

Dizalica topline za grijanje i hlađenje stambene zgrade

Čulo, Dario

Master's thesis / Diplomski rad

2017

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:528708>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-09**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Dario Čulo

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

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

Student:

Dario Čulo

Zagreb, 2017

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

Zahvaljujem se mentoru dr. sc. Vladimiru Soldi na velikome trudu koji je uložio da napišem ovaj rad.

Dario Čulo



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: Dario ČULO Mat. br.: 0035173918

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dizalica topline za grijanje i hlađenje stambene zgrade**

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

Opis zadatka:

Za potrebe stambene zgrade na području grada Zagreba potrebno je projektirati sustav grijanja i hlađenja dizalicom topline voda-voda. Kao izvor/ponor topline koristi se podzemna voda.

Zgradu korisne površine 2.200 m² čine podrum i četiri etaže.

Za ogrjevano/rashladna tijela po prostorijama koristiti ventilokonvektore. Analizirati mogućnost stropnog grijanja/hlađenja.

Građevinske podloge zgrade preuzeti kod mentora.

Rad treba sadržavati:

1. Toplinsko i rashladno opterećenje prostora.
2. Proračun sezonske učinkovitosti dizalice topline satnom metodom.
3. Termodinamički proračun komponenti dizalice topline.
4. Shemu spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja.
5. Dispozicijski crtež strojarnice.

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

Zadatak zadan:

9. ožujka 2017.

Zadatak zadao:

V Soldo

Dr.sc. Vladimir Soldo, izv.prof.

Rok predaje rada:

11. svibnja 2017.

Predviđeni datumi obrane:

17., 18. i 19. svibnja 2017.

Predsjednica Povjerenstva:

Tanja Jurčević

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY	IX
1. UVOD.....	1
2. OSNOVE PROCESA DIZALICE TOPLINE	2
3. PRORAČUN GUBITAKA TOPLINSKE ENERGIJE EN12831	4
3.1. Izračun transmisijskih gubitaka	5
3.2. Izračun ventilacijskih gubitaka	6
3.3. Izračun gubitaka zbog prekida grijanja	7
4. PRORAČUN DOBITAKA TOPLINSKE ENERGIJE PREMA VDI 2078	8
4.1. Izračun unutrašnjeg toplinskog opterećenja	8
4.2. Izračun vanjskog toplinskog opterećenja	9
5. PRORAČUN POTREBNE GODIŠNJE ENERGIJE ZA GRIJANJE PREMA HRN ISO 13790	12
5.1. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanje	12
5.2. Rezultati proračuna	14
6. PRORAČUN POTREBNE GODIŠNJE ENERGIJE ZA HLAĐENJE PREMA HRN EN ISO 13790.....	16
6.1. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka	16
6.2. Rezultati proračuna	18
7. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENTI DIZALICE TOPLINE	19
7.1. Proračun isparivača	24
7.2. Proračun kondezatora.....	30
7.3. Proračun međuizmjenjivača	40
7.4. Hidraulički proračun	46
7.4.1. Uisni vod	46
7.4.2. Tlačni vod	47
Maseni protok radne tvari u tlačnom vodu:	47
7.4.3. Kapljevinski vod radne tvari	47
Maseni protok radne tvari na izlzu iz kondezatora:	47
Izabrana dimenzija cijevi: Cu 32x1mm	48
7.4.4. Kapljevinski vod glikolne vode	48
Maseni protok glikolne vode:.....	48
Izabrana dimenzija cijevi: Cu 54x1,5mm	48
7.4.5. Kapljevinski vod međuizmjenjivača	48

8. GODIŠNJI TOPLINSKI MNOŽITELJ.....	50
9. ZAKLJUČAK.....	52
LITERATURA.....	53
PRILOZI.....	54

POPIS SLIKA

Slika 1 Prikaz sheme dizalice topline.....	2
Slika 2 Tlocrt etaža proračunate zgrade	4
Slika 3 Shema spajanja dizalice topline	20
Slika 4 log p-h dijagram	22
Slika 5 Izabrani kompresor	23
Slika 6 ϑ -A dijagram isparivača	24
Slika 7 Pločasti isparivač.....	25
Slika 8 ϑ -A dijagram kondezatora.....	30
Slika 9 Dimenzije kondezatora	32
Slika 10 Izračunati tok i temperatura	36
Slika 11 Pločasti međuizmjenjivač	40
Slika 12 ϑ -A dijagram za međuizmjenjivač	41
Slika 13 – Rezultati u Energetskom Certifikatoru	50

POPIS TABLICA

Tablica 1 Površine po etažama i grijani prostor	5
Tablica 2 Gubici energije za građevne dijelove zgrade	6
Tablica 3 Odabir faktora frh	7
Tablica 4 Dobici transmisijom kroz zidove	9
Tablica 5 Dobici transmisijom kroz staklene površine	10
Tablica 6 Klimatološki podaci za Zagreb	14
Tablica 7 Ukupna potrebna energija za grijanje.....	15
Tablica 8 Potrebna energija za hlađenje.....	18
Tablica 9 Svojstva radne tvari 410a u pojedinim točkama	21
Tablica 10 Svojstva glikolne smjese	26
Tablica 11 Svojstva radne tvari R410a	26
Tablica 12 Dimenzije pločastog isparivača.....	27
Tablica 13 Svojstva glikolne smjese na međuizmjenjivaču.....	42
Tablica 14 Svojstva podzemne vode na međuizmjenjivaču.....	42
Tablica 15 Dimenzije pločastog izmjenjivača	43

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Jedinica
$\Phi T,i$	W	Transmisijski gubici topline
$\Phi V,i$	W	Ventilacijski gubici topline
$\Phi RH,i$	W	Toplinski gubici zbog prekida grijanja
ϑ_{int}	°C	Unutarnja temperatura grijanog prostora
ϑ_e	°C	Vanjska temperatura zraka
HV,i	W/K	Koeficijent ventilacijskog gubitka
f_{RH}		Korekcijski faktor
ϕP	W	Toplina koju odaju ljudi
ϕM	W	Toplina koju odaju različiti uređaji
ϕE	W	Dobitak topline od rasvjete
ϕR	W	Dobitak topline od susjednih prostorija
$QH,nd,cont$	kWh	Potrebna toplinska energija za grijanje
QH,ht	kWh	Ukupno izmjenjena topl. energija u periodu grijanja
QH,gn	kWh	Ukupni toplinski dobitci zgrade u periodu grijanja
$\eta H,gn$	kWh	Faktor iskorištenja topl. dobitaka
QH,nd	kWh/m ² god	Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje
w	m/s	Brzina
ϑ	°C	Temperatura povrata
η_k		Izentropski stupanj kompresije
qm	kg/s	Maseni protok
Φ	W	Toplinski tok
P	W	Snaga
COP		Faktor toplinskog učina
$\Delta\vartheta_m$	°C	Srednja logaritamska razlika temperature
c	kJ/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet
ρ	kg/m ³	Gustoća
λ	W/(mK)	Koeficijent toplinske vodljivosti
μ	Pa · s	Dinamički viskozitet

Pr		Prandtl-ov broj
H	m	Visina
B	m	Širina
β	$^{\circ}$	Kut orebrenja
b	m	Dubina orebrenja
Λ	m	Perioda orebrenja
X		Učestalost amplituda
F		Faktor površine
dh	m	Ekvivalentni promjer kanala
N		Broj ploča
Ac	m^2	Površina jednog kanala
δ	m	Debljina ploče
Re		Reynolds-ov broj
Nu		Nusselt-ov broj
α	$W/(m^2K)$	Koeficijent prijelaza topline
G	$kg/(s m^2)$	Gustoća masenog toka
Δh	kJ/kg	Razlika entalpija
qt, I	W/m^2	Gustoća toplinskog toka
Bo		Boiling-ov broj
k	$W/(m^2K)$	Koeficijent prolaza topline
A	m^2	Površina
L	m	Dužina
Ψ		Koeficijent ovisan o geometriji orebrenja
R	$(m^2K)/W$	Toplinski otpor
$s d$		Razmak
d	m	Promjer
Δp	Pa	Pad tlaka
qv	m^3/s	Volumni protok

SAŽETAK

U ovom diplomskom radu proračunata je dizalica topline voda-voda za stambenu zgradu korisne grijane površine 1965 m² koja se nalazi na području grada Zagreba. Kao izvor/ponor topline koristi se bušotinski bunar. U prvom dijelu rada proračunati su toplinski gubici zgrade, toplinski dobici zgrade te godišnja potrebna toplinska energija za grijanje. Na temelju podataka o toplinskim gubicima zgrade napravljen je termodinamički proračun komponenti dizalice topline. Na kraju je dan popis odabranih komponenti sustava dizalice topline, te je izračunat godišnji toplinski množitelj

Ključne riječi: dizalica topline voda-voda, stambena zgrada, grijanje,

SUMMARY

This thesis provides calculation of heat pump ground – water for the residential building with useful heated area of 1965 m², placed in Zagreb. The heat source of the pump is an underground water well.

At the beginning of the thesis heat losses are calculated, heat gains and annual heat energy consumption of the building. Based on results of heat loss calculations the thermodynamic calculation of components is made. At the end, seasonal performance factor is calculated

Key words: heat pump water – water, heating, residential building,

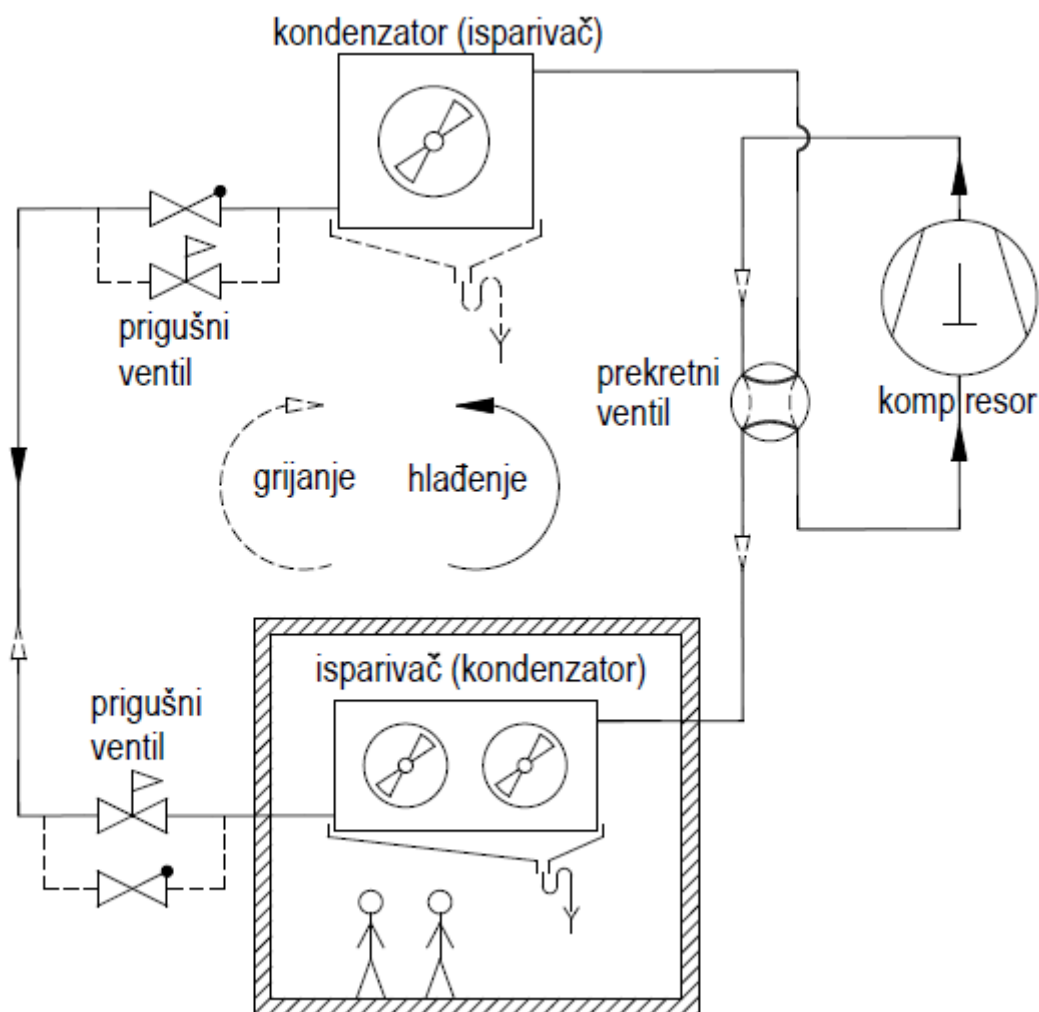
1. UVOD

Povećani razvoj dizalica topline počinje u doba velike naftne krize 70tih godina, kada su mnogi proizvođači tražili rješenja za zamjenu fosilnih goriva drugim izvorima energije. Tehnička rješenja iz tog doba i izvedbe dizalica topline nisu dala očekivane rezultate u pogledu iskoristivosti te su završetkom naftne krize zaboravljene. S povećanjem ekološke svijesti potrošača energije te porastom cijena energenata, dizalice topline, kao energetski učinkoviti te okolišu prihvatljivi sustavi za grijanje i potrošnu toplu vodu ponovno su postali sve zanimljiviji. Razvojem novih tehnologija, poboljšanjem stupnja iskoristivosti te smanjenjem dimenzija i masa, uporaba dizalica topline ponovno se vraća. Dizalice topline nove generacije smanjile su granicu djelovanja do najnižih vanjskih temperatura zraka čak i do -20°C . Nekada su omjeri uložene električne energije i dobivene toplinske energije bili 1:2, dok su danas ti omjeri 1:4, kod određenih izvedbi čak i više.

Dizalice topline su visokoučinkoviti sustavi putem kojih se neiskorištena ili neposredno neiskoristiva energija pretvara u iskoristivu toplinsku energiju. Primjenjuju se u svim veličinama, od onih najmanjih za grijanje pojedinačnih životnih prostora, pa sve do sustava koji služe za grijanje čitavih naselja.

2. OSNOVE PROCESA DIZALICE TOPLINE

Prijenos topline s hladnog toplinskog spremnika u topli toplinski spremnik je opisan ljevokretnim procesom. Ovaj proces ne pobija Drugi zakon termodinamike jer toplina ne prelazi spontano, već uz dodatni rad. Iako u pojedinim izvedbama radna tvar s njima ne izmjenjuje toplinu direktno, možemo reći da je unutarnji toplinski spremnik zrak objekta i/ili potrošna topla voda, dok vanjski toplinski spremnik može biti zrak, tlo, voda ili otpadna toplina nekog drugog procesa. Budući da dizalica topline može raditi i kao ogrjevni i kao rashladni uređaj, gledano iz perspektive korisnika, uloge toplinskih spremnika se mijenjaju. Tako u hladnijim mjesecima koristimo vanjski toplinski spremnik kao ogrjevni toplinski spremnik, a unutarnji kao rashladni, dok je u toplijim mjesecima situacija obrnuta.



Slika 1 Prikaz sheme dizalice topline

Kao što se vidi na prethodnoj slici, dizalica topline, u osnovi, se sastoji od četiri komponente: isparivača, kompresora, kondenzatora i prigušnog ventila. Može se reći da se dizalica topline sastoji od tri kruga: kruga izvora topline, kruga radne tvari i kruga ponora topline.

U krugu radne tvari nalaze se prethodno navedene četiri komponente. Radna tvar, tlaka i temperature isparavanja p_i odnosno T_i te masenog udjela pare x , ulazi u isparivač, gdje joj se dovodi toplina iz kruga izvora topline, pri čemu ista u potpunosti isparava i pregrijava se (3 do 5°C), kako ne bi došlo do pojave kapljevine u kompresoru, što može izazvati hidraulički udar.

Budući da se radi o Rankine-ovom ciklusu, izmjena topline do pregrijanja odvija se izobarno te radna tvar ostaje pri istom tlaku. Prolaskom kroz kompresor, radnoj se tvari diže energetska razina na tlak p_i . U kondenzatoru se radnoj tvari odvodi toplina krugom ponora topline te se radni medij nalazi na tlaku kondenzacije p_k i temperaturi T_k . Budući da se izmjena topline odvija izobarno tlak kondenzacije p_k jednak je tlaku na izlazu iz kondenzatora. Prolaskom kroz kondenzator radna tvar prolazi kroz hlađenje pregrijanih para do suhozasićenja, čistu kondenzaciju te pothlađenje (od 3°C), kako bi se povećao ogrjevni učin kondenzatora, prigušnim ventilom radnoj se tvari prigušuje tlak s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja. Prigušenje se ne smatra ravnotežnom promjenom stanja te se označava crtano, a prilikom prigušenja entalpija radne tvari ostaje nepromijenjena. Radna tvar poprima vrijednosti s kojima ulazi u isparivač i time je ciklus završen. Kao ocjena valjanosti procesa koriste se: faktor grijanja ili toplinski množitelj (COP, engl. coefficient of performance) te faktor hlađenja (EER, engl. energy efficiency ratio).
Npr. COP=3 znači da se za jedan kilowat uložene električne energije dobiju tri kilowata toplinske energije za grijanje.

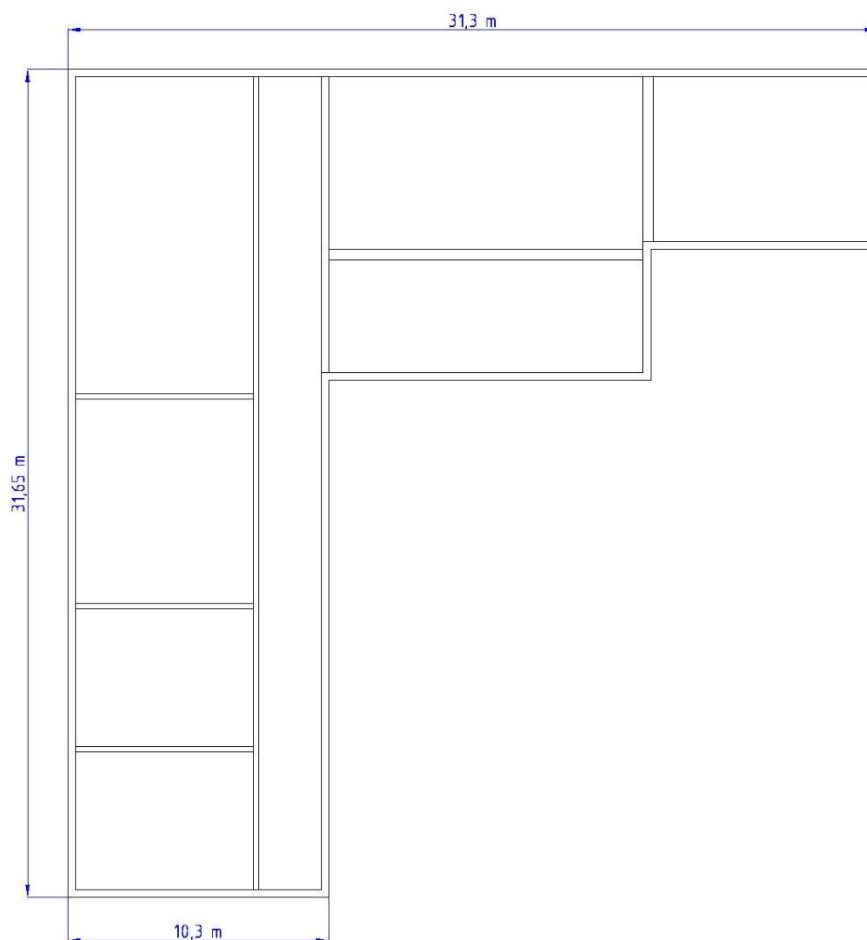
3. PRORAČUN GUBITAKA TOPLINSKE ENERGIJE EN12831

Zgrada za koju se provodi proračun se nalazi u Zagrebu u naselju Knežija. Grijani prostori se nalaze u sklopu crkve Marije Pomoćnice i služe da društvena okupljanja te stanovanje studenata. Ukupna grijana površina iznosi 1965,38 m² dok ukupni grijani volumen iznosi 4650,1 m³. Zgrada se sastoji od 4 etaže.

Postupak izračuna gubitaka topline za sezonu grijanja prema EN12831 svodi gubitke na:

-transmisijske gubitke provođenja topline kroz okolne plohe prema okolici i tlu te okolnim prostorima s različitim opterećenjem

-ventilacijske gubitke nastale zbog neželjenog strujanja zraka kroz zgradu



Slika 2 Tlocrt etaža proračunate zgrade

Tablica 1 Površine po etažama i grijani prostor

	A [m2]
PODRUM	428,5
PRIZEMLJE	581,13
I KAT	544,5
II KAT	411,25
UKUPNO	1965,38
GRIJANI VOLUMEN [m3]	4650,1

3.1. Izračun transmisivskih gubitaka

$$\Phi_T = H_T \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_e)$$

$$H_T = \sum A \cdot (U + \Delta U_{WB}) \cdot f_k$$

$$\Phi_{TT} = \sum A \cdot (U + \Delta U_{WB}) \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_e) \cdot f_k$$

gdje je:

Φ_T - transmisivski gubici [W]

H_T - koeficijent transmisivskih gubitaka [W/K]

ϑ_{int} - unutarnja projektna temperatura [°C]

ϑ_e - vanjska projektna temperatura [°C]

A - površina plohe [m²]

U - koeficijent prolaza topline [W/m² K]

ΔU_{WB} - dodatak za toplinske mostove [W/m² K]

f_k - temperaturni korekcijski faktor

$\vartheta_{int} = 20$ °C - unutarnja projektna temperatura

$\vartheta_e = -15$ °C - vanjska projektna temperatura

Tablica 2 Gubici energije za građevne dijelove zgrade

	A [m ²]	U [W/mK]	fk	A·U·fk [W/K]
Z1 - ZID PREMA TLU	31,65	1,41	0,42	18,74313
Z2 - ZID PREMA VAN	173,64	0,23	1	39,9372
Z3 - ZID PREMA TLU	10	1,41	0,42	5,922
Z4 - ZID PREMA VAN	66,74	0,23	1	15,3502
Z5 - ZID PREMA TLU	41,5	1,41	0,42	24,5763
Z6 - ZID PREMA VAN	193,3	0,23	1	44,459
P1 - POD PREMA TLU	573,14	2,31	0,42	556,060428
S1 - RAVNI KROV	120,3	0,2	0,9	21,654
S2 - KOSI KROV	281	0,2	0,9	50,58
O1 - VANJSKI OTVOR	79,56	1,35	1	107,406
O2 - VANJSKI OTVOR	13,26	1,35	1	17,901
O3 - VANJSKI OTVOR	33,7	1,35	1	45,495
		UKUPNO		948,084258
		GUBICI H·(ϑ _{int} - ϑ _e) [W]		33182,9

3.2. Izračun ventilacijskih gubitaka

$$\Phi_v = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_e)$$

$$V_z = V_p \cdot I_z$$

Φ_v - ventilacijski gubici ukoliko se ne koristi toplina otpadnog zraka

V_z - potrebni volumni protok zraka

I_z - potrebni broj izmjena zraka

V_p - volumen prostora

$c_z = 0,28 \text{ W/(kgK)}$ - specifični toplinski kapacitet

$\rho_z = 1,2 \text{ kg/m}^3$ - gustoća zraka

$\vartheta_{int} = 20 \text{ °C}$ - unutarnja projektna temperatura

$\vartheta_e = -15 \text{ °C}$ - vanjska projektna temperatura

$$V_p = 4651 \text{ m}^3$$

prema namjeni prostora:

$$I_z = 0,8 \text{ h}^{-1}$$

$$V_z = 4651 \cdot 0,8 = 3721 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$\Phi_v = 3721 \cdot 0,28 \cdot 1,2 \cdot (20 - (-15))$$

$$\Phi_v = 43759 \text{ W}$$

3.3. Izračun gubitaka zbog prekida grijanja

Kod prekida grijanja (npr. noću), dolazi do zahtjeva za dodatnu toplinu kako bi grijani prostor postigao projektnu temperaturu.

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

gdje je:

A_i - površina poda grijanog prostora [m^2]

f_{RH} - korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu temperature za vrijeme prekida [W/m^2]

Tablica 3 Odabir faktora frh

Vrijeme zagrijavanja	f_{RH} [W/m^2] Pad temperature za vrijeme prekida		
	1K	2K	3K
	masa zgrade velika	masa zgrade velika	masa zgrade velika
1	11	22	45
2	6	11	22
3	4	9	16
4	2	7	13

$$\Phi_{RH,i} = 1965 \cdot 4 = 7860 \text{ W}$$

Ukupni gubici:

$$\Phi_G = \Phi_{TR} + \Phi_V + \Phi_{RH,i}$$

$$\Phi_G = 33183 + 43759 + 7860 = 84802 \text{ W}$$

4. PRORAČUN DOBITAKA TOPLINSKE ENERGIJE PREMA VDI 2078

Toplinski dobici mogu se podijeliti na dva izvora:

- Unutarnje toplinsko opterećenje - dobici osjetne i latentne topline (osobe, rasvjeta, uređaji)
- Vanjsko toplinsko opterećenje - dobici topline transmisijom i zračenjem kroz zidove i ostakljene otvore

4.1. Izračun unutrašnjeg toplinskog opterećenja

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

Gdje je:

Φ_P - toplina koju odaju ljudi [W]

Φ_M - toplina uređaja [W]

Φ_E - toplina rasvjete [W]

Toplina koju odaju ljudi

$$\Phi_P = N \cdot \Phi_{ukupna}$$

N - broj osoba

Φ_{ukupna} - ukupna toplina koju odaje jedna osoba [W]

$$\Phi_P = 60 \cdot 115 = 6900 \text{ W}$$

Toplina od rasvjete

Za toplinu unutarnjih dobitaka od rasvjete se uzima da zgrada ima 60 žarulja prosječne snage 60 W i iskoristivosti 5% (95% nominalne snage žarulje odlazi u toplinu).

$$\Phi_E = 60 \cdot 60 \cdot 0,95 = 3420 \text{ W}$$

Toplina koju odaju električni uređaji

Dobici od električnih uređaja se uzimaju iz tablice:

$$\Phi_M = 7000 \text{ W}$$

Ukupni unutarnji dobici:

$$\Phi_I = 6900 + 3420 + 7000$$

$$\Phi_I = 17320 \text{ W}$$

4.2. Izračun vanjskog toplinskog opterećenja

Vanjski izvori topline se sastoje od dobitaka topline kroz zidove transmisijom i dobitaka topline kroz staklene površine

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

Gdje je:

Φ_w - dobitak topline transmisijom kroz zidove ljeti [W]

Φ_f - dobitak topline kroz staklene površine [W]

Dobitak topline transmisijom kroz zidove ljeti:

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

Gdje je:

U - koeficijent prolaza topline [W/m²K]

A - površina plohe [m²]

$\vartheta_e = 32$ °C - vanjska projektna temperatura

$\vartheta_{int} = 26$ °C - unutarnja projektna temperatura

Tablica 4 Dobici transmisijom kroz zidove

	A [m ²]	U [W/m ² K]	A · U ($\vartheta_e - \vartheta_{int}$) [W]
Z2 - ZID PREMA VAN	173,64	0,23	239,6
Z4 - ZID PREMA VAN	66,74	0,23	92,1
Z6 - ZID PREMA VAN	193,3	0,23	266,8
S1 - RAVNI KROV	120,3	0,2	144,4
S2 - KOSI KROV	281	0,2	337,2
	UKUPNO		1080

Dobitak topline kroz staklene površine:

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

Dobitak topline transmisijom kroz staklene površine:

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

Gdje je:

U - koeficijent prolaza topline [W/m²K]

A - površina plohe [m²]

$\vartheta_e = 32$ °C - vanjska projektna temperatura

$\vartheta_{int} = 26$ °C - unutarnja projektna temperatura

Tablica 5 Dobici transmisijom kroz staklene površine

	A [m ²]	U [W/mK]	A · U ($\vartheta_e - \vartheta_{int}$) [W]
O1 - VANJSKI OTVOR	79,56	1,35	644,4
O2 - VANJSKI OTVOR	13,26	1,35	107,4
O3 - VANJSKI OTVOR	33,7	1,35	273
	UKUPNO		1025

Dobitak topline zračenjem kroz staklene površine:

$$\Phi_{S,s} = I_M \cdot A_S \cdot b$$

Gdje je:

b- koeficijent propusnosti

A_s - osunčana površina stakla [m²]

I_M - maksimalna vrijednost ukupnog sunčevog zračenja [W/m²]

Za proračun je upotrijebljen alat PVGIS s dnevnim podacima za rujan:

$$\text{JUG: } \Phi_{F,J} = 477 \cdot 13,26 \cdot 0,8 = 5060 \text{ W}$$

$$\text{ISTOK: } \Phi_{F,I} = 547 \cdot 79,56 \cdot 0,8 = 34816 \text{ W}$$

$$\Phi_F = \Phi_{F,J} + \Phi_{F,I} = 39876 \text{ W}$$

Dobitak topline ventilacijom zraka:

$$\Phi_V = 0,278 \cdot V_Z \cdot \rho_Z \cdot (h_e - h_{int})$$

Gdje je:

V_Z - volumni protok zraka

ρ_Z - gustoća zraka

h_e - entalpija vanjskog zraka

h_{int} - entalpija ubačenog zraka

$$V_Z = 4651 \cdot 0,8 = 3721 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$\Phi_V = 5,667 \cdot 3721 = 21087 \text{ W}$$

Ukupni dobiti:

$$\Phi_D = \Phi_I + \Phi_A = \Phi_I + \Phi_W + \Phi_F$$

$$\Phi_b = 17320 + 1080 + 39876 + 21087$$

$$\Phi_b = 79363 \text{ W}$$

5. PRORAČUN POTREBNE GODIŠNJE ENERGIJE ZA GRIJANJE PREMA HRN ISO 13790

Godišnja potrebna energija $Q_{H,nd}$ jest izračunata energija koju je potrebno dovesti sustavom grijanja tijekom sezone za održavanje projektne temperature u grijanim prostorijama. Potrebna toplinska energija se računa po slijedećoj formuli:

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

gdje je:

$Q_{H,nd}$ - potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu (kWh)

$Q_{H,nt}$ - ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu grijanja (kWh)

$\eta_{H,gn}$ - faktor iskoristivosti

$Q_{H,gn}$ - ukupni toplinski dobici zgrade u periodu grijanja (kWh)

Ako za ukupnu izmijenjenu energiju vrijedi da se sastoji od toplinskih gubitaka onda se (1-1) pretvara u :

$$Q_{H,nd} = Q_T + Q_V - \eta_{H,gn} \cdot (Q_I + Q_S)$$

gdje je:

Q_T - izmijenjena toplina transmisijom (kWh)

Q_V - izmijenjena toplina ventilacijom (kWh)

Q_I - unutarnji toplinski dobici zgrade (kWh)

Q_S - solarni toplinski dobici (kWh)

S obzirom na vremenski korak koristi se kvazistacionarni proračun na temelju mjesečnih vrijednosti, izmijenjena toplinska energija transmisijom i ventilacijom iznosi u periodu grijanja:

$$Q_T = \frac{H_T}{1000} \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_e) \cdot t$$

$$Q_V = \frac{H_V}{1000} \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_e) \cdot t$$

Gdje je:

H_T - izmijenjena toplinska energija transmisijom [W/K]

H_V - izmijenjena toplinska energija ventilacijom [W/K]

t - trajanje proračunskog razdoblja [h]

ϑ_{in} - unutarnja proračunska temperatura [°C]

ϑ_e - srednja vanjska temperatura za određeni mjesec [°C]

5.1. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanje

Iskorištenje toplinskih dobitaka računamo na slijedeći način:

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - y_H^{ah}}{1 - y_H^{ah}}$$

Gdje je:

$a_{H,0}$ - bezdimenzijski parametar ovisan o vremenskoj konstanti zgrade τ

y_H - omjer toplinskih dobitaka i ukupne izmjenjene topline transmisijom i ventilacijom u režimu grijanja

$$a_H = a_0 + \frac{\tau}{\tau_{H,0}}$$

	a_0	$\tau_{H,0}$
Mjesečni proračun	1	15
Sezonski proračun	0,8	30

$$a_{H,0} = 1 + 79/15$$

$$a_H = 6$$

Omjer toplinskih dobitaka i gubitaka:

$$y_H = \frac{Q_D}{Q_{tr+ve}}$$

Vremenska konstanta zgrade τ (h) se računa iz:

$$\tau = \frac{C_m}{3600 \cdot (H_{tr} + H_{ve})}$$

C_m - efektivni toplinski kapacitet grijanog dijela zgrade [J/K]

H_{tr} - koeficijent transmisijske izmjene topline [W/K]

H_{ve} - koeficijent ventilacijske izmjene topline [W/K]

$$C_m = 370 \cdot A = 370 \cdot 1965$$

$$C_m = 627150 \text{ kJ/K}$$

5.2. Rezultati proračuna

Tablica 6 Klimatološki podaci za Zagreb

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
	Temperatura zraka (°C)											
sred.	1	2,9	7,1	11,7	16,8	20,3	21,9	21,3	16,3	11,4	6,5	1,4
min	-12,8	-11,9	-8	0,6	6,5	10,5	13,4	10,8	7,3	0,2	-5,7	-12,4
max	13,4	14,9	17,2	21,3	26,5	29,6	29,3	29,6	25	21	19,3	14,5
Orij	Globalno Sunčevo zračenje 90° (MJ/m²).											
J	166	227	307	309	315	299	324	339	349	323	180	119
I, Z	87	136	238	319	396	410	435	383	296	202	97	63

Otvori s dobicima topline su podijeljeni na dvije strane svijeta, jug i zapad. Površina otvora na istoku je 79,56 m², a na jugu 13,26 m².

Tablica 7 Ukupna potrebna energija za grijanje

	Broj sati	Q_T	Q_V	$Q_{H,nt}$	Q_I	Q_S	$Q_{H,gn}$	y_H	$\eta_{H,gn}$	$Q_{H,nd}$
	[h]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	-	-	[kWh]
I	434	7817	10308	18125	2685	2029	4714	0,26	1	13412
II	392	6355	8379	14734	2425	3076	5501	0,37	1	9240
III	434	5308	6998	12306	2148	5117	7264	0,59	0,98	5152
IV	420	3305	4358	7662	2078	6556	8634	1,13	0,81	701
V										
VI										
VII										
VIII										
IX										
X	434	3538	4666	8204	2148	4527	6674	0,81	0,93	1967
XI	420	5375	7088	12463	2598	2247	4845	0,39	1	7625
XII	434	7653	10091	17743	2685	1466	4150	0,23	1	13593
		Ukupna potrebna toplina za grijanje godišnje [kWh]								51691

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

Godišnja potrebna energija $Q_{C,nd}$ jest izračunata energija koju je potrebno dovesti sustavom grijanja tijekom sezone za održavanje projektne temperature u grijanim prostorijama. Potrebna toplinska energija se računa po slijedećoj formuli:

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

gdje je:

$Q_{C,nd}$ - potrebna toplinska energija za hlađenje (kWh)

$Q_{C,gn}$ - ukupni toplinski dobitci (kWh)

$\eta_{C,is}$ - faktor iskoristivosti toplinskih gubitaka kod hlađenja

$Q_{C,ht}$ - ukupna izmijenjena toplinska energija u periodu hlađenja (kWh)

Ako za ukupnu izmijenjenu energiju vrijedi da se sastoji od toplinskih gubitaka onda se (1-1) pretvara u :

$$Q_{C,nd} = Q_{int} + Q_{sol} - \eta_{C,is} \cdot (Q_{tr} + Q_{ve})$$

gdje je:

Q_{tr} - izmijenjena toplina transmisijom (kWh)

Q_{ve} - izmijenjena toplina ventilacijom (kWh)

Q_{int} - unutarnji toplinski dobitci zgrade (kWh)

Q_{sol} - solarni toplinski dobitci (kWh)

Unutarnji toplinski dobitci i toplinski dobitci od sunčeva zračenja se računaju isto kao kod grijanja:

$$Q_T = \frac{H_T}{1000} \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_e) \cdot t$$

$$Q_V = \frac{H_V}{1000} \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_e) \cdot t$$

Gdje je:

H_{Tr} - izmijenjena toplinska energija transmisijom [W/K]

H_{Ve} - izmijenjena toplinska energija ventilacijom [W/K]

t - trajanje proračunskog razdoblja [h]

ϑ_{int} - unutarnja proračunska temperatura [°C]

ϑ_e - srednja vanjska temperatura za određeni mjesec [°C]

6.1. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka

Iskorištenje toplinskih dobitaka računamo na slijedeći način:

$$\eta_{C,is} = \frac{1 - y_C^{ac}}{1 - y_C^{ac}}$$

Gdje je:

a_{ht} - bezdimenzijski parametar ovisan o vremenskoj konstanti zgrade τ

y_{ht} - omjer toplinskih dobitaka i ukupne izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom

$$a_c = a_0 + \frac{\tau}{\tau_{c,0}}$$

	a_0	$\tau_{h,0}$
Mjesečni proračun	1	15
Sezonski proračun	0,8	30

$$a_c = 1 + 79/15$$

$$a_c = 6$$

Omjer toplinskih dobitaka i gubitaka:

$$y_c = \frac{Q_{c,gn}}{Q_{c,ht}}$$

Vremenska konstanta zgrade τ (h) se računa iz:

$$\tau = \frac{C_m}{3600 \cdot (H_{tr} + H_{ve})}$$

C_m - efektivni toplinski kapacitet hlađenog dijela zgrade [J/K]

H_{tr} - koeficijent transmisijske izmjene topline [W/K]

H_{ve} - koeficijent ventilacijske izmjene topline [W/K]

$$C_m = 370 \cdot A = 370 \cdot 1965$$

$$C_m = 627150 \text{ kJ/K}$$

6.2. Rezultati proračuna

Tablica 8 Potrebna energija za hlađenje

	Broj sati	Q_{Tr}	Q_{ve}	$Q_{C,nt}$	Q_i	Q_s	$Q_{C,gn}$	y_H	$\eta_{C,gn}$	$Q_{C,nd}$
	[h]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	-	-	[kWh]
I										
II										
III										
IV										
V	434	1402	14035	15436	2148	7936	10084	0,65	0,93	-4249
VI	420	840	8415	9255	2078	8136	10215	1,1	0,76	3191
VII	434	625	6255	6879	2148	8652	10800	1,57	0,6	6710
VIII	434	716	7170	7886	2148	7777	9924	1,26	0,7	4408
IX	420	1430	14320	15750	2078	6267	8345	0,53	0,96	-6798
X										
XI										
XII										
		Ukupna potrebna toplina za hlađenje godišnje [kWh]								14309

7. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENTI DIZALICE TOPLINE

Za zgradu se uzima

Radna točka prema HRN EN 14511:

W10/W45

Temperaturni režim na isparivaču:

10/7 °C

Temperaturni režim na kondezatoru:

40/45 °C

Odabrana temperatura isparivanja:

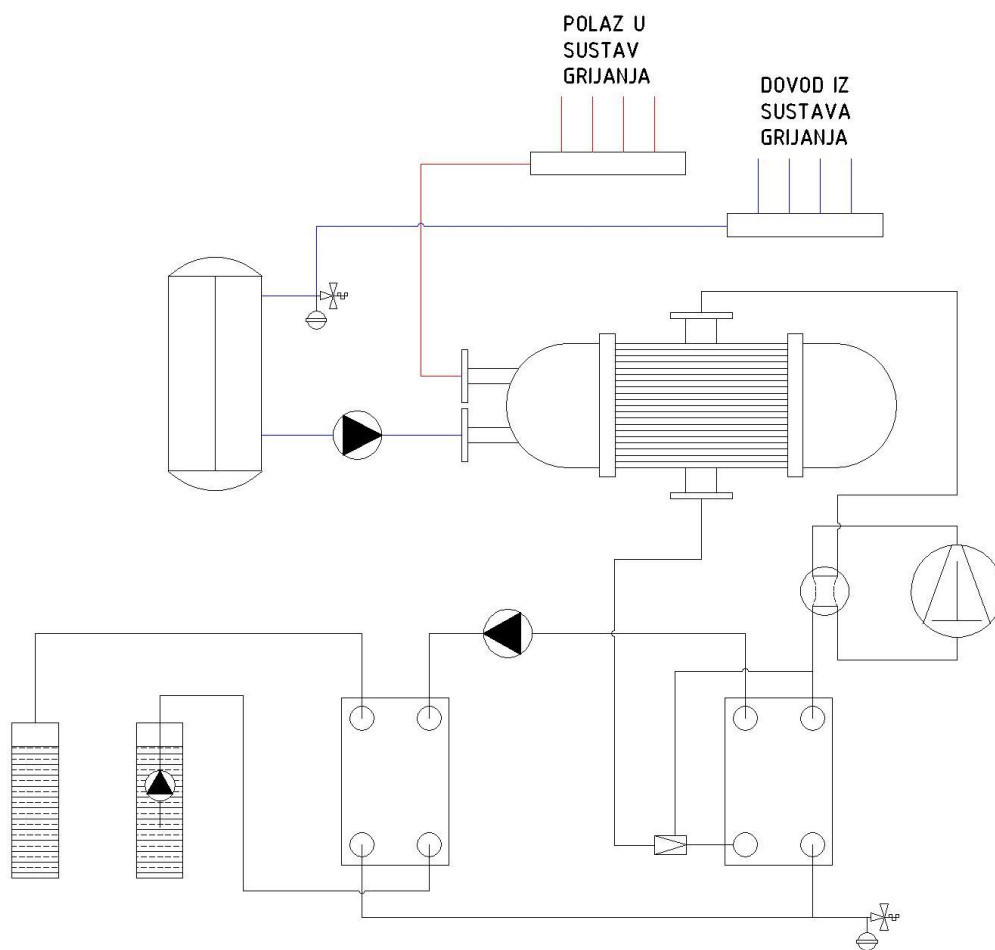
$\vartheta_i = 3 \text{ °C}$

Odabrana temperatura kondezacije:

$\vartheta_k = 48 \text{ °C}$

Izentropski stupanj kompresije

$\eta_k = 0,7$



Slika 3 Shema spajanja dizalice topline

Izračunata vrijednost entalpije u točki 2:

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

$$h_2 = 420 \text{ kJ/kg}$$

Iz toga slijedi očitana temperatura i entropija u točki 2:

$$t_2 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_2 = 1,68 \text{ kJ/kgK}$$

R 410 A

Tablica 9 Svojstva radne tvari 410a u pojedinim točkama

	ϑ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	7	6,638	370	1,65
2	75	21,949	420	1,68
2is	65	21,949	405	1,65
3''	48	21,949	381,27	1,5778
3'	48	21,949	273,78	1,2428
3	45	21,949	268,51	1,2268
4	3	6,638	268,51	
4''	3	6,638	366,78	1,6045

Izračunati gubici za zgradu su:

$$\Phi_G = 84802 \text{ W}$$

Iz toga slijedi da je snaga kondezatora:

$$\Phi_k = 85 \text{ kW}$$

Maseni protok radne tvari se izračunava iz snage kondezatora:

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_k}{h_2 - h_3}$$

$$q_{m,RT} = 0,56 \text{ kg/s}$$

Iz toga se može izračunati minimalna potrebna snaga isparivača:

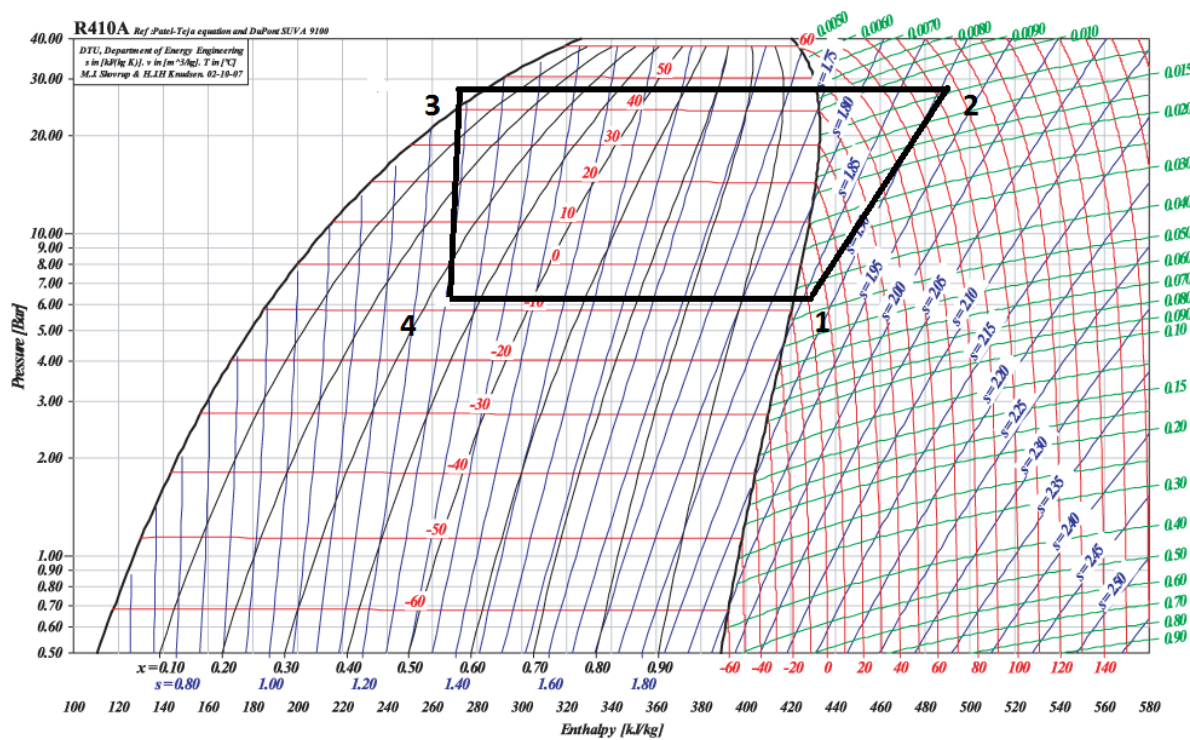
$$\Phi_I = q_{m,RT} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$\Phi_I = 56,8 \text{ kW}$$

Potrebna snaga kompresora:

$$P_K = \Phi_K - \Phi_I$$

$$P_K = 28,2 \text{ Kw}$$



Slika 4 log p-h dijagram

Odabran kompresor:

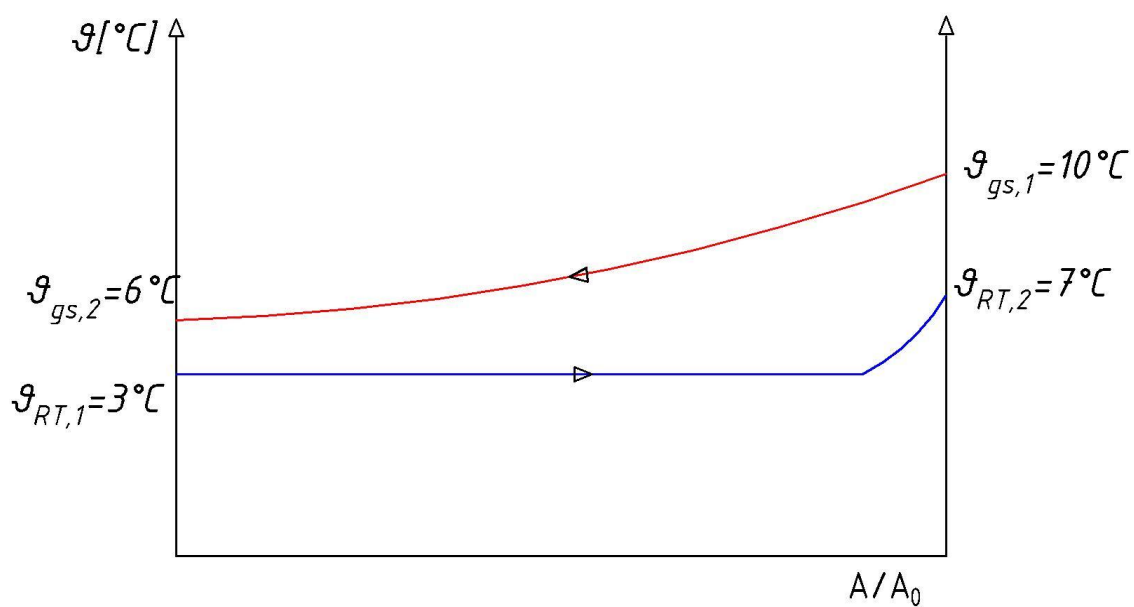
Bitzer GSD80295VA(B/R)



Slika 5 Izabrani kompresor

Kompresor je serije ORBIT 8 koja je posebno napravljena za tvar 410a. Snaga kompresora je 32 kW pri rashladnom učinku od 64,9 kW pri temperaturi kondenzacije od 50°C i temperaturi isparavanja 5°C. Protočni volumen kompresora je 48,3 m³/h.

7.1. Proračun isparivača



Slika 6 Δ -A dijagram isparivača

Odabran je pločasti izmjenjivač topline



Slika 7 Pločasti isparivač

Smjesa vode i glikola izlazi iz međuzmjenjivača i ulazi u isparivač. Isparivač preuzima toplinski tok međuzmjenjivača te isparava radnu tvar te je potom pregrijava radi sprječavanja pojave dvofazne mješavine radne tvari (plinovita i kapljevita) u ulazu u kompresor. U proračunu se zanemaruje pregrijavanje radne tvari.

Minimalna potrebna snaga isparivača je:

$$\Phi_1 = 56,8 \text{ kW}$$

Temperatura ulaza glikolne smjese:

$$\vartheta_{gs,1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura izlaza glikolne smjese:

$$\vartheta_{gs,2} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura ulaza radne tvari:

$$\vartheta_{RT,1} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura izlaza radne tvari:

$$\vartheta_{gs,1} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Svojstva 30% glikolne smjese pri temperaturi 8°C dana su tablicom:

Tablica 10 Svojstva glikolne smjese

Gustoća	ρ_{gs}	1070	kg m^{-3}
Toplinska vodljivost	λ_{gs}	0,4697	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Dinamička viskoznost	μ_{gs}	0,00433	Pa s
Kinematička viskoznost	ν_{gs}	$4,14 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
Specifični toplinski viskozitet	c_{gs}	3,652	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Prandtlov broj	Pr_{gs}	34	

Svojstva radne tvari R410a pri temperaturi isparavanja dana su tablicom:

Tablica 11 Svojstva radne tvari R410a

Gustoća	ρ_{RT}	40	kg m^{-3}
Toplinska vodljivost	λ_{RT}	0,0124	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Dinamička viskoznost	μ_{RT}	$1,19 \cdot 10^{-5}$	Pa s
Kinematička viskoznost	ν_{RT}	$3,11 \cdot 10^{-7}$	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$

Maseni protoci radne tvari i glikolne smjese se dobivaju iz snage isparivača i razlika entalpija odnosno temperatura.

Maseni protok glikolne smjese:

$$q_{m,gs} = \frac{\Phi_I}{c_{gs}(\vartheta_{gs1} - \vartheta_{gs2})}$$

$$q_{m,gs} = 3,89 \text{ kg s}^{-1}$$

Maseni protok radne tvari R410a:

$$q_{mRT} = \frac{\Phi_I}{(h_1 - h_4)}$$

$$q_{mRT} = 0,56 \text{ kg s}^{-1}$$

Dimenzije pločastog isparivača:

Prije kretanja u termodinamički proračun, potrebno je odabrati dimenzije isparivača i prepostaviti učinak.

Tablica 12 Dimenzije pločastog isparivača

Visina isparivača	H_{isp}	0,6 m
Širina isparivača	B_{isp}	0,2 m
Kut orebrenja isparivača	β_{isp}	60°
Dubina orebrenja	b_{isp}	0,002 m
Perioda orebrenja	Λ_{isp}	0,008 m

Učestalost amplituda:

$$X_{isp} = \frac{b_{isp}}{\Lambda_{isp}}$$

$$X_{isp} = 0,25$$

Faktor površine:

$$F_{isp} = \frac{1}{6} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + X_{isp}^2} \right) + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{2} \cdot X_{isp}^2}$$

$$F_{isp} = 4,4$$

Ekvivalentni promjer kanala:

$$d_{h,isp} = \frac{2 \cdot \Lambda_{isp}}{F_{isp}}$$

$$d_{h,isp} = 0,0036 \text{ m}$$

Broj ploča isparivača:

$$N_{isp} = 60$$

Površina jednog kanala:

$$A_{C,isp} = B_{isp} \cdot b_{isp}$$

$$A_{C,isp} = 0,0004 \text{ m}$$

Debljina ploče:

$$\delta_{isp} = 0,0006 \text{ m}$$

Prijelaz topline na strani glikolne smjese

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_{s,isp} = \frac{N_{isp}}{2} = 30$$

Brzina strujanja:

$$w_{gs} = \frac{q_{m,gs}}{A_{c,isp} \cdot \rho_{gs} \cdot N_{s,isp}}$$

$$w_{gs} = 0,3 \text{ m s}^{-1}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{s,gs} = \frac{\rho_{gs} \cdot w_{gs} \cdot d_{h,gs}}{\mu_{gs}}$$

$$Re_{s,gs} = 272$$

Proračun Nusseltova broja prema Wanniarachchi-u:

$$Nu_{s,gs} = (Nu_{1,gs}^3 + Nu_{t,gs}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{1,gs} = 3,65 \cdot \beta_{isp}^{-0,455} \cdot F_{isp}^{0,661} \cdot Re_{s,gs}^{0,339} = 10$$

$$Nu_{t,gs} = 12,6 \cdot \beta_{isp}^{-0,142} \cdot F_{isp}^{1-m} \cdot Re_{s,gs}^m = 9,7$$

$$m = 0,712$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{s,gs} = 8,8$$

Koeficijent prijelaza topline na strani glikolne smjese:

$$\alpha_{gs} = \frac{Nu_{s,gs} \cdot \lambda_{gs}}{d_{h,gs}}$$

$$\alpha_{gs} = 1133 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

Prijelaz topline na strani radne tvari

Pretpostavka toplinskog toka:

$$q_{A,isp} = 2700 \text{ W m}^{-2}$$

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_{m,isp} = \frac{(\vartheta_{gs,1} - \vartheta_4) - (\vartheta_{gs,2} - \vartheta_4)}{\ln \frac{(\vartheta_{gs,1} - \vartheta_4)}{(\vartheta_{gs,2} - \vartheta_4)}}$$

$$\Delta\vartheta_{m,isp} = 4,72 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Broj kanala za strujanje radne tvari:

$$N_{RT,s} = \frac{N_{isp}}{2} - 1$$

$$N_{RT,s} = 29$$

Specifični maseni tok:

$$G_{isp} = \frac{q_{m,RT,isp}}{A_{Cisp} \cdot N_{RT,isp}}$$

$$G_{isp} = 48,5 \text{ kg s}^{-1}\text{m}^{-2}$$

Razlika entalpija pri isparavanju:

$$\Delta h_{isp} = 98 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Boilingov broj:

$$Bo_{A,isp} = \frac{q_{Aisp}}{\Delta h_{isp} \cdot G_{isp}}$$

$$Bo_{A,isp} = 0,00057$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{isp} = \frac{G_{isp} \cdot d_{h,isp}}{\mu_{isp}}$$

$$Re_{isp} = 14813$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{f,isp} = 30 \cdot Re_{isp}^{0,875} \cdot Bo_A^{0,714}$$

$$Nu_{f,isp} = 645$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_{RT,isp} = \frac{Nu_{f,isp} \cdot \lambda_{RTisp}}{d_{h,isp}}$$

$$\alpha_{RT,isp} = 2198 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Koeficijent prolaza topline i površina izmjenjivača

$$k_{Aisp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{gs}} + \frac{\delta}{\lambda_{\check{c}}} + \frac{1}{\alpha_{RTisp}}}$$

$$k_{Aisp} = 726 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Toplinski tok se dobiva preko prolaza topline i srednje logaritamske temperature:

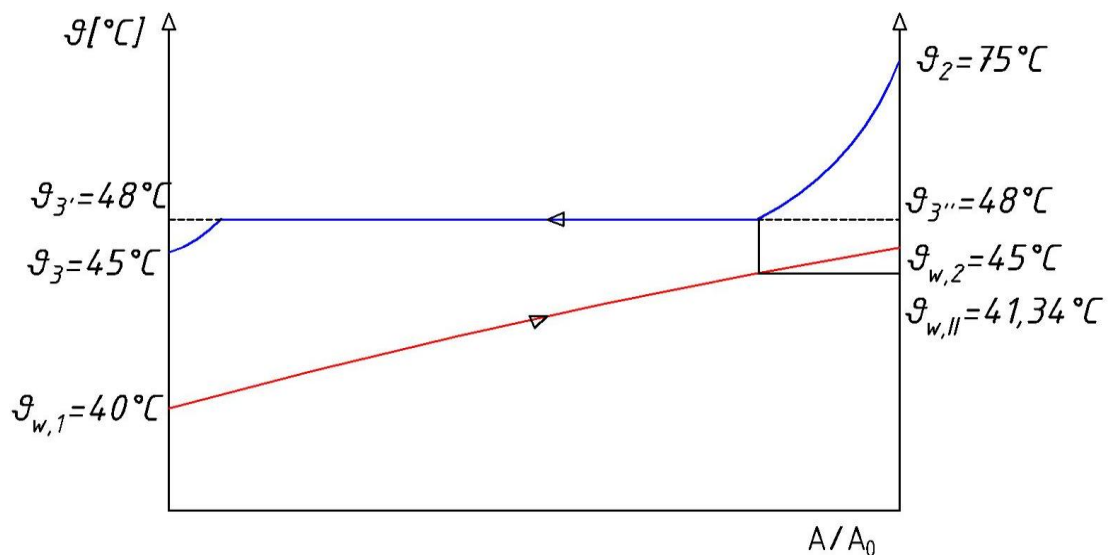
$$q_A = k_{Aisp} \cdot \Delta\vartheta_{m,isp} = 3426 \text{ Wm}^{-2}$$

Minimalna potrebna površina isparivača:

$$A_{min} = \frac{\phi_{isp}}{q_{A,isp}} = 16,6 \text{ m}^2$$

Odabrana površina isparivača:

$$A_{isp} = F_{isp} \cdot H_{isp} \cdot B_{isp} \cdot N_{isp} = 31,7 \text{ m}^2$$

7.2. Proračun kondezatora

Slika 8 9-A dijagram kondezatora

Za kondezator je odabran Shell&Tube izmjenjivač.

$$\phi_{II} = q_{mRT} \cdot (h_2 - h_{3''}) = q_{m,w} \cdot c_w \cdot (\vartheta_{w1} - \vartheta_{w'})$$

$$\phi_I = q_{mRT} \cdot (h_{3''} - h_{3'}) = q_{m,w} \cdot c_w \cdot (\vartheta_{w'} - \vartheta_{w2})$$

Toplinski tok predan u zoni II:

$$\phi_{II} = 21,69 \text{ kW}$$

Toplinski tok predan u zoni I:

$$\phi_I = 60,2 \text{ kW}$$

Temperatura vode na ulazu u zonu II:

$$\vartheta_{w'} = \frac{\phi_I \cdot \vartheta_{w1} + \phi_{II} \cdot \vartheta_{w2}}{\phi_I + \phi_{II}}$$

$$\vartheta_{w'} = 41,32 \text{ °C}$$

Srednja logaritamska temperatura za zonu I:

$$\Delta\vartheta_{m,I} = \frac{(\vartheta_{3''} - \vartheta_{w'}) - (\vartheta_3 - \vartheta_{w2})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{3''} - \vartheta_{w'}}{\vartheta_3 - \vartheta_{w2}}\right)}$$

$$\Delta\vartheta_{m,I} = 5,8 \text{ °C}$$

Srednja logaritamska temperatura za zonu I:

$$\Delta\vartheta_{m,I} = \frac{(\vartheta_2 - \vartheta_{w1}) - (\vartheta_{3''} - \vartheta_{w'})}{\ln\left(\frac{\vartheta_2 - \vartheta_{w1}}{\vartheta_{3''} - \vartheta_{w'}}\right)}$$

$$\Delta\vartheta_{m,I} = 17,1 \text{ °C}$$

Proračun kondezatora se vrši za područje čiste kondenzacije i pregrijanja posebno.
Prepostavka specifičnog toplinskog toka:

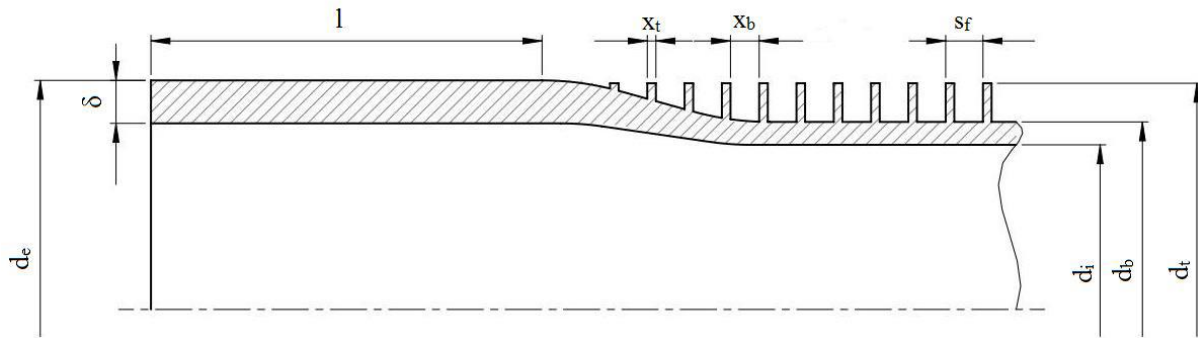
$$q = 2300 \text{ W/m}^2$$

Pretpostavka vanjske površine izmjene topline:

$$A_{v,pret} = \frac{\phi_I + \phi_{II}}{q} = 35,6 \text{ m}^2$$

Promjer plašta kondezatora:

$$D = 350 \text{ mm}$$



Slika 9 Dimenzije kondenzatora

Odabrane su slijedeće dimenzije:

$$\begin{aligned}d_e &= 12 \text{ mm} \\d_i &= 7,4 \text{ mm} \\d_t &= 11,8 \text{ mm} \\d_b &= 9,1 \text{ mm} \\\delta &= 0,85 \text{ mm} \\s_f &= 1,3 \text{ mm} \\x_b &= 0,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

Unutarnja površina cijevi po metru duljine cijevi:

$$A_{i,l}=0,0233 \text{ m}^2/\text{m}$$

Koeficijent za niska orebrenja:

$$E = 1$$

Srednji promjer cijevi:

$$d_m = \frac{d_e + d_i}{2}$$

Razmak između cijevi:

$$s = 16 \text{ mm}$$

Omjer vanjske i unutarnje površine cijevi:

$$\frac{A_e}{A_i} = 4$$

$$A_{ipret} = \frac{A_{vpret}}{\frac{A_e}{A_i}} = 8,9$$

Broj cijevi koje možemo staviti u plašt:

$$n_t = 0,75 \cdot \left[\left(\frac{D}{s} \right)^2 - 1 \right] + 1 = 359$$

Odabran broj cijevi:

$$n_t = 280$$

Ukupna duljina cijevi:

$$L_{uk} = \frac{A_{i,pret}}{\pi \cdot d_i} = 306 \text{ m}$$

Prosječan broj cijevi u okomitome redu:

$$f = \frac{0,9 \cdot D}{1,732 \cdot s}$$

$$f = 11$$

Različite potrebne dimenzije na orebrenju:

$$h_f = \frac{d_t - d_b}{2}$$

$$h_f = 1,35 \text{ mm}$$

$$x_t = s_f - x_b - 2 \cdot h_f$$

$$x_t = 2,15 \text{ mm}$$

Relativna visina orebrenja:

$$h_r = \pi \cdot \frac{d_t^2 - d_b^2}{4d_t}$$

$$h_r = 3,8 \text{ mm}$$

Vertikalni dijelovi površine orebrenja po metru cijevi:

$$A_{v,1} = \pi \cdot \frac{d_t^2 - d_b^2}{2 \cdot s_f}$$

$$A_{v,1} = 0,00339 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

Horizontalni dijelovi površine orebrenja po metru cijevi:

$$A_{v,1} = \pi \cdot \frac{d_t x_t - d_b x_b}{2 \cdot s_f}$$

$$A_{v,1} = 0,0777 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

Ukupna vanjska površina po metru duljine cijevi:

$$A_{e,1} = A_{v,1} + A_{h,1} = 0,1108 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

Koeficijent koji ovisi o orebrenju i služi za proračun kondezacije:

$$\Psi_C = 1,3 \cdot \frac{A_{v,1}}{A_{e,1}} \cdot E^{0,75} \cdot \left(\frac{d_b}{h_r}\right)^{0,25} + \frac{A_{h,1}}{A_{e,1}}$$

$$\Psi_C = 1,1857$$

Omjer vanjske i unutarnje površine dobiven proračunom:

$$\frac{A_e}{A_i} = 4,8$$

U daljnjem proračunu se uzima da je koeficijent prijelaza topline u obje zone jednak

Proračun zone I

Izmijenjena snaga kondezatora u zoni I:

$$\Phi_I = 60,2 \text{ kW}$$

Maseni protok vode:

$$q_{m,w} = \frac{\Phi_I}{c_w(\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2})}$$

$$q_{m,w} = 3,91 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Brzina vode:

$$w_w = \frac{q_{m,w}}{A_i \cdot n_{t,l} \cdot \rho_w}$$

$$w_w = 1,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Temperatura vode na ulazu u zonu:

$$\vartheta_{w2} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura vode na ulazu:

$$\vartheta_{w1} = 41,32 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura radne tvari na ulazu:

$$\vartheta_{3''} = 48 \text{ }^\circ\text{C}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_w = \frac{\rho_w \cdot w_w \cdot d_i}{\mu_w}$$

$$Re_w = 17558$$

Prandtllov broj:

$$Pr_w = \frac{\mu_w \cdot c_w}{\lambda_w}$$

$$Pr_w = 3,5$$

Nusseltov broj:

$$Nu_w = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Nu_w = 94$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_i}$$

$$\alpha_w = 8367 \frac{W}{m^2K}$$

Toplinska vodljivost bakra:

$$\lambda_{Cu} = 370 \frac{W}{mK}$$

Pretpostavka debljine naslage kamenca:

$$\delta_k = 0,0004 \text{ m}$$

Toplinska vodljivost kamenca:

$$\lambda_k = 2 \frac{W}{mK}$$

Toplinski otpor stijenke cijevi:

$$R_{Cu} = \frac{\delta_{Cu} \cdot d_i}{\lambda_{Cu} \cdot d_m}$$

$$R_{Cu} = 0,00175 \frac{m^2K}{W}$$

Toplinski otpor zbog naslaga kamenca:

$$R_k = \frac{\delta_k}{\lambda_k}$$

$$R_k = 0,0002 \frac{m^2K}{W}$$

Specifični toplinski tok:

$$q_{i,l} = \frac{\vartheta_z - \vartheta_{w,sr}}{\frac{1}{\alpha_w} + R_{Cu} + R_k}$$

$$q_{i,l} = 3113 \cdot (\vartheta_z - 42,2)$$

Specifični toplinski tok izražen preko vanjske površine:

$$q_{e,l} = \frac{A_i}{A_e} \cdot q_{i,l}$$

$$q_{e,l} = 648,5 \cdot (\vartheta_z - 42,2)$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radnog medija:

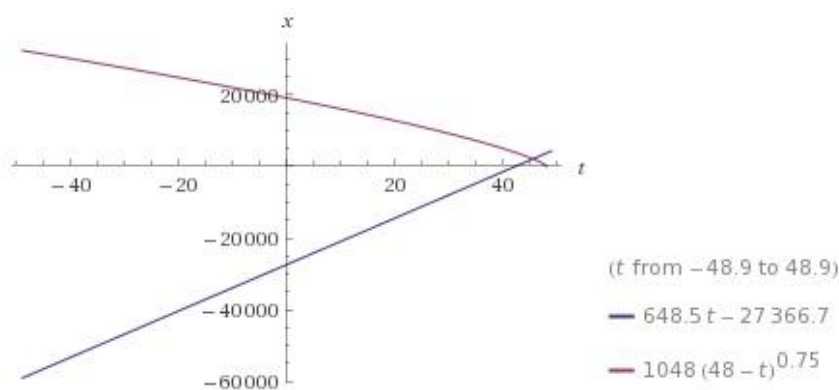
$$\alpha_{RT,l} = 0,725 \cdot \left(\frac{g \cdot h_c \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta \cdot d_e (\vartheta_{3,l} - \vartheta_{z,l})} \right)^{0,25} \cdot f^{-0,167} \cdot \Psi_c$$

$$\alpha_{RT,l} = 1048 \cdot (48 - \vartheta_{z,l})^{-0,25}$$

Ako se to ubaci u formulu za specifični toplinski tok:

$$q_{e,l} = 1048 \cdot (48 - \vartheta_{z,l})^{0,75}$$

Iz dvije jednačbe s dvije nepoznanice se dobiva specifični toplinski tok i temperatura. Za izračun je korišten programski alat:



Alternate form:

$$\{q = 648.5 t - 27\,366.7, q = 1048 \cdot (48 - t)^{3/4}\}$$

Expanded form:

$$\{q = 648.5 t - 27\,366.7, q = 1048 (48 - t)^{0.75}\}$$

[Step-by-step solution](#)

Solution:

$$q \approx 2111.28, \quad t \approx 45.4556$$

[Exact form](#)

[More digits](#)

Slika 10 Izračunati tok i temperatura

Iz toga slijedi da je:

$$\vartheta_{z,I} = 45.5^{\circ}\text{C}$$

$$q_{e,I} = 2111 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Koeficijent prolaza topline u zoni I:

$$k_{e,I} = \frac{q_{e,I}}{\Delta\vartheta_{m,I}}$$

$$k_{e,I} = 364 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Vanjska površina kondezatora:

$$A_{e,I} = \frac{\Phi_I}{q_{e,I}}$$

$$A_{e,I} = 28,4 \text{ m}^2$$

Proračun zone II

Potreban učinak u zoni II:

$$\Phi_{II} = 21,84 \text{ kW}$$

Temperatura vode na ulazu u zonu:

$$\vartheta_{w,I} = 41,32^{\circ}\text{C}$$

Temperatura vode na ulazu:

$$\vartheta_{w2} = 45^{\circ}\text{C}$$

Temperatura radne tvari na ulazu:

$$\vartheta_2 = 75^{\circ}\text{C}$$

Temperatura radne tvari na izlazu:

$$\vartheta_{3''} = 48^{\circ}\text{C}$$

Horizontalni razmak cijevi:

$$s_h = 0,017\text{m}$$

Vertikalni razmak cijevi:

$$s_v = s_h \cdot \cos 30 = 0,0147\text{m}$$

Ekvivalentni broj cijevi u horizontalnom redu:

$$n_{eqv} = 0,502 \cdot \pi^{0,5} \cdot n_t^{0,5} \cdot \left(\frac{s_h}{s_v}\right)^{0,5}$$

$$n_{eqv} = 16$$

Površina između cijevi:

$$A_j = n_{eqv} \cdot (s_h - s_v) \cdot L$$

$$A_j = 0,087 \text{ m}^2$$

Brzina radne tvari:

$$w_{RT,II} = \frac{q_{m,RT}}{A_j \cdot \rho_{RT}}$$

$$w_{RT,II} = 0,047 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{RT,II} = \frac{\rho_{RT,II} \cdot w_{RT,II} \cdot d_e}{\mu_{RT,II}}$$

$$Re_{RT,II} = 4437$$

Prandtllov broj:

$$Pr_{RT,II} = \frac{\mu_{RT,II} \cdot c_{pRT,II}}{\lambda_{RT,II}}$$

$$Pr_{RT,II} = 1,4$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{RT,II} = 0,4 \cdot Re_{RT,II}^{0,6} \cdot Pr^{0,36}$$

$$Nu_{RT,II} = 70$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_{RT,II} = \frac{Nu_{RT,II} \cdot \lambda_{RT,II}}{d_e}$$

$$\alpha_{RT,II} = 232 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Koeficijent prolaza topline na vanjskoj površini izmjenjivača:

$$k_{e,II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{RT,II}} + \left(R_i + \frac{1}{\alpha_w}\right) \cdot \frac{A_e}{A_i}}$$

$$k_{e,II} = 171 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Specifični toplinski tok:

$$q_{e,II} = k_{e,II} \cdot \Delta\vartheta_{m,II}$$

$$q_{e,II} = 2923 \frac{W}{m^2}$$

Površina izmjene topline za zonu II:

$$A_{e,II} = \frac{\Phi_{II}}{q_{e,II}}$$

$$A_{e,II} = 7,5 m^2$$

Ukupna površina izmjene topline:

$$A_e = A_{e,I} + A_{e,II}$$

$$A_e = 35,9 m^2$$

Iz toga slijedi da je ukupni specifični toplinski tok:

$$q_e = \frac{\Phi_I + \Phi_{II}}{A_e}$$

$$q_e = 2280 \frac{W}{m^2}$$

Pretpostavljeni specifični toplinski tok je 2300 W/m².

Omjer duljine i promjera izmjenjivača:

$$\frac{L}{D} = 3,11$$

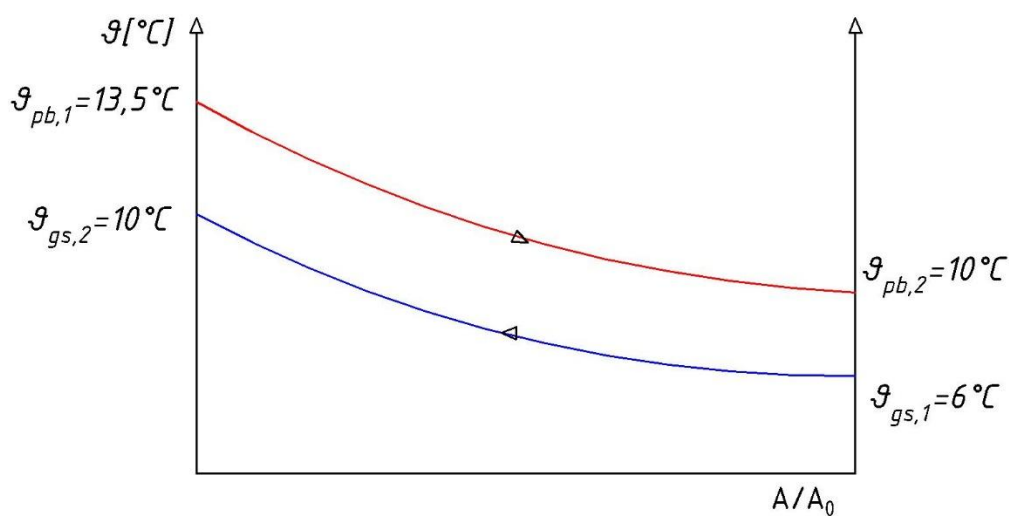
7.3. Proračun međuizmjenjivača

Odabran je pločasti izmjenjivač topline



Slika 11 Pločasti međuizmjenjivač

Voda iz podzemnog crpnog bunara ulazi u pločasti međuizmjenjivač. Taj krug se zove krug podzemne vode. S druge strane iz isparivača se vraća glikolna smjesa u krugu glikolne smjese.



Slika 12 θ-A dijagram za međuzmjenjivač

Minimalna potrebna snaga isparivača je:

$$\Phi_1 = 56,8 \text{ kW}$$

Temperatura ulaza glikolne smjese:

$$\theta_{gs,1} = 6 \text{ °C}$$

Temperatura izlaza glikolne smjese:

$$\theta_{gs,2} = 10 \text{ °C}$$

Temperatura ulaza podzemne vode:

$$\theta_{pb,1} = 13,5 \text{ °C}$$

Temperatura izlaza radne tvari:

$$\theta_{pb,2} = 10 \text{ °C}$$

Svojstva 30% glikolne smjese pri temperaturi 8°C dana su tablicom:

Tablica 13 Svojstva glikolne smjese na međuzmjenjivaču

Gustoća	ρ_{gs}	1070	kg m^{-3}
Toplinska vodljivost	λ_{gs}	0,4697	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Dinamička viskoznost	μ_{gs}	0,00433	Pa s
Kinematička viskoznost	ν_{gs}	$4,14 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
Specifični toplinski viskozitet	c_{gs}	3,652	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Prandtlov broj	Pr_{gs}	34	

Svojstva vode iz podzemnog bunara pri srednjoj temperaturi:

Tablica 14 Svojstva podzemne vode na međuzmjenjivaču

Gustoća	ρ_{pb}	1000	kg m^{-3}
Toplinska vodljivost	λ_{pb}	0,5846	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Dinamička viskoznost	μ_{pb}	$1221,8 \cdot 10^{-6}$	Pa s
Prandtlov broj	Pr_{pb}	8,767	

Maseni protoci radne tvari i glikolne smjese se dobivaju iz snage isparivača i razlika entalpija odnosno temperatura.

Maseni protok glikolne smjese:

$$q_{m,gs} = \frac{\Phi_I}{c_{gs}(\vartheta_{gs1} - \vartheta_{gs2})}$$

$$q_{m,gs} = 3,89 \text{ kg s}^{-1}$$

Maseni protok podzemne vode:

$$q_{mRT} = \frac{\Phi_I}{c_{pb}(\vartheta_{pb1} - \vartheta_{pb2})}$$

$$q_{mRT} = 3,88 \text{ kg s}^{-1}$$

Dimenzije pločastog izmjenjivača:

Prije kretanja u termodinamički proračun, potrebno je odabrati dimenzije isparivača i prepostaviti učinak.

Tablica 15 Dimenzije pločastog izmjenjivača

Visina	H_{iz}	0,6 m
Širina	B_{iz}	0,2 m
Kut orebrenja	β_{iz}	60°
Dubina orebrenja	b_{iz}	0,002 m
Perioda orebrenja	Λ_{iz}	0,008 m

Učestalost amplituda:

$$X_{iz} = \frac{b_{iz}}{\Lambda_{iz}}$$

$$X_{iz} = 0,25$$

Faktor površine:

$$F_{iz} = \frac{1}{6} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + X_{iz}^2} \right) + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{2} \cdot X_{iz}^2}$$

$$F_{isp} = 4,4$$

Ekvivalentni promjer kanala:

$$d_{h,iz} = \frac{2 \cdot \Lambda_{iz}}{F_{iz}}$$

$$d_{h,iz} = 0,0036 \text{ m}$$

Broj ploča međuzmjenjivača:

$$N_{iz} = 60$$

Površina jednog kanala:

$$A_{C,iz} = B_{iz} \cdot b_{iz}$$

$$A_{C,iz} = 0,0004 \text{ m}$$

Debljina ploče:

$$\delta_{isp} = 0,0006 \text{ m}$$

Prijelaz topline na strani glikolne smjese

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_{s,iz} = \frac{N_{iz}}{2} = 30$$

Brzina strujanja:

$$w_{gs} = \frac{q_{m,gs}}{A_{c,isp} \cdot \rho_{gs} \cdot N_{s,isp}}$$

$$w_{gs} = 0,3 \text{ m s}^{-1}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{s,gs} = \frac{\rho_{gs} \cdot w_{gs} \cdot d_{h,gs}}{\mu_{gs}}$$

$$Re_{s,gs} = 272$$

Proračun Nusseltova broja prema Wanniarachchi-u:

$$Nu_{s,gs} = (Nu_{1,gs}^3 + Nu_{t,gs}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{1,gs} = 3,65 \cdot \beta_{isp}^{-0,455} \cdot F_{isp}^{0,661} \cdot Re_{s,gs}^{0,339} = 10$$

$$Nu_{t,gs} = 12,6 \cdot \beta_{isp}^{-0,142} \cdot F_{isp}^{1-m} \cdot Re_{s,gs}^m = 9,7$$

$$m = 0,712$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{s,gs} = 8,8$$

Koeficijent prijelaza topline na strani glikolne smjese:

$$\alpha_{gs} = \frac{Nu_{s,gs} \cdot \lambda_{gs}}{d_{h,gs}}$$

$$\alpha_{gs} = 1133 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

Prijelaz topline na strani podzemne vode

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_{s,iz} = \frac{N_{iz}}{2} = 30$$

Brzina strujanja:

$$w_{pb} = \frac{q_{m,pb}}{A_{c,iz} \cdot \rho_{pb} \cdot N_{s,iz}}$$

$$w_{pb} = 0,37 \text{ m s}^{-1}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{i,gs} = \frac{\rho_{pb} \cdot w_{pb} \cdot d_{h,pb}}{\mu_{pb}}$$

$$Re_{i,pb} = 310$$

Proračun Nusseltova broja prema Wanniarachchi-u:

$$Nu_{s,gs} = (Nu_{1,gs}^3 + Nu_{t,gs}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{1,gs} = 3,65 \cdot \beta_{isp}^{-0,455} \cdot F_{isp}^{0,661} \cdot Re_{s,gs}^{0,339} = 11$$

$$Nu_{t,gs} = 12,6 \cdot \beta_{isp}^{-0,142} \cdot F_{isp}^{1-m} \cdot Re_{s,gs}^m = 11$$

$$m = 0,712$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{pb} = 9$$

Koeficijent prijelaza topline na strani glikolne smjese:

$$\alpha_{gs} = \frac{Nu_{pb} \cdot \lambda_{pb}}{d_{h,pb}}$$

$$\alpha_{pb} = 1160 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

Koeficijent prolaza topline i površina izmjenjivača

Srednja logaritamska temperaturna razlika u izmjenjivaču:

$$\Delta\vartheta_{m,izm} = \frac{(\vartheta_{pb,1} - \vartheta_{gs,2}) - (\vartheta_{pb,2} - \vartheta_{gs,1})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{pb,1} - \vartheta_{gs,2}}{\vartheta_{pb,2} - \vartheta_{gs,1}}\right)}$$

$$\Delta\vartheta_{m,izm} = 3,7^\circ\text{C}$$

Koeficijent prolaza topline međuizmjenjivača

$$k_{Aiz} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{gs}} + \frac{\delta}{\lambda_{\check{c}}} + \frac{1}{\alpha_{pb}}}$$

$$k_{Aisp} = 560 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Toplinski tok se dobiva preko prolaza topline i srednje logaritamske temperature:

$$q_A = k_{Aisp} \cdot \Delta\vartheta_{m,isp} = 2098 \text{ Wm}^{-2}$$

Minimalna potrebna površina međuzmjenjivača:

$$A_{min} = \frac{\phi_{isp}}{q_{A,isp}} = 27,1 \text{ m}^2$$

Odabrana površina međuzmjenjivača:

$$A_{isp} = F_{isp} \cdot H_{isp} \cdot B_{isp} \cdot N_{isp} = 31,7 \text{ m}^2$$

7.4. Hidraulički proračun

Potrebno je izračunati dimenzije cijevi dizalice topline za:

1. Usisni vod (isparivač-kompresor)
2. Tlačni vod (kompresor-kondezator)
3. Kapljevinski vod (kondezator-TEV)
4. Kapljevinski vod glikolne vode
5. Kapljevinski vod međuzmjenjivača

7.4.1. Usisni vod

Maseni protok radne tvari na usisu u kompresor:

$$q_{mRT} = 0,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gustoća radne tvari u točki 1:

$$\rho_{RT,1} = 23,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pretpostavljena brzina strujanja u usisnom vodu:

$$w_{RT,pret} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Izračunati unutarnji promjer cijevi usisnog voda:

$$d_{u,izr} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,RT}}{\pi \cdot \rho_{RT,1} \cdot w_{RT,pret}}}$$

$$d_{u,izr} = 0,0551 \text{ m}$$

Izabrana dimenzija cijevi: Cu 60x1,5mm

7.4.2. Tlačni vod

Maseni protok radne tvari u tlačnom vodu:

$$q_{m,RT} = 0,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gustoća radne tvari u točki 2:

$$\rho_{RT,2} = 65 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pretpostavljena brzina strujanja u tlačnom vodu:

$$w_{RT,pret} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Izračunati unutarnji promjer cijevi tlačnog voda:

$$d_{u,izr} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,RT}}{\pi \cdot \rho_{RT,2} \cdot w_{RT,pret}}}$$

$$d_{u,izr} = 0,0326 \text{ m}$$

Izabrana dimenzija cijevi: Cu 35x1mm

7.4.3. Kapljevinski vod radne tvari

Maseni protok radne tvari na izlzu iz kondenzatora:

$$q_{m,RT} = 0,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gustoća radne tvari u točki 3:

$$\rho_{RT,1} = 830 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pretpostavljena brzina strujanja:

$$w_{RT,pret} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Izračunati unutarnji promjer cijevi:

$$d_{u,izr} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,RT}}{\pi \cdot \rho_{RT,3} \cdot w_{RT,pret}}}$$

$$d_{u,izr} = 0,0293 \text{ m}$$

Izabrana dimenzija cijevi: Cu 32x1mm

7.4.4. *Kapljevinski vod glikolne vode*

Maseni protok glikolne vode:

$$q_{m,gs} = 3,89 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gustoća glikolne vode:

$$\rho_{gs} = 1070 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pretpostavljena brzina strujanja:

$$w_{gs,pret} = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Izračunati unutarnji promjer cijevi:

$$d_{u,izr} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,gs}}{\pi \cdot \rho_{gs} \cdot w_{gs,pret}}}$$

$$d_{u,izr} = 0,048 \text{ m}$$

Izabrana dimenzija cijevi: Cu 54x1,5mm

7.4.5. *Kapljevinski vod međuizmjenjivača*

Maseni protok podzemne vode:

$$q_{mpb} = 0,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Gustoća podzemne vode:

$$\rho_{pb} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Pretpostavljena brzina strujanja u usisnom vodu:

$$w_{pb,pret} = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Izračunati unutarnji promjer cijevi usisnog voda:

$$d_{u,izr} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,RT}}{\pi \cdot \rho_{RT,1} \cdot W_{RT,pret}}}$$

$$d_{u,izr} = 0,0497 \text{ m}$$

Izabrana dimenzija cijevi: Cu 54x1,5mm

8. GODIŠNJI TOPLINSKI MNOŽITELJ

Koristi se za proračun i dimenzioniranje sustava grijanja, a računa se pomoću:

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

$\sum Q_{GR}$ – godišnja potrebna toplinska energija za grijanje prostora, kWh

$\sum Q_{PTV}$ – godišnja potrebna energija za zagrijavanje PTV, kWh

$\sum E$ – ukupna godišnja el. energija utrošena za pogon kompresora

Daje prosjek na godišnjoj razini pogona u realnim uvjetima rada. Za proračun je upotrijebljen programski alat MGIPU Energetski Certifikator. U program ulaze karakteristike građevine iz kojih se računaju koeficijenti prolaza, toplinski gubici, toplinski dobici te se na kraju izračunava godišnja potrebna energija svedena na površinu zgrade i taj podatak daje energetski razred zgrade.

Generatori								
Solarni sustavi								
Dizalice topline								
Kogeneracija								
Daljinsko grijanje								
Kotlovi								
DGA								
Električni Zagrijači								
#	$E_{H, hp, in}$ [kWh]	$E_{W, hp, in}$ [kWh]	$E_{HW, hp, in}$ [kWh]	$Q_{H, bu, out}$ [kWh]	$Q_{W, bu, out}$ [kWh]	$Q_{HW, bu, out}$ [kWh]	SPF $_{HW, hp}$ [kWh]	$Q_{HW, renew, in}$ [kWh]
1	4804,91	0,00	4804,91	30384,35	0,00	30384,35	3,89	30085,27

Slika 13 – Rezultati u Energetskom Certifikatoru

Uz pomoć ovoga alata moguće je definirati sustav grijanja. U ovome slučaju, izabrana je dizalica topline i upisani su podaci za koji su odabrani u ovome diplomskom radu.

Ulazni podaci u proračun su:

Tablica 16 Ulazni podaci u Energetski Certifikator

$Q_{H, gen, out}$	65274 kWh	predana energija na izlazu
Φ_k	85 kW	učinak u radnoj točki
t_{co}	5 h	broj sati kada dizalica topline ne radi
t_{gr}	20 °C	temperatura do koje se grije prostor

$P_{gen,aux}$	12 kW	snaga ostalih uređaja koji nisu uključeni u COP
$\vartheta_{hp,opr}$	45 °C	Najveća temperatura na izlazu iz kondenzatora
$\vartheta_{w,hv}$	13,5 °C	Temperatura hladne vode
$\vartheta_{e,des}$	-15 °C	Projektna vanjska temperatura

Rezultat je:

$$SPF = 3,89$$

9. ZAKLJUČAK

Ovim diplomskim je predstavljeno rješenje grijanja stambenog prostora sustavom dizalice topline voda-voda. Na temelju proračunatih toplinskih gubitaka zgrade napravljen je termodinamički proračun komponenti dizalice topline. Provedenim proračunima dobivene su dimenzije komponenata nešto veće od standardnih dimenzija renomiranih proizvođača istih, tako da su dimenzije dizalice topline kao uređaja nešto veće od uobičajenih.

LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Soldo, V; Novak, S.: Algoritam za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema HRN EN ISO 13790
- [3] <https://www.fsb.unizg.hr/termolab/.../IZ-Proracun%20gubitaka%20topline-v02.pdf>
- [4] <https://www.fsb.unizg.hr/termolab/.../IZ-Proracun%20dobitaka%20topline-v03.pdf>
- [5] Soldo V. : „Priručnik za energetska certificiranje zgrada“, Zagreb, 2010.
- [6] <https://www.wolframalpha.com/>
- [7] MGIPU Energetski Certifikator
- [8] <https://www.bitzer.de/ae/en/products/Technologies/Scroll-Compressors/Hermetic/For-R410A/ORBIT/>
- [9] VDI Heat Atlas: 01 Hints on the Construction of Heat Exchangers

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija