadržaja $x = 0.396$ ulazi u prvi dio isparivača i isparava do sadržaja pare $x=1$.

Tablica 12. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari

h	x	μ_x	λ_x	Re	Nu	α
kJ/kg	-	Pa s	W/mK	-	-	W/m ² K
203.55	0.0	0.000160	0.102	328.0	55.97	1782.6
224.26	0.1	0.000145	0.093	361.3	60.92	1770.5
244.96	0.2	0.000130	0.084	402.3	66.92	1758.3
265.66	0.3	0.000115	0.075	453.7	74.34	1746.2
285.50	0.396	0.000101	0.067	517.0	83.34	1735.0
286.37	0.4	0.000101	0.066	520.1	83.79	1734.6
307.06	0.5	0.000086	0.057	609.4	96.24	1724.2
327.76	0.6	0.000071	0.048	735.7	113.48	1716.7
348.47	0.7	0.000056	0.039	928.0	139.05	1715.9
369.17	0.8	0.000042	0.031	1256.3	181.25	1731.5
389.87	0.9	0.000027	0.022	1944.2	265.61	1796.9
410.57	1.0	0.000012	0.013	4297.6	531.68	2115.1

Srednji koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari računa se iz aritmetičke sredine koeficijenata prijelaza topline u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\alpha_{RT,I} = \frac{\sum_{i=0}^n \alpha_{RT,,x}}{n} = 1790 \frac{W}{m^2K}$$

7.4.4.2. Proračun potrebne površine za izmjenu topline zone I

Koeficijent prolaza topline:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{GL}} + \frac{t}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT,I}}} = \frac{1}{\frac{1}{2698} + \frac{0,0012}{15} + \frac{1}{1790}} = 991 \frac{W}{m^2K}$$

Srednja logaritamska temperatura iznosi:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_{GL,gr} - \vartheta_i) - (\vartheta_{GL,iz} - \vartheta_i)}{\ln\left(\frac{\vartheta_{GL,gr} - \vartheta_i}{\vartheta_{GL,iz} - \vartheta_i}\right)} = \frac{(8,93 - 2,5) - (5,5 - 2,5)}{\ln\left(\frac{8,93 - 2,5}{5,5 - 2,5}\right)} = 4,5^\circ C$$

Toplinski tok:

$$q_{A,isp} = k \cdot \Delta\vartheta_m = 991 \cdot 4,5 = 4485 \frac{W}{m^2}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{isp,I,potr} = \frac{\Phi_{i,I}}{q_{A,isp}} = \frac{4291}{4485} = 0,957 \text{ m}^2$$

7.4.4.3. Proračun zone II

Termodinamička svojstva radne tvari za pregrijanu paru pri srednjoj temperaturi 5,25°C:

- Gustoća $\rho_{RT,v} = 32,47 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{RT,v} = 1,118 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,v} = 0,0000123 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{RT,v} = 1,066$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{RT,v} = 0,0129 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Brzina strujanja radne tvari kroz pločasti isparivač:

$$w_{RT,II} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT} \cdot A_{c,isp} \cdot N_{RT}} = \frac{0,0314}{32,47 \cdot 0,000192 \cdot 10} = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{RT,II} = \frac{w_{RT,II} \cdot \rho_{RT} \cdot d_{ek,isp}}{\mu_{RT}} = \frac{0,5 \cdot 32,47 \cdot 0,0032}{0,0000123} = 4255,7$$

Nusseltov broj se računa prema izrazu koji je definirao Talik za $\beta = 60^\circ$ uz uvjet [13]:

$$1450 < Re < 11460 \quad - \text{Uvjet zadovoljava!}$$

$$Nu_{RT,II} = 0,248 \cdot Re_{RT,II}^{0,7} \cdot Pr_{RT,II}^{0,4} = 0,248 \cdot 4255,7^{0,7} \cdot 1,066^{0,4} = 88,27$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{RT,II} = \frac{Nu_{RT,II} \cdot \lambda_{RT}}{d_{ek,isp}} = \frac{88,27 \cdot 0,0129}{0,0032} = 356 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

7.4.4.4. Proračun potrebne površine za izmjenu topline zone II

Koeficijent prolaza topline:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{GL,II}} + \frac{t}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT,II}}} = \frac{1}{\frac{1}{2698} + \frac{0,0012}{15} + \frac{1}{356}} = 307 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_{GL,ul} - \vartheta_{RT,iz}) - (\vartheta_{GL,gr} - \vartheta_i)}{\ln\left(\frac{\vartheta_{GL,ul} - \vartheta_{RT,iz}}{\vartheta_{GL,gr} - \vartheta_i}\right)} = \frac{(9 - 8) - (8,93 - 2,5)}{\ln\left(\frac{9 - 8}{8,93 - 2,5}\right)} = 2,92^\circ\text{C}$$

Toplinski tok:

$$q_{A,isp} = k \cdot \Delta\vartheta_m = 307 \cdot 2,92 = 895,65 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{isp,I,potr} = \frac{\Phi_{i,II}}{q_{A,isp}} = \frac{193,5}{895,65} = 0,216 \text{ m}^2$$

7.4.5. Ukupna potrebna površina za izmjenu topline

Ukupna potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{isp,potr} = A_{isp,I,potr} + A_{isp,II,potr} = 0,954 + 0,216 = 1,17 \text{ m}^2$$

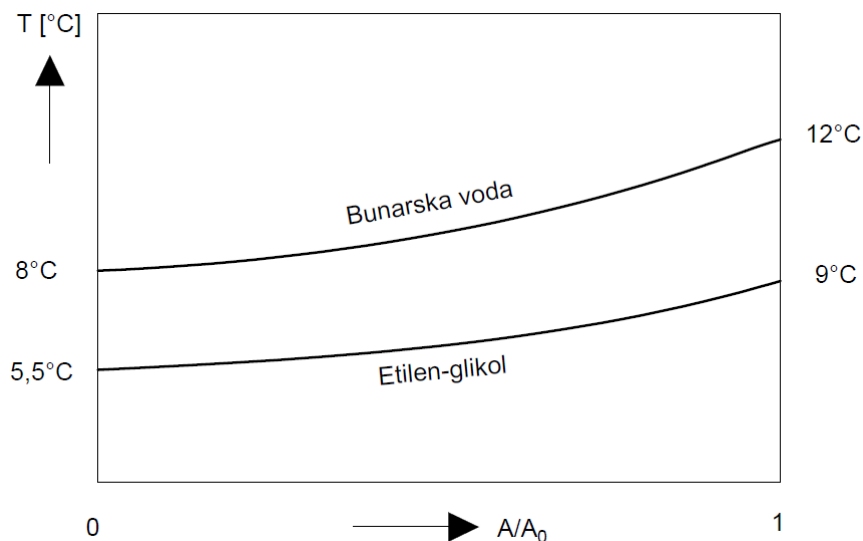
Predimenzioniranost odabranog pločastog isparivača u odnosu na teorijski potrebni:

$$\Delta A = \frac{A_{isp} - A_{isp,potr}}{A_{isp,potr}} = \frac{1,20 - 1,17}{1,17} = 2,4\%$$

Isparivač je predimenzioniran 2,4%.

7.5. Proračun međuizmjenjivača topline

Međuizmjenjivač topline postavlja se u krug između bunarske vode i dizalice topline te služi kao zaštita kruga dizalice topline od agresivne bunarske vode. Voda približno konstantne temperature crpi se iz bunara potopnom pumpom i prolazi kroz međuizmjenjivač gdje predaje toplinu sekundarnom krugu te se ispušta u nizvodni bunar. Sekundarni krug je izoliran i nalazi se pod zemljom kako bi se smanjili toplinski gubitci cjevovoda i zaštitio sustav od zamrzavanja. U sekundarnom krugu radni medij je 15% otopina etilen glikola radi dodatne zaštite od zamrzavanja. Sekundarni krug preko isparivača predaje toplinu radnoj tvari. Na slici 27. je prikazan dijagram s ulaznim i izlaznim temperaturama u međuizmjenjivač.



Slika 27. T-A dijagram međuzmjenjivača

Ulazni podatci:

- Toplinski tok izmijenjen na isparivaču $\Phi_i = 4,48 \text{ kW}$
- Temperatura etilen glikola na ulazu u međuisparivač $\vartheta_{GL,ul} = 5,5^\circ\text{C}$
- Temperatura etilen glikola na izlazu iz međuisparivača $\vartheta_{GL,iz} = 9^\circ\text{C}$
- Temperatura bunarske vode na ulazu u međuisparivač $\vartheta_{BV,ul} = 12^\circ\text{C}$
- Temperatura bunarske vode na izlazu iz međuisparivača $\vartheta_{BV,iz} = 8^\circ\text{C}$

Termodinamička svojstva vode bunarske vode pri srednjoj temperaturi 10°C :

- Gustoća $\rho_{BV} = 999,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{BV} = 4,195 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{BV} = 0,00131 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{BV} = 9,466 -$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{BV} = 0,5788 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Termodinamička svojstva 15%-tne otopine etilen glikola pri srednjoj temperaturi $7,25^\circ\text{C}$:

- Gustoća $\rho_{GL} = 1020 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{GL} = 3,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

- Dinamička viskoznost $\mu_{GL} = 0,0021 \text{ Pa s}$
- Prandltov bezdimenzijski broj $Pr_{GL} = 16,4$
- Koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{GL} = 0,5136 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Maseni protok vode vodene otopine etilen glikola:

$$q_{m,GL} = \frac{\Phi_i}{c_{GL} \cdot (\vartheta_{GL,iz} - \vartheta_{BV,ul})} = \frac{4,48}{3,96 \cdot (9 - 5,5)} = 0,305 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Maseni protok bunarske vode:

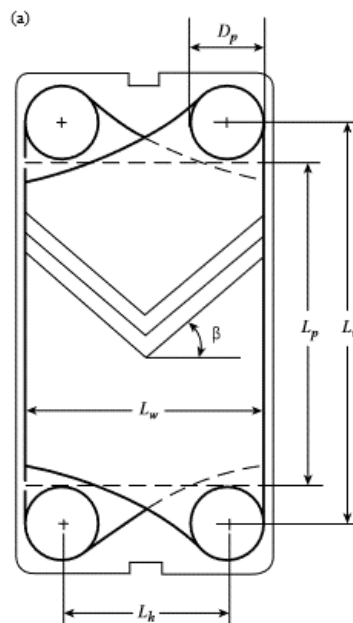
$$q_{m,BV} = \frac{\Phi_i}{c_{BV} \cdot (\vartheta_{BV,ul} - \vartheta_{BV,iz})} = \frac{4,48}{4,195 \cdot (12 - 8)} = 0,283 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Volumni protok bunarske vode:

$$q_{V,BV} = \frac{q_{m,BV}}{\rho_{BV}} = \frac{0,283}{999,7} = 0,000283 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1,04 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

7.5.1. Odabir pločastog isparivača

Proračun međuizmjenjivača provodi se iterativnim postupkom rješavanja kao i proračuni kondenzatora i isparivača pri čemu se mijenja broj ploča uz uvjet da pretpostavljeni i dobiveni specifični tokovi budu što sličniji, odnosno da je postotak predimenzioniranosti što manji. Za međuizmjenjivač odabran je lemljeni pločasti izmjenjivač, tip B25TH [12].



Slika 28. Geometrija ploče isparivača [13]

Dimenzije odabranog pločastog isparivača:

- Visina međuzmjenjivača $H_{mi} = 0,526 \text{ m}$
- Širina međuzmjenjivača $B_{mi} = 0,119 \text{ m}$
- Kut orebrenja međuzmjenjivača $\beta_{mi} = 60^\circ$
- Faktor površine međuzmjenjivača $\Phi_{mi} = 1,25$
- Dubina orebrenja (širina kanala) $b_{mi} = 0,002 \text{ m}$
- Broj ploča međuzmjenjivača $N_{mi} = 24$
- Razmak između ulaza i izlaza međuzmjenjivača $L_v = 0,479 \text{ m}$
- Razmak između ulaza i izlaza rashladne vode $L_h = 0,072 \text{ m}$
- Promjer ulaza/izlaza međuzmjenjivača $D_p = 0,024 \text{ m}$
- Toplinska provodnost ploče međuzmjenjivača $\lambda_{\check{c}} = 15 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Debljina ploče međuzmjenjivača $t = 0,0012 \text{ m}$

7.5.2. Proračun izmjenjivačke površine međuzmjenjivača

Ekvivalentni promjer kanala :

$$d_{e,mi} = 2 \cdot \frac{b_{mi}}{\Phi_{mi}} = 2 \cdot \frac{0,002}{1,25} = 0,0032 \text{ m}$$

Visina izmjenjivačke površine [13]:

$$L_p = L_v - D_p = 0,479 - 0,024 = 0,455 \text{ m}$$

Širina izmjenjivačke površine [13]:

$$L_w = L_h + D_p = 0,072 + 0,024 = 0,096 \text{ m}$$

Mora vrijediti uvjet [13]:

$$L_p > 1,8 \cdot L_w$$

$$0,455 > 0,173 \quad \text{Uvjet zadovoljen!}$$

Površina kanala:

$$A_{c,mi} = L_w \cdot b = 0,096 \cdot 0,002 = 0,000192 \text{ m}^2$$

Projecirana površina:

$$A_p = N \cdot L_p \cdot L_w = 24 \cdot 0,455 \cdot 0,096 = 1,05 \text{ m}^2$$

Ukupna površina izmjene topline:

$$A_{mi} = \Phi \cdot A_p = 1,25 \cdot 1,05 = 1,31 \text{ m}^2$$

7.5.3. Proračun sekundarnog kruga

Broj kanala za strujanje etilen glikola:

$$N_{GL} = \frac{N_{mi}}{2} = \frac{26}{2} = 13$$

Brzina strujanja etilen glikola kroz međuizmjenjivač:

$$w_{GL} = \frac{q_{m,GL}}{\rho_{GL} \cdot A_{c,mi} \cdot N_{GL}} = \frac{0,283}{1020 \cdot 0,000192 \cdot 13} = 0,13 \frac{m}{s}$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{GL} = \frac{w_{GL} \cdot \rho_{GL} \cdot d_{ek,mi}}{\mu_{GL}} = \frac{0,13 \cdot 1020 \cdot 0,0032}{0,0021} = 199,1$$

Nusseltov bezdimenzijski broj računa se prema Wanniarachchi metodi [16] i vrijedi za sljedeće područje veličina:

- $1 < Re < 10^4$
- $20^\circ < \Phi < 62^\circ$

$$Nu_{GL} = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3}$$

Pri čemu je:

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_{GL}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,25^{0,661} \cdot 199,1^{0,339} = 3,95$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_{GL}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,25^{1-0,712} \cdot 199,1^{0,712} = 5,43$$

Iz čega slijedi Nusseltov bezdimenzijski broj:

$$Nu_{GL} = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (3,95^3 + 5,43^3)^{1/3} \cdot 16,4^{1/3} = 15,38$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

$$\alpha_{GL} = \frac{Nu_{GL} \cdot \lambda_{GL}}{d_{ek,mi}} = \frac{15,38 \cdot 0,5136}{0,0032} = 2469 \frac{W}{m^2 K}$$

7.5.4. Proračun kruga bunarske vode

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_{BV} = \frac{N_{mi}}{2} - 1 = \frac{24}{2} - 1 = 11$$

Brzina strujanja vode sekundarnog kruga kroz međuizmjenjivač:

$$w_{BV} = \frac{q_{m,BV}}{\rho_{BV} \cdot A_{c,mi} \cdot N_{BV}} = \frac{0,305}{999,7 \cdot 0,000192 \cdot 11} = 0,134 \frac{m}{s}$$

Reynoldsov bezdimenzijski broj:

$$Re_{BV} = \frac{w_{BV} \cdot \rho_{BV} \cdot d_{ek,mi}}{\mu_{BV}} = \frac{0,134 \cdot 999,7 \cdot 0,0032}{0,0013} = 328,5$$

Nusseltov bezdimenzijski broj računa se prema Wanniarachchi metodi [16] i vrijedi za sljedeće područje veličina:

- $1 < Re < 10^4$
- $20^\circ < \Phi < 62^\circ$

$$Nu_{BW} = (Nu_i^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3}$$

Pri čemu je:

$$Nu_t = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_{BV}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,25^{0,661} \cdot 328,5^{0,339} = 4,68$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_{BV}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,25^{1-0,712} \cdot 328,5^{0,712} = 7,75$$

Iz čega slijedi Nusseltov bezdimenzijski broj:

$$Nu_{BV} = (Nu_i^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (4,68^3 + 7,75^3)^{1/3} \cdot 9,465^{1/3} = 17,5$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

$$\alpha_{BV} = \frac{Nu_{BV} \cdot \lambda_{BV}}{d_{ek,mi}} = \frac{17,5 \cdot 0,579}{0,0032} = 3169,5 \frac{W}{m^2K}$$

7.5.5. Proračun potrebne površine za izmjenu topline

Koeficijent prolaza topline:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{GL}} + \frac{t}{\lambda_{\xi}} + \frac{1}{\alpha_{BV}}} = \frac{1}{\frac{1}{2468,6} + \frac{0,0012}{16,5} + \frac{1}{3169,5}} = 1249 \frac{W}{m^2K}$$

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_{BV,ul} - \vartheta_{GL,iz}) - (\vartheta_{BV,iz} - \vartheta_{GL,ul})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{BV,ul} - \vartheta_{GL,iz}}{\vartheta_{BV,iz} - \vartheta_{GL,ul}}\right)} = \frac{(12 - 9) - (8 - 5,5)}{\ln\left(\frac{12 - 9}{8 - 5,5}\right)} = 2,74^\circ C$$

Toplinski tok:

$$q_{A,mi} = k \cdot \Delta\vartheta_m = 1249 \cdot 2,74 = 3425 \frac{W}{m^2}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{mi,potr} = \frac{\Phi_i}{q_{A,mi}} = \frac{4485}{3425} = 1,309 \text{ m}^2$$

Predimenzioniranost odabranog pločastog isparivača u odnosu na teorijski potrebni:

$$\Delta A = \frac{A_{mi} - A_{mi,potr}}{A_{mi,potr}} = \frac{1,31 - 1,309}{1,309} = 0,1\%$$

Pločasti međuzmjenjivač je predimenzioniran 0,1%.

8. DIMENZIONIRANJE KOMPONENTI

8.1. Dimenzioniranje cjevovoda kruga dizalice topline

Za dimenzioniranje cjevovoda potrebno je odabrati brzine strujanja radne tvari u cjevovodu. Brzina strujanja se ograničava se da ne premaši određene vrijednosti kako bi pad tlaka bio u dozvoljenom području. Također brzina strujanja radne tvari mora biti dovoljno velika da se mazivo ulje transportira nazad u kompresor. Preporučene brzine strujanja prikazane su u tablici 13:

Tablica 13. Preporučena brzina strujanja [17]

Radna tvar	Usisni vod [m/s]	Tlačni vod [m/s]	Kapljeviti vod [m/s]
R410A	8 – 12	10 – 15	0,4 – 1,2

Brzina strujanja vode u priključnim cjevovodima u sekundarnom krugu i krugu bunarske vode ograničava se zbog sprječavanja šumova i vibracija te mora vrijediti [18]:

$$w \leq 2,5 \frac{m}{s}$$

8.1.1. Proračun cjevovoda usisnog voda

Ulazni podatci:

- Maseni protok radne tvari: $q_{m,RT} = 0,0314 \frac{kg}{s}$
- Gustoća radne tvari: $\rho_{RT} = 21,3 \frac{kg}{m^3}$
- Odabrana brzina strujanja: $w_{RT} = 10 \frac{m}{s}$

Volumni protok radne tvari iznosi:

$$q_{v,RT} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT}} = \frac{0,0314 \frac{kg}{s}}{21,3 \frac{kg}{m^3}} = 0,00137 \frac{m^3}{s}$$

Promjer cijevi usisnog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{v,RT}}{\pi \cdot w_{RT}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00137}{\pi \cdot 10}} = 0,0137 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 16 \times 1$ mm, unutarnjeg promjera $d_u = 14$ mm, za koju stvarna brzina strujanja radne tvari iznosi:

$$w_{RT,st} = \frac{4 \cdot q_{v,RT}}{\pi \cdot d_u^2} = \frac{4 \cdot 0,00137}{\pi \cdot 0,014^2} = 9,58 \frac{m}{s}$$

8.1.2. Proračun cjevovoda tlačnog voda

Ulazni podatci:

- Maseni protok radne tvari: $q_{m,RT} = 0,0314 \frac{kg}{s}$
- Gustoća radne tvari: $\rho_{RT} = 100,7 \frac{kg}{m^3}$
- Odabrana brzina strujanja: $w_{RT} = 12,5 \frac{m}{s}$

Volumni protok radne tvari iznosi:

$$q_{v,RT} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT}} = \frac{0,0314 \frac{kg}{s}}{100,7} = 0,000312 \frac{m^3}{s}$$

Promjer cijevi tlačnog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{v,RT}}{\pi \cdot w_{RT}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000312}{\pi \cdot 12,5}} = 0,0056 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 8 \times 1$ mm, unutarnjeg promjera $d_u = 6$ mm, za koju stvarna brzina strujanja radne tvari iznosi:

$$w_{RT,st} = \frac{4 \cdot q_{v,RT}}{\pi \cdot d_u^2} = \frac{4 \cdot 0,000312}{\pi \cdot 0,006^2} = 11,03 \frac{m}{s}$$

8.1.3. Proračun cjevovoda kapljevinskog voda

Ulazni podatci:

- Maseni protok radne tvari: $q_{m,RT} = 0,0314 \frac{kg}{s}$

- Gustoća radne tvari $\rho_{RT} = 999,3 \frac{kg}{m^3}$
- Odabrana brzina strujanja $w_{RT} = 0,8 \frac{m}{s}$

Volumni protok radne tvari iznosi:

$$q_{v,RT} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT}} = \frac{0,0314 \frac{kg}{s}}{999,3} = 0,000031 \frac{m^3}{s}$$

Promjer cijevi kapljevinskog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{v,RT}}{\pi \cdot w_{RT}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000031}{\pi \cdot 0,8}} = 0,00707 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 8 \times 1$ mm, unutarnjeg promjera $d_u = 6$ mm, za koju stvarna brzina strujanja radne tvari iznosi:

$$w_{RT,st} = \frac{4 \cdot q_{v,RT}}{\pi \cdot d_u^2} = \frac{4 \cdot 0,0000307}{\pi \cdot 0,006^2} = 1,11 \frac{m}{s}$$

8.2. Dimenzioniranje cjevovoda u krugu međuizmjenjivača

Za krug glikolne smjese između bunarske vode i kruga dizalice topline također se dimenzionira cjevovod. Ulazni podatci za krug međuizmjenjivača:

- Maseni protok etilen glikola: $q_{m,GL} = 0,305 \frac{kg}{s}$
- Gustoća radne tvari $\rho_{GL} = 1020 \frac{kg}{m^3}$
- Odabrana brzina strujanja $w_{GL} = 0,8 \frac{m}{s}$

Volumni protok radne tvari iznosi:

$$q_{v,GL} = \frac{q_{m,GL}}{\rho_{GL}} = \frac{0,305 \frac{kg}{s}}{1020} = 0,000299 \frac{m^3}{s}$$

Promjer cijevi međuzmjenjivača:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{v,GL}}{\pi \cdot w_{GL}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000299}{\pi \cdot 0,8}} = 0,0218 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 22 \times 1$ mm, unutarnjeg promjera $d_u = 20$ mm, za koju stvarna brzina strujanja vodene otopine etilen glikola iznosi:

$$w_{GL,st} = \frac{4 \cdot q_{v,GL}}{\pi \cdot d_u^2} = \frac{4 \cdot 0,000037}{\pi \cdot 0,020^2} = 0,95 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

8.3. Dimenzioniranje cjevovoda u krugu bunarske vode

Za protok bunarske vode od mjesta usisa do mjesta ispusta dimenzionira se cjevovod sa sljedećim ulazni vrijednostima:

- Maseni protok bunarske vode $q_{m,BV} = 0,283 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- Gustoća radne tvari $\rho_{BV} = 999,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Odabrana brzina strujanja $w_{BV} = 0,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Volumni protok radne tvari iznosi:

$$q_{v,BV} = \frac{q_{m,BV}}{\rho_{BV}} = \frac{0,0369 \text{ kg}}{999,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,000283 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Promjer cijevi:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{v,BV}}{\pi \cdot w_{BV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000283}{\pi \cdot 0,8}} = 0,021 \text{ m}$$

Odabrana je vodovodna cijev PEHD $\Phi 25 \times 2$ mm, unutarnjeg promjera $d_u = 21$ mm, za koju stvarna brzina strujanja bunarske vode iznosi:

$$w_{BV,st} = \frac{4 \cdot q_{v,BV}}{\pi \cdot d_u^2} = \frac{4 \cdot 0,000283}{\pi \cdot 0,021^2} = 0,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

8.4. Proračun potopne pumpe za krug bunarske vode

Potopna pumpa polaže se u bunar kako bi dopremala potrebnu količinu vode do međuizmjenjivača topline. Za pumpu je potrebno je proračunati visinu dobave kako bi pumpa bila u mogućnosti dopremiti vodu do međuizmjenjivača, kroz međuizmjenjivač i do ponornog bunara. Najveći pad tlaka nastaje za savladavanje visine crpnog bunara. Dubina crpnog bunara je 8 m ispod razine tla, dok će se voda ispuštati u ponorni bunar na dubini od 6 m ispod razine tla, što znači da pumpa mora savladati visinsku razliku od 2 m. Osim visine, pumpa mora savladati pad tlaka uslijed trenja, pad tlaka uslijed lokalnih gubitaka te pad tlaka kroz međuizmjenjivač. Proračun pada tlaka prikazan je na tablici 14.

Tablica 14. Proračun pada tlaka cjevovoda kruga bunarske vode

Dužina	Protok	Promjer cjevovoda Du	Brzina strujanja	R	Δp Trenje	$\Sigma \zeta$	Δp - Lokalni gubitci L	Visina	Δp Visina Z	UKUPNO
m	kg/s	mm	m/s	Pa/m	Pa	-	Pa	m	Pa	Pa
20	0.28	20	0,89	400	8000	16	6355	2	19620	33975

Prema proračunu pad tlaka cjevovoda iznosi 33975 Pa. Pad tlaka unutar pločastog izmjenjivača topline određen je koristeći računalni program od proizvođača pločastog izmjenjivača i iznosi 4290 Pa što dovodi do ukupnog pada tlaka od 38265 Pa. Potrebna visina dobave iznosi:

$$h_{dob} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{38265}{999,7 \cdot 9,81} = 3,9 \text{ m}$$

Odabrana je jednostupanjska potopna drenažna pumpa, vertikalne izvedbe, proizvođača Grundfos model „Unilift KP 150 A 1“ s visinom dobave 4,75 m pri potrebnom protoku od 1,02 m³/h. Slika drenažne pumpe nalazi se na slici 29. Snaga pumpe iznosi:

$$P_{el} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \cdot S = \frac{999,7 \cdot 9,81 \cdot 1,02 \cdot 3,9}{0,054 \cdot 3600} \cdot 1,15 = 231 \text{ W}$$

η – Efikasnost pumpe, očitano iz dijagrama proizvođača pumpe, iznosi 0,054 [19]



Slika 29. Potopna pumpa proizvođača Grundfos za dobavu bunarske vode [19]

8.5. Proračun optočne pumpe kruga glikolne smjese u međuizmjenjivaču

Optočna pumpa u krugu međuizmjenjivača potrebna je za cirkulaciju vodene otopine glikolne smjese između isparivača i međuizmjenjivača. Proračun pada tlaka cjevovoda prikazan je na tablici 15.

Tablica 15. Proračun pada tlaka cjevovoda kruga međuizmjenjivača

Dužina	Protok	Promjer cjevovoda Du	Brzina strujanja	R	Δp Trenje	$\Sigma \zeta$	Δp - Lokalni gubitci L	Visina	Δp Visina Z	UKUPNO
m	kg/s	mm	m/s	Pa/m	Pa	-	Pa	m	Pa	Pa
2	0.305	20	0,97	475	950	8	3770	0	0	4713

Pad tlaka u cjevovodu je zanemariv u odnosu na pad tlaka prolaskom kroz isparivač i međuizmjenjivač. Prema računalnom programu pad tlak kroz isparivač iznosi 25.5 kPa, dok kroz međuizmjenjivač pad tlaka iznosi 13,1 kPa što dovodi do ukupnog pada tlaka u iznosu:

$$\Delta p = \Delta p_{cjevovod} + \Delta p_{isp} + \Delta p_{mi} = 4713 + 25500 + 13100 = 43313 \text{ Pa}$$

Potrebna visina dobave pumpe iznosi:

$$h_{dob} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{43313}{1020 \cdot 9,81} = 4,33 \text{ m}$$

Odabrana je univerzalna cirkulacijska crpka proizvođača Grundfos model „ALPHA1 L 15-60 130“. Pumpa ima visinu dobave od 5 m pri potrebnom protoku od 1,08 m³/h. Slika odabrane cirkulacijske pumpe nalazi se na slici 30.



Slika 30. Cirkulacijska pumpa proizvođača Grundfos za krug međuzmjenjivača [20]

Snaga pumpe iznosi:

$$P_{el} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \cdot S = \frac{1020 \cdot 9,81 \cdot 1,08 \cdot 4,33}{0,33 \cdot 3600} \cdot 1,15 = 45 \text{ W}$$

η – Efikasnost pumpe, očitano iz dijagrama proizvođača pumpe, iznosi 0,33 [20]

9. PRORAČUN SEZONSKE UČINKOVITOSTI SUSTAVA

Sezonska učinkovitost sustava – SPF (eng. Seasonal Performance Factor) ili godišnji toplinski množitelj pokazuje koliko efikasno radi sustav grijanja s dizalicom topline. SPF govori o sezonskoj efikasnosti cijelog sustava grijanja, dok faktora grijanja COP daje podatak o efikasnosti dizalice topline pri nazivnim uvjetima rada. Sezonska učinkovitost sustava je definirana kao omjer ukupne potrebne godišnje količine toplinske energije za grijanje prostora i zagrijavanje potrošne tople vode i ukupne godišnje količine električne energije za pogon svih električnih uređaja u sustavu poput kompresora, pumpi, ventilatora, dodatnih grijača, regulacije i slično.

$$SPF = \frac{\sum_{god}(Q_{GR} + Q_{PTV})}{\sum_{god}(E_{sust})}$$

Vrijednost sezonske učinkovitosti sustava je proračunata, kao i potrebna godišnja energija za grijanje i hlađenje, u računalnom programu Ministarstva graditeljstva i prostornog uređenja pod nazivom MGIPU Energetski Certifikator. Za proračun SPF prvo je potrebno je definirati karakteristike zgrade za proračun godišnje potrebne energije za grijanje i hlađenje zgrade. Postupak proračuna potrebne energije za grijanje i hlađenje je prikazan u poglavlju 5 i 6 ovog rada. Potrebna godišnja toplinska energija za grijanje i specifična toplinska energija po m² korisne površine iznose:

$$Q_{H,nd} = 6648 \frac{kWh}{a}$$

$$Q_{H,nd,ref} = \frac{Q_{H,nd}}{A_K} = \frac{6648}{52,07} = 127,68 \frac{kWh}{m^2 a}$$

Nakon proračunate potrebne energije za grijanje, potrebno je definirati potrebnu količinu energije za zagrijavanje potrošne tople vode. Za stambenu građevinu u kojoj je predviđeno stanovanje dvije osobe predviđena je srednja dnevna potrošnja vode od 40 l/(osoba dan), ukupno 80 l/dan. Na građevini je instaliran spremnik PTV-a zapremnine 200 l na koji je spojen kolektorski krug solarnih pločastih kolektora površine 4 m². Dizalica topline je namijenjena za dogrijavanje spremnika PTV-a kad solarni krug ne može podnijeti zahtjev za potrebnom energijom. Prema energetskom certifikatoru vrijednosti potrebne toplinske energije za zagrijavanje PTV-a u sezoni grijanja iznosi:

$$Q_{PTV,g} = 1089 \text{ kWh}$$

Potrebna toplinska energija za pripremu PTV-a izvan sezone grijanja iznosi:

$$Q_{PTV,ng} = 488,3 \text{ kWh}$$

Nakon izračunatih vrijednosti potrebne godišnje toplinske energije za grijanje i zagrijavanje PTV-a potrebno je definirati termotehnički sustav za sustav grijanja i pripreme PTV-a koji uključuje:

- Podsustav predaje – u kojem se definiraju karakteristike sustava grijanja i ogrjevnih tijela
- Podsustav razvoda – potrebno je definirati karakteristike razvoda topline za grijanje koji uključuje cjevovode za grijanje i PTV, ogrjevni medij i sl.
- Podsustav spremnika – definira se spremnik ogrijevne vode i spremnik PTV-a
- Podsustav proizvodnje – u ovom djelu potrebno je definirati generatore topline, za slučaj obiteljske kuće koja je predmet ovog rada, postoji solarni sustav i sustav dizalice topline

Sustav dizalice topline definiran je prema radnim točkama proračunatim u poglavlju 7 i 8 ovog rada. Nakon svih definiranih vrijednosti program proračunava ukupnu izlaznu energiju podsustava proizvodnje topline za grijanje i PTV što je prikazano na slici 31.

Sustav grijanja	Podsustavi predaje	Podsustav GVIK	Podsustavi razvoda	Podsustavi spremnika	Podsustavi proizvodnje	
Podsustavi Proizvodnje						
Mjesec	Naziv	$Q_{H,gen,out}$ (Sobni) [kWh]	$Q_{H,gen,out}$ (GVIK) [kWh]	$Q_{H,gen,out}$ [kWh]	$Q_{W,gen,out}$ [kWh]	$Q_{HW,gen,out}$ [kWh]
Siječanj	Podsustav proizvodnje grijanja	1864.45	0.00	1864.45	154.06	2018.51
Veljača	Podsustav proizvodnje grijanja	1268.94	0.00	1268.94	139.15	1408.09
Ožujak	Podsustav proizvodnje grijanja	802.60	0.00	802.60	154.06	956.66
Travanj	Podsustav proizvodnje grijanja	262.98	0.00	262.98	149.09	412.07
Svibanj	Podsustav proizvodnje grijanja	17.91	0.00	17.91	154.06	171.96
Lipanj	Podsustav proizvodnje grijanja	0.00	0.00	0.00	149.09	149.09
Srpanj	Podsustav proizvodnje grijanja	0.00	0.00	0.00	154.06	154.06
Kolovoz	Podsustav proizvodnje grijanja	0.00	0.00	0.00	154.06	154.06
Rujan	Podsustav proizvodnje grijanja	0.00	0.00	0.00	149.09	149.09
Listopad	Podsustav proizvodnje grijanja	341.75	0.00	341.75	154.06	495.81
Studeni	Podsustav proizvodnje grijanja	785.84	0.00	785.84	149.09	934.93
Prosinac	Podsustav proizvodnje grijanja	1573.92	0.00	1573.92	154.06	1727.98
UKUPNO =		6918.40	0.00	6918.40	1813.91	8732.30

Slika 31. Toplinska energija podsustava proizvodnje bez uračunatih gubitaka

Na slici 31. u prvom i trećem redu nalazi se ukupno potrebna toplinska energija za grijanje, dok se u četvrtom stupcu nalazi potrebna toplinska energija za zagrijavanje PTV-a. U zadnjem stupcu se nalazi potrebna energija za zagrijavanje prostora i PTV-a bez uračunatih gubitaka sustava. Toplinska energija za grijanje zajedno s uračunatim gubitcima sustava na godišnjoj razini iznosi 9150 kWh.

Na slici 32. nalazi se rezultat proračuna potrebne isporučene električne energije za pogon dizalice topline u režimu grijanja prostora i zagrijavanja potrošne tople vode. Prva vrijednost na slici označava potrebnu električnu energiju u režimu grijanja prostora, druga u režimu pripreme PTV-a i treća vrijednost predstavlja sveukupno potrebnu električnu energiju za pogon dizalice topline u iznosu od 1867 kWh.

Dizalice topline	Kogeneracija	Daljinsko grijanje	Kotlovi	DGA	Električni Zagrijači
$E_{H, hp, in}$ [kWh]		$E_{W, hp, in}$ [kWh]		$E_{HW, hp, in}$ [kWh]	
1376.58		491.04		1867.63	

Slika 32. Električna energija potrebna za pogon dizalice topline za grijanje prostora i zagrijavanje PTV-a

Faktor sezonske učinkovitosti sustava iznosi 3,56 s obnovljivom energijom u iznosu 6704 kWh. Proračunate vrijednosti sezonske učinkovitosti dizalice topline i obnovljive energije podsustava proizvodnje nalazi se na slici 33.

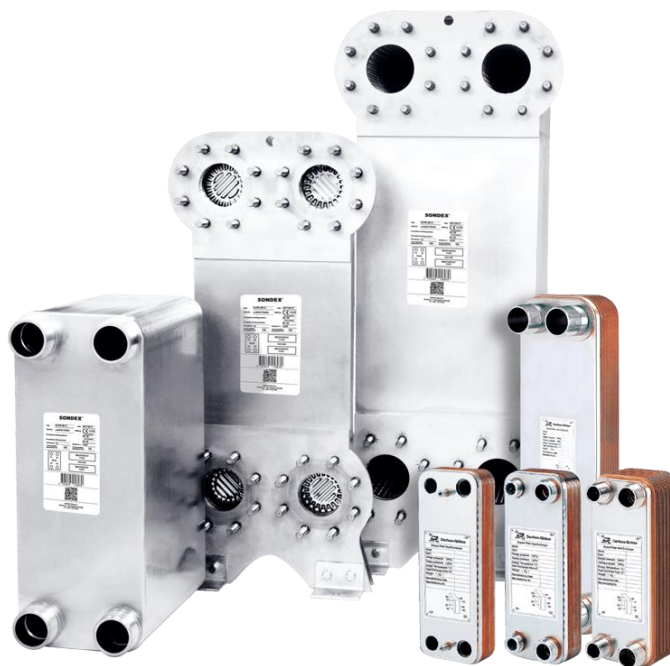
$SPF_{HW, hp}$ [kWh]	$Q_{HW, renew, in}$ [kWh]
3.56	6704.02

Slika 33. Sezonska učinkovitost sustava i proizvedena obnovljiva energija dizalicom topline

10. Elementi dizalice topline

10.1. Pločasti izmjenjivali topline

Za izmjenjivače topline unutar dizalice topline odabrani su pločasti lemljeni izmjenjivači topline SWEPT BT25T . Za sustav dizalice topline voda – voda potrebna su tri pločasta izmjenjivača topline: isparivač, kondenzator i međuzmjenjivač. Model pločastih izmjenjivača topline je isti - BT25T za sve elemente, a izmjenjivači se međusobno razlikuju po broju ploča za izmjenu topline. Prikaz pločastih lemljenih izmjenjivača topline nalazi se na slici 34.

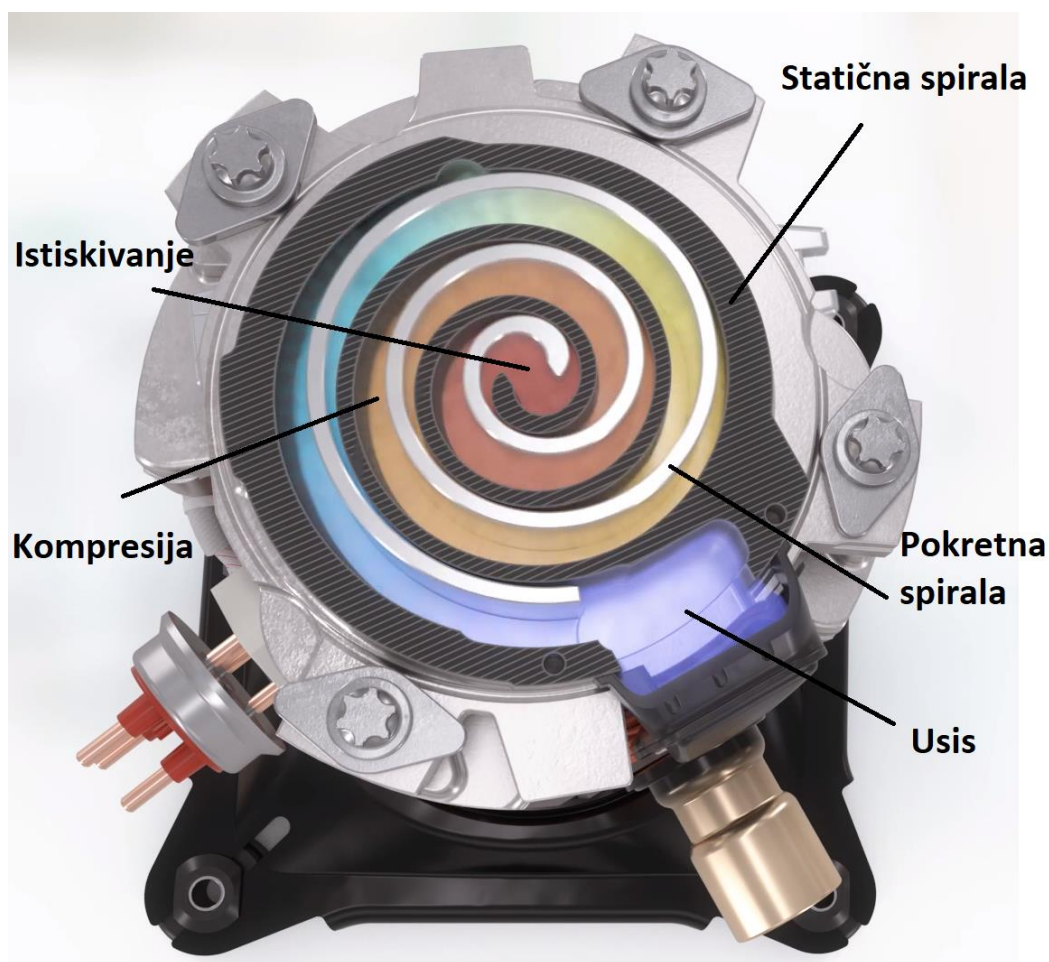


Slika 34. Pločasti lemljeni izmjenjivači topline [12]

Pločasti izmjenjivači se koriste u sustavima grijanja, hlađenja ili HVAC sustavima zbog visokog koeficijenta prolaza topline pri malim protocima radne tvari. Izgledom su vrlo kompaktni i imaju veliku površinu za izmjenu topline te se u industriji nazivaju „mali divovi“. Sastoje se od mnogo tankih, blago razdvojenih ploča koje imaju veliku površinu. Ploče su obično izrađene od nehrđajućeg čelika, ponekad od titana, a brtve su obično od gume. Uslijed orebrenja površine dolazi do povećanja turbulencije i rasta ukupnog koeficijenta prolaza topline, što dovodi do manje potrebne površine za isti toplinski tok i istu pokretačku silu. Ploče imaju udubine koje služe za usmjeravanje tvari. Napreci u tehnologijama brtvljenja i lemljenja su učinili pločaste izmjenjivače topline sve praktičnijim. Najveći problem ovakvog tipa izmjenjivača predstavlja održavanje stoga se trebaju koristiti radne tvari visoke čistoće [14].

10.2. Kompresor

Za dizalicu topline odabran je spiralni (eng. scroll) kompresor u hermetičkoj izvedbi „Copeland ZP29K5E-TFD“ prikazan na slici 34. Spiralni kompresori se sastoje od dvije identične spirale umetnute jedna u drugu pri čemu je jedna stacionarna, a druga ekscentrično postavljena u odnosu na stacionarnu te pri rotaciji oscilira oko centra rotacije. Prilikom rada spirale se ne dodiruju, a tanki film ulja na površini služi za brtvljenje zazora. Kod spiralnog kompresora usis, kompresija i istiskivanje se odvijaju istovremeno u jednom okretaju, što rezultira ujednačenom dobavom, iako se uz pomoć regulacijskog ventila dobava može biti promjenjiva. Zbog manje pokretnih dijelova proizvode manje vibracije, manju buku i manje se troše. Na slici 35. nalazi se presjek spiralnog kompresora s prikazanim segmentima rada.



Slika 35. Presjek spiralnog kompresora [21]

10.3. Ekspanzijski ventil

Radnu tvar je potrebno pregrijati na isparivaču kako bi se spriječila mogućnost pojave kapljica na ulazu u kompresor i time spriječila opasnost od hidrauličkog udara. Međutim pregrijanje ne smije biti preveliko, jer bi zauzelo velik dio površine isparivača zbog lošeg prijelaza topline na stani pare radne tvari. Za osiguranje pregrijanja radne tvari koristi se termoekspanzijski ventil s vanjskim izjednačavanjem tlaka proizvođača Danfoss model TU-5 prikazan na slici 36. Termoekspanzijski ventil prigušivanjem propušta u isparivač točno onoliko radne tvari koliko je potrebno da ona u isparivaču potpuno ispari, i pregrije za određenu temperaturu. Na taj način površina isparivača je potpuno iskorištena za isparivanje u svim uvjetima rada dizalice topline, te je kompresor zaštićen od hidrauličkog udara.



Slika 36. Termoekspanzijski ventil [22]

10.4. Sigurnosna oprema

Za zaštitu sustava od prekoračenja maksimalnog i minimalnog dozvoljenog radnog tlaka u sustavu i njihove stabilizacije koristi se presostat visokog tlaka (PVT) i presostat niskog tlaka (PNT). Te regulacijske komponente predstavljaju osjetnik tlaka koji upravlja električnom sklopkom. Kod presostata visokog tlaka sklopka se otvara pri nekom maksimalnom tlaku i prekida regulacijski strujni krug čime se obustavlja rad kompresora. Na dizalicu topline preporučeno je postavljanje tri presostata tlaka:

- Presostat niskog tlaka (PNT)– održava tlak isparavanja p_i u zadanim granicama. Može poslužiti i kao regulacijski element koji regulira tlak isparavanja. Pri padu tlaka ispod zadane granice isključuje sustav

- Presostat visokog tlaka (PVT) – štiti od prekoračenja dozvoljenog tlaka kondenzacije. Ukoliko dođe do porasta tlaka preko zadane granične vrijednosti presostat isključuje sustav
- Diferencijalni presostat ulja – mjeri najmanju dozvoljenu razliku tlaka na dva voda te ako padne vrijednost zadane razlike tlaka, prekida se strujni krug i gasi sustav. Koristi se kao zaštita kompresora od gubitka tlaka u sustavu podmazivanja.



Slika 37. Presostat visokog i niskog tlaka [10]

10.5. Sakupljač radne tvari

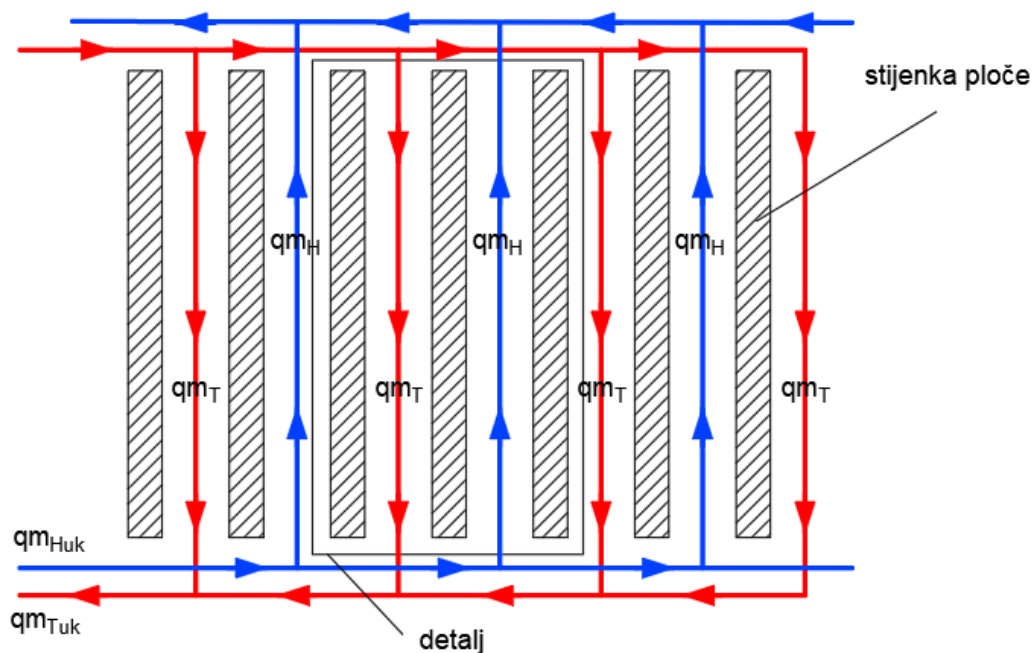
Spremnik ukapljene radne tvari – služi kao prihvata radne tvari iz kondenzatora te kao akumulacija ukapljene radne tvari za potrebe isparivača. Smješta se na visokotlačnoj strani između kondenzatora i termoekspanzijskog ventila.

11. Modeliranje kondenzatora u Matlabu

Pomoću programskog paketa Matlab te njegovog dodatka Simulink, izrađen je matematički model kondenzatora te je u njemu prikazana kondenzacija radne tvari R410A. Uz pomoć Simulinka prikazano je kako se mijenjaju temperature u različitim presjecima kondenzatora, kao i reakcija sustava na naglu promjenu ulazne temperature ogrijevne vode. Korištene pretpostavke i pojednostavljenja korištena pri modeliranju kondenzatora su:

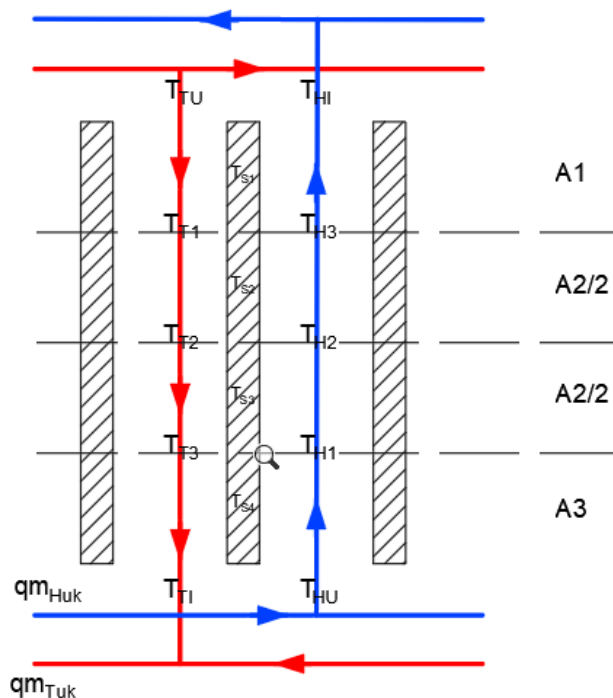
- Akumulacija topline u stijenci je zanemarena zbog njene male debljine
- Temperatura po presjeku stijenske je konstantna zbog velike toplinske provodljivosti čelika
- Gustoća i specifični toplinski kapacitet radne tvari su konstantne za pojedini element
- Odziv sustava je simetričan, odnosno pretpostavljaju se iste promjene u svim kanalima

Pločasti kondenzatora sastoji se od 16 ploča, što tvori 7 kanala za prolaz vode i 6 kanala za prolaz radne tvari. Na slici 38. prikazan je princip izmjene topline između toplije struje – radna tvar (crvena boja) i hladnije struje – ogrijevna voda (plava boja).



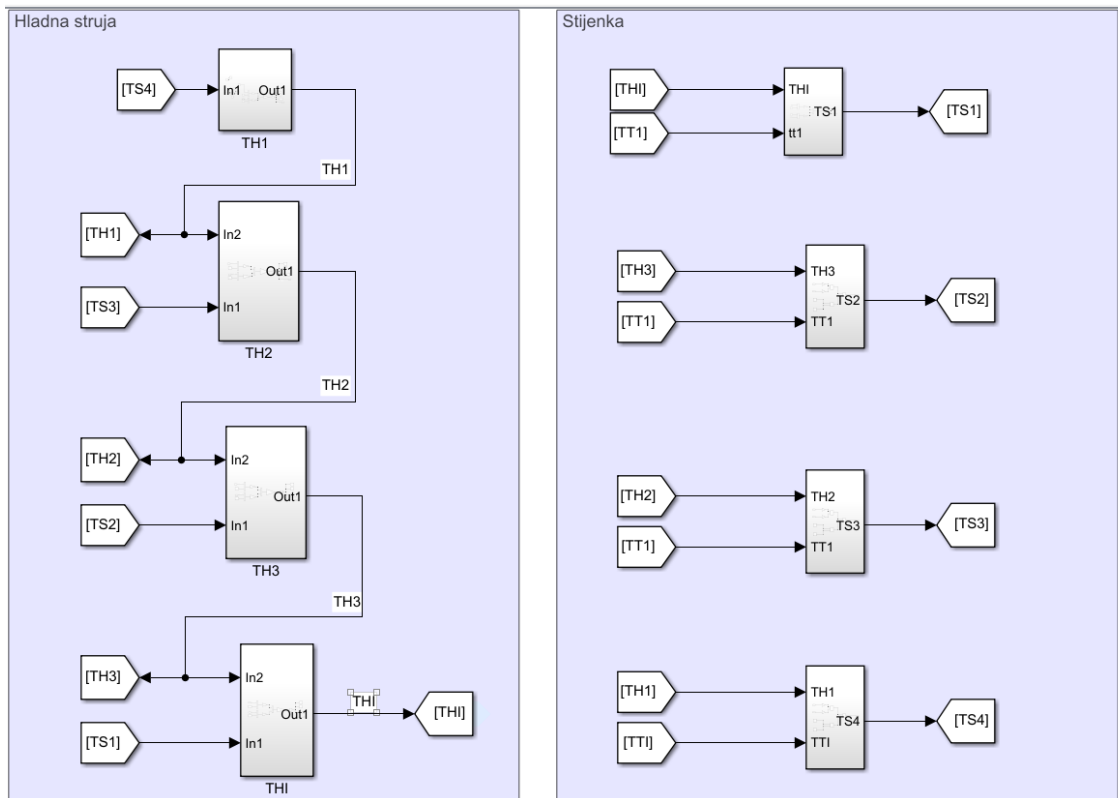
Slika 38. Princip izmjene topline na pločastom kondenzatoru

Zbog pretpostavki simetričnog odziva, možemo razmatrati pojave na jednoj stijenci pločastog izmjenjivača topline, na kojem s jedne strane struji radna tvar, a s druge, u suprotnom smjeru, struji ogrijevna voda koja se zagrijava od radne tvari. Na temelju promjena na toj stijenci, možemo donositi zaključke o sustavu kao cjelini. Sustav smo podijelili na 4 segmenta, u prvom segmentu radna tvar se hladi s temperature pregrijane pare radne tvari na izlasku iz kompresora (temperatura T_{TU} na slici 39.) do temperature kondenzacije (temperatura T_{T1}) za što joj je potrebna površina izmjene topline $A1$. Drugi i treći segment označuju izmjene topline pri kondenzaciji radne tvari, za koju je potrebna površina izmjenjivača $A2$ (stoga svaki segment ima površinu jednaku pola ukupne površine za kondenzaciju). Segment 4 na izmjenjivaču topline označava izmjenu topline prilikom pothlađenja radne tvari za što je potrebna površina $A3$ izmjenjivača topline.

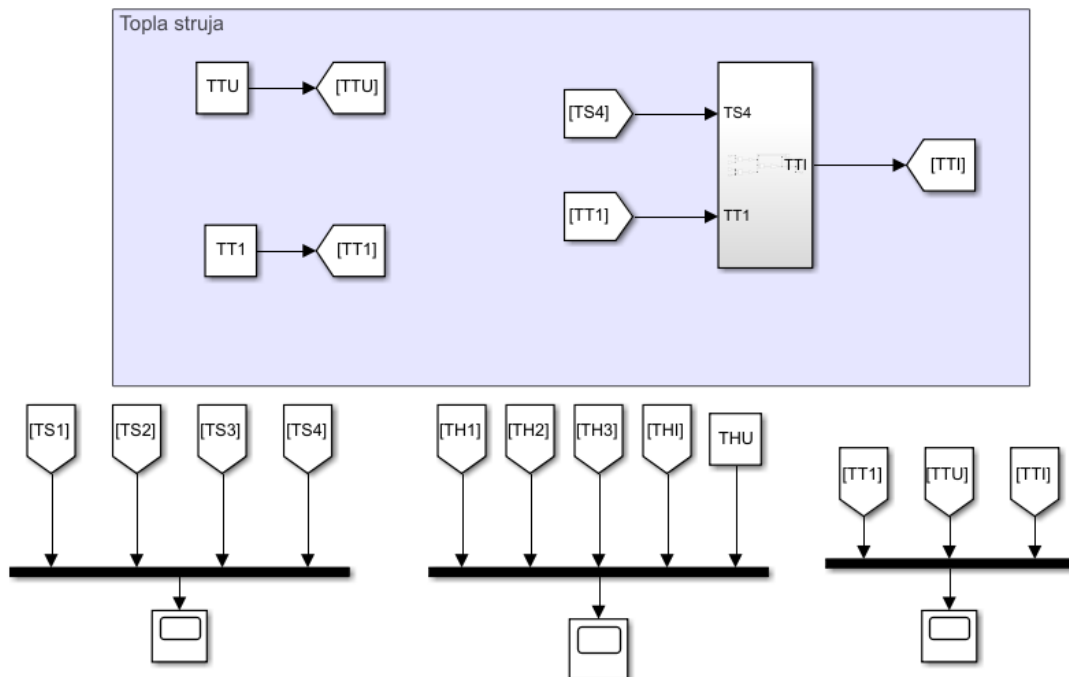


Slika 39. Prikaz izmjene topline jedne stijenske s hladnom i toplom strujom

Na slici 40 prikazan je model korišten u Simulinku za proračun hladne struje i stijenske, dok se na slici 41. nalazi model za proračun tople struje i prikaz svih mjerenih temperatura. Ulazni podatci za modeliranje su konstantne vrijednosti ulazne temperature radne tvari T_{TU} (stanje pregrijane pare s temperaturom 101°C), temperature kondenzacije T_{T1} (52°C) i ulazna temperatura hladne struje T_{HU} (ogrijevna voda s temperaturom 45°C). Ostale temperature se proračunavaju u Simulinku. Za vrijednosti svojstava radne tvari i ogrijevne vode, kao i

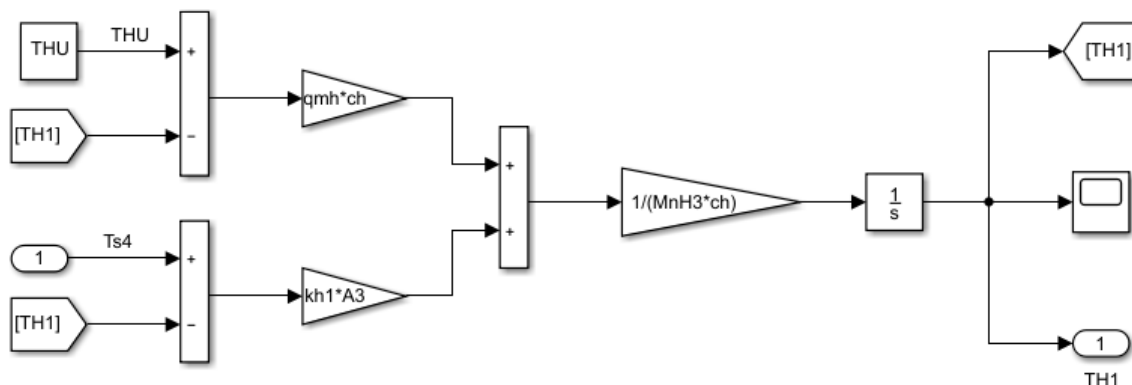


Slika 40. Prikaz modela hladne struje i stijenke u Simulinku



Slika 41. Prikaz modela tople struje u Simulinku

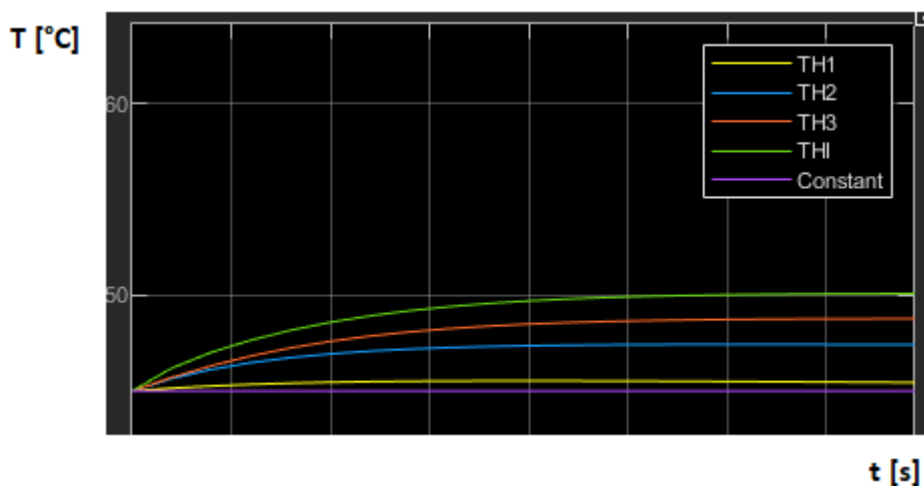
karakteristike izmjenjivača topline uzete su vrijednosti korištene u termodinamičkom proračunu u poglavlju 7. Cjelokupna skripta Matlaba s ulaznim podacima za modeliranje nalazi se u prilogu. Na slici 42. prikazan je samo jedan podsustav hladne struje, jer svi ostali rade po sličnom principu.



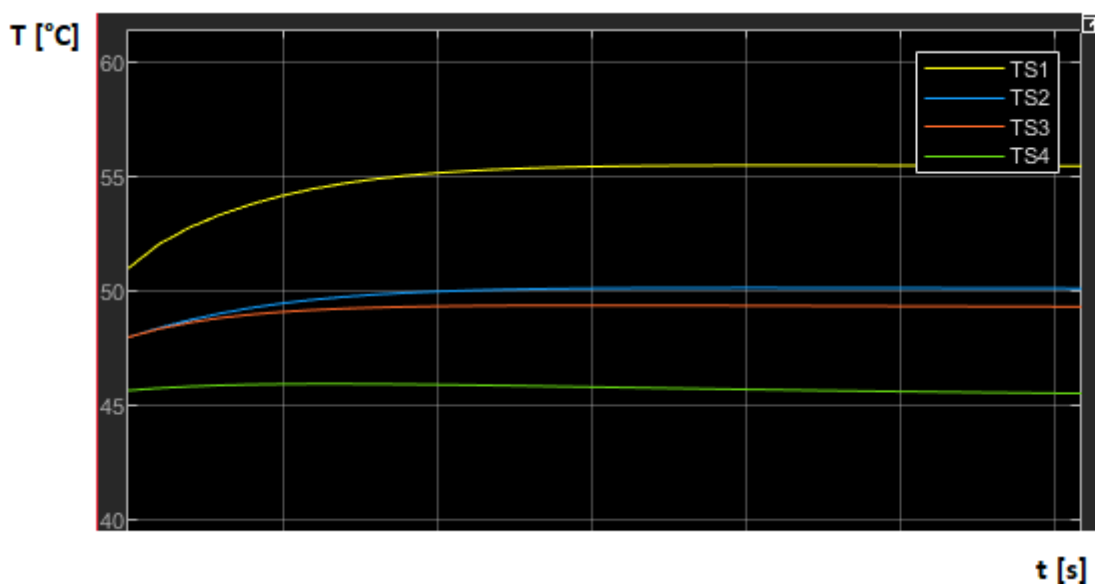
Slika 42. Podsustav hladne struje

Ulazni parametri u podsustav hladne struje su temperatura odgovarajuće stijenke, temperatura hladne struje na ulazu, maseni protok hladne struje, koeficijent prijelaza topline između stijenke i hladne struje te površina elementa. Izlazni parametar iz podsustava je temperatura na izlazu iz elementa. Na sličan su način računate i ostale temperature u modelu.

Na slici 43. nalaze se prikazani rezultati simulacije provedene u Simuliku za slučaj hladne struje (ogrijevna voda). Na slici se vidi ulazna temperatura hladne vode $T_{HU}=45^{\circ}\text{C}$ (označena ljubičastom bojom – oznaka „constant“) koja je konstantna tijekom cijelog vremena izmjene topline. Ostalim segmentima temperatura raste s vremenom do postizanja stacionarne temperature za svaki od segmenata. Ulazna temperatura vode T_{HU} se skoro poklapa s temperaturom vode segmenta 4 T_{HI} iz razloga jer se u segmentu 4 vrši pothlađenje radne tvari, za koji je vrlo maleni izmijenjen toplinski tok, te je granična temperatura ogrijevne vode na izlazu iz tog segmenta $T_{HI} = 45,11^{\circ}\text{C}$. Za izlaznu temperaturu vode T_{HI} Simulink je proračunao 50°C što znači da nam se model poklapa s termodinamičkim proračunom iz poglavlja 7. Na slici 44. prikazan je rezultat modela stijenke, na kojem se jasno vidi da je temperatura stijenke između ulazne tople struje s temperaturom $T_{TU}=101^{\circ}\text{C}$ i izlazne temperature vode $T_{HI}=50^{\circ}\text{C}$ najveća, dok je najmanja temperatura stijenke između izlazne temperature radne tvari i ulazne temperature vode. Kod modela radne tvari ulazna temperatura radne tvari T_{TU} i temperatura kondenzacije T_{T1} drže se konstantnima.



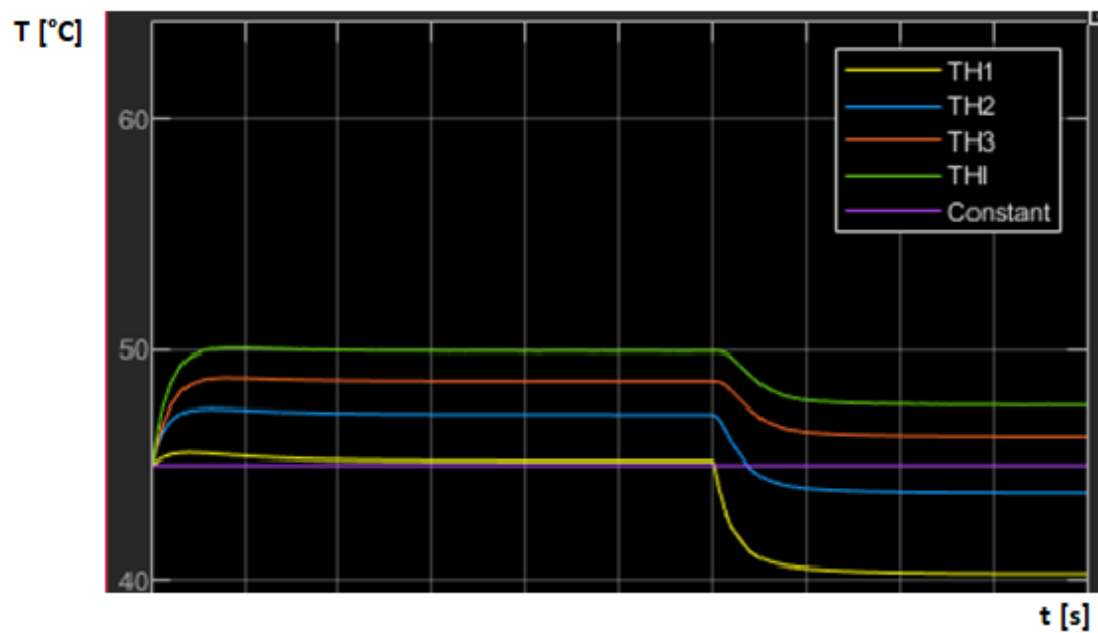
Slika 43. Temperature radne tvari po segmentima izmjenjivača



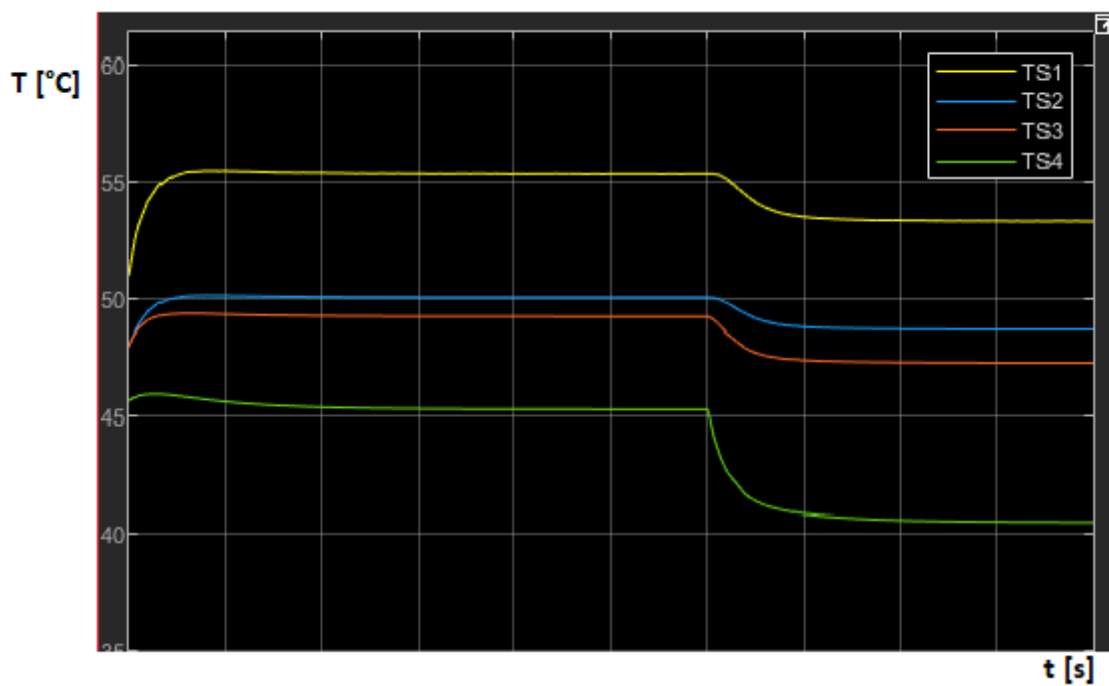
Slika 44. Temperature stijenke izmjenjivača topline za svaki segment

Slika 45. prikazuje reakciju izmjenjivača na naglu promjenu ulazne temperature hladne struje s 45°C na 40°C nakon određenog vremena. Također slika 46. prikazuje reakciju temperature stijenke na naglu promjenu temperature ulazne vode hladne struje.

Možemo zaključiti da korištenjem računalnih paketa Matlab i njegovog dodatka Simulink može se simulirati dinamika procesa unutar izmjenjivača topline, te se analizom rezultata mogu izvesti zaključci o ponašanju sustava pri promjenama režima rada.



Slika 45. Reakcija hladne struje na naglu promjenu ulazne temperature



Slika 46. Reakcija temperature stijenske na naglu promjenu ulazne temperature hladne struje

12. ZAKLJUČAK

Cilj ovog diplomskog rada bio je proračunati i dimenzionirati komponente dizalice topline voda – voda koja bi se upotrijebila za grijanje obiteljske kuće na ruralnom području u okolici Nove Gradiške. Za sustav grijanja obiteljske kuće ukupne površine 63,17 m² odabrana je dizalica topline s podzemnom vodom kao toplinskim izvorom, zbog velikih količina vode koje su na raspolaganu uslijed postojanja potoka u neposrednoj blizini stambene kuće. Dizalice topline s podzemnom vodom kao toplinskim izvorom karakterizira najveći faktor grijanja COP od svih ostalih toplinskih izvora za dizalicu topline, zbog relativno visoke i konstante temperature podzemne vode tijekom cijele godine.

Proračun projektnih toplinskih gubitaka proveden je prema normi HRN EN 12831 za vanjsku projektnu temperaturu za grad Novu gradišku od -18°C. Projektni toplinski gubici definiraju potrebnu snagu sustava grijanja kako bi se pokrili transmisijski i ventilacijski gubici, te potreba za dodatnom energijom uslijed prekida grijanja i za stambenu kuću iznose 6.6 kW. Računalnim programom MGIPU Energetski Certifikator prema normi HRN EN 13790 određena je godišnja potrebna toplinska energija za grijanje koja po m² korisne površine iznosi 112 kWh/m²a i spada u energetski razred D. Potrebna godišnja energija za hlađenje iznosi 40 kWh/m²a.

Termodinamičkim proračunom proračunati su pločasti lemljeni kondenzator i isparivač, koji zajedno s proračunatim spiralnim kompresorom i termoekspanzijskim ventilom čine glavne komponente sustava dizalice topline. U sustav generatora topline predviđena je ugradnja pločastog lemljenog međuizmjenjivača topline u krug između bunarske vode i isparivača koji služi kao zaštita dizalice topline od agresivne bunarske vode.

Vrijednost sezonskog faktora učinkovitosti za dizalice topline voda – voda kreće se između vrijednosti 4 – 4,5, dok za dizalicu topline projektiranu u ovom radu vrijednost SPF proračunata u energetskom certifikatoru iznosi 3.56. Niža vrijednost SPF rezultat je relativno visokog temperaturnog režima ogrijevnog vode od 50/45°C zbog korištenja radijatorskog grijanja u stambenoj kući.

LITERATURA

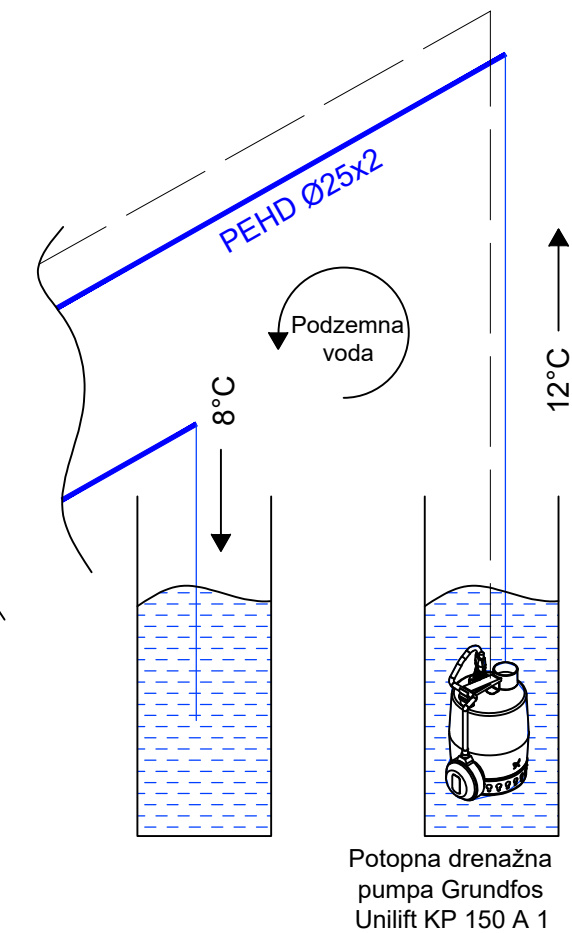
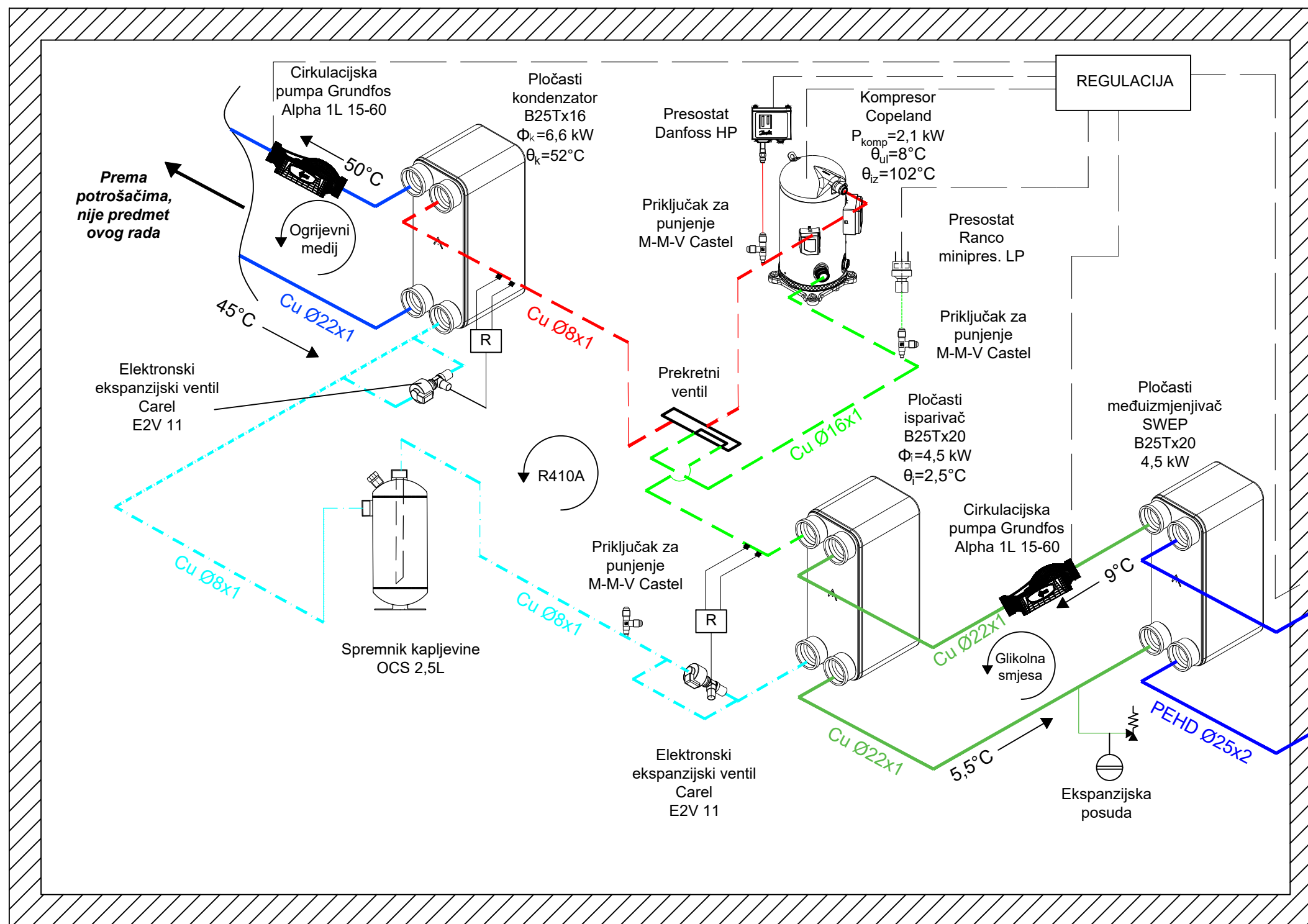
- [1] <https://www.iea.org/reports/tracking-buildings/heat-pumps>
- [2] <https://www.websandapps.nl/iq-duurzaam/warmtepomp/>
- [3] Priručnik za energetska certificiranje zgrada, Poglavlje 7, Zagreb, 2010.
- [4] M. Grozdek, T. Čurko, Razvoj i primjena dizalica topline, Strojarska tehnička škola Osijek, 12.06.2014.
- [5] V. Soldo, Dizalice topline, Radionica u okviru projekta IR-OVE, Čakovec, 27.02.2013
- [6] <https://www.bsria.com/uk/news/article/world-heat-pump-market-study-2019/>
- [7] Algoritam za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema HRN EN ISO 13790
- [8] Sustavi grijanja u zgradarstvu - metoda proračuna toplinskog opterećenja prema EN 12831
- [9] Državni hidrometeorološki zavod, Meteorološki parametri u tablicama po postajama
- [10] Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama (NN 128/15, 70/18, 73/18)
- [11] 4 – Proračun dobitaka topline – ljetno, FSB, Materijali s predavanja
- [12] <https://www.swep.net/products/b25/>
- [13] S. Kakac - Heat Exchangers - Selection Rating And Thermal Design
- [14] I. Gjurac, Eksperimentalna analiza geotermalne dizalice topline u režimu grijanja, Završni rad, Zagreb 2018.
- [15] <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=863>
- [16] ASHRAE 1997 HVAC Fundamentals Handbook, 1997.
- [17] V. Soldo, Hlađenje i dizalice topline, Podloge za predavanja, Zagreb, 2017.
- [18] Proračun cjevovoda, podloge s predavanja, FSB. Zagreb
- [19] <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail>
- [20] <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail>
- [21] <https://climate.emerson.com/en-us/products/refrigeration/commercial-refrigeration/scroll-compressors>
- [22] <https://www.skender.hr/proizvod/termoekspanzijski-ventil-ten-2-danfoss/>

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija
- III. Matlab model kondenzatora

NAPOMENA:

Sustav radi u režimu grijanja.

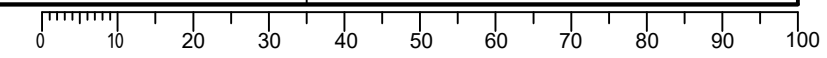


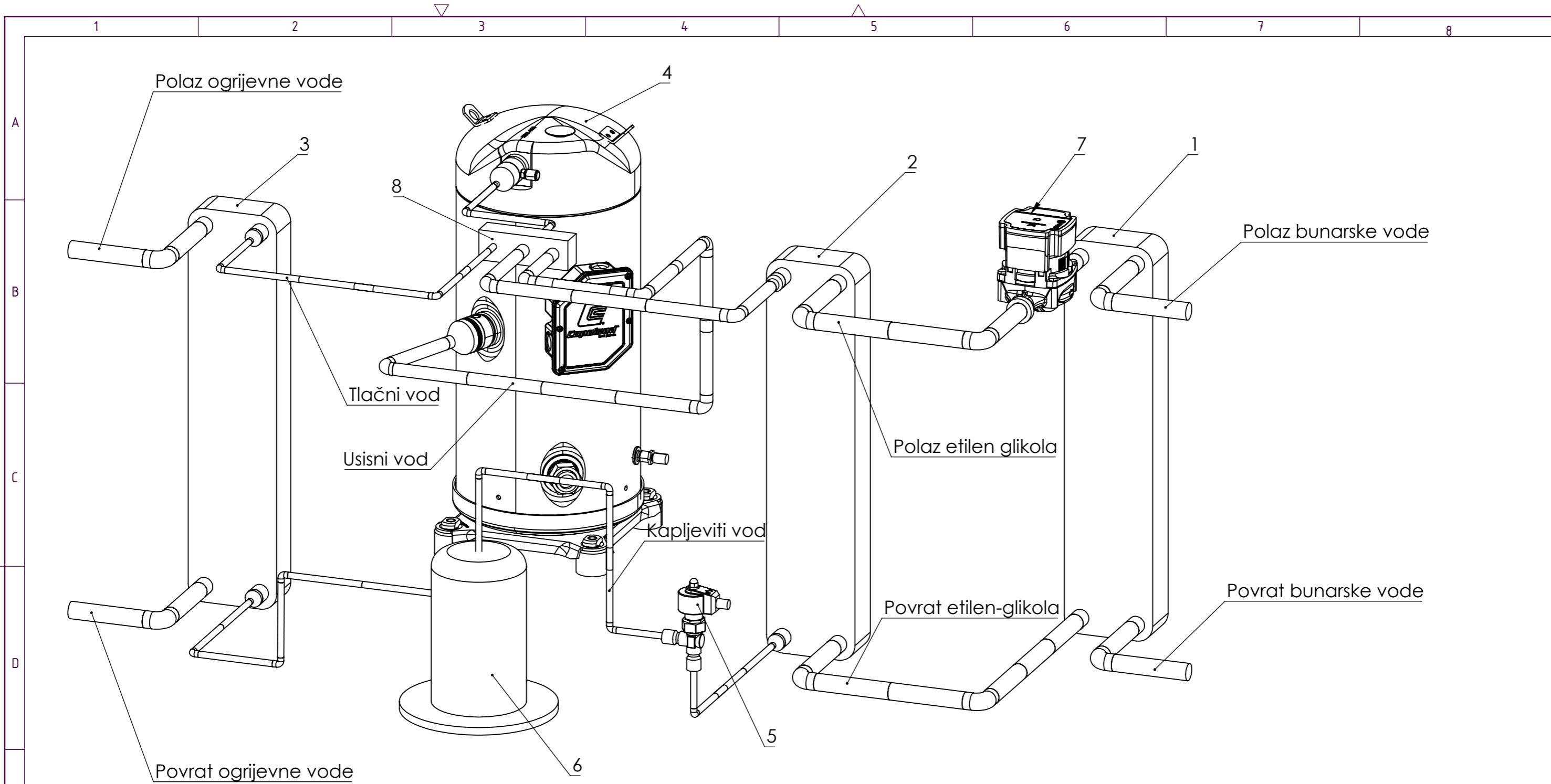
	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	13.01.2020.	Dominik Barun	
Razradio	13.01.2020.	Dominik Barun	
Crtao	13.01.2020.	Dominik Barun	
Pregledao	15.01.2020.	Vladimir Soldo	



Objekt: Shema spajanja i automatske regulacije sustava grijanja

Objekt broj:
R. N. broj:





Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Proizvođač	Masa
8	Prekretni ventil	1		-	-	-
7	Cirkulacijska pumpa	1		Grundfos		1,9 kg
6	Spremnik kapljevine	1		-	-	-
5	Elektronski ekspanzijski ventil	1		Carel		22,8 kg
4	Kompresor	1		Copeland		22,8 kg
3	Kondenzator	1		SWEP		5,7 kg
2	Isparivač	1		SWEP		7,5 kg
1	Međuzmjenjivač	1		SWEP		7,5 kg

Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	13.01.2020	Dominik Barun		
	Crtao	13.01.2020	Dominik Barun		
	Pregledao	15.01.2020	Vladimir Soldo		
	Mentor	15.01.2020	Vladimir Soldo		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:
Napomena:					Kopija
Materijal:			Masa:	DIPLOMSKI RAD	
 Mjerilo originala 1:5		Naziv: Dispozicijski crtež dizalice topline		Pozicija: Format: A3	
Crtež broj: 2					Listova: 1
					List: 1

Design by CADLab



MATLAB Skripta

```
%Ulazni podatci

%Radna tvar R410A
H = 0.526;           %[m],visina
B = 0.119;           %[m],sirina
s = 0.002;           %[m],razmak između ploča

n = 14;              %broj ploča
N = (n)/2-1 ;        %broj prolaza  toplije, odnosno hladnije struje
kroz izmjenjivac

qmTuk = 0.0322;      %[kg/s], protok radne tvari
qmHuk = 0.316;       %[kg/s], protok ogrijevne vode
qmt = qmTuk/(2*N);   %[kg/s], protok kroz jedan segment izmjenjivaca
toplije, odnosno hladnije struje
qmh = qmHuk/(2*N);   %podijeljen na pola jer se gleda izmjena
topline sa samo jednom stijenkom

TTU = 97.4;          %[°C], ulazna temperature radne tvari
TT1 = 52;
THU = 45;            %[°C], ulazna temperatura vode

% Rezultati proračuna
delta = 0.0012;      %[m], debljina stijenke izmjenjivaca
lambdac = 15;         %[W/(mK)], toplinska vodljivost celika
roc = 7850;           %[kg/m3], gustoca celika
roh = 987.1451;      %[kg/m3], gustoca vode

roT1 = 112.33;
roTl = 891.12;        %[kg/m3], gustoca vrele kapljevine
roTv = 151.34;        %[kg/m3], gustoca suhozasicene pare
roT3 = 901;

ch = 4184;            %[J/(kgK)], specifièni toplinski kapacitet  vode
ct1 = 1421;           %[J/(kgK)], specifièni toplinski kapacitet
ogrijevne vode
ctv = 2365;           %[J/(kgK)], specifièni toplinski kapacitet
suhozasièene pare
ct1 = 2598;           %[J/(kgK)], specifièni toplinski kapacitet
suhozasicene pare

cc = 461;             %[J/(kgK)], specifièni toplinski kapacitet  celika

AA = 0.0505/N         %Površina segmenta 1
AB = 0.4134/N         %Površina segmenta 2
```

```

AC = 0.2849/N          %Površina segmenta 3

alfaw = 560;          %[W/(m2K)], koeficijent prijelaza topline
kondenzata i stijenje
alfak = 4589;         %[W/(m2K)], koeficijent prijelaza topline između
stijeneke i mokre pare pri kondenzaciji
alfap = 690;         %[W/(m2K)], koeficijent prijelaza topline između
pare i stijeneke
alfah = 6547;        %[W/(m2K)], koeficijent prijelaza topline između
ogrijevne vode i stijeneke

% Jednadzbe ogrijevna voda:
kh1 = 1/((1/alfah)+(delta/(2*lambda)));
kh2 = kh1;
kh3 = kh2;
%[W/(m2K)], koeficijent prolaska topline, brojevi 1-3 oznacavaju
%diskretizirani dio na koji se odnosi koeficijent (krecuci od
%ulaza), a t i h hladnu i toplu struju

% Jednadzbe radna tvar:
kt1 = 1/((1/alfap)+(delta/(2*lambda)));          %[W/(m2K)], prolaz
topline za dio pregrijane pare
kt2 = 1/((1/alfak)+(delta/(2*lambda)));          %[W/(m2K)], prolaz
topline za dio kondenzacije
kt3 = 1/((1/alfaw)+(delta/(2*lambda)));          %[W/(m2K)], prolaz
topline za dio pothlađenja

Mnc1 = (roc*A1*delta);
Mnc2 = (roc*A2*delta);
Mnc3 = (roc*A3*delta);

MnT1 = (roT1*A1*s/2);

MnT3 = (roT3*A3*s/2);

MnH1 = (roh*A1*s/2);
MnH2 = (roh*A2*s/2);

```