

Povrat toplinske energije amonijačnog rashladnog postrojenja

Grubišić, Ivan

Master's thesis / Diplomski rad

2024

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:235:899138>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-19**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ivan Grubišić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

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

Student:

Ivan Grubišić

Zagreb, 2024.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Vladimiru Soldi na susretljivosti, strpljenju, uloženom vremenu i pomoći prilikom izrade diplomskog rada.

Zahvaljujem se i svim kolegama i prijateljima koji su me pratili kroz ovaj studij i učinili ga bogatijim.

Posebno hvala mojoj obitelji na neizmornoj i bezuvjetnoj podršci kroz čitav studij. Njihova ljubav, odricanje i vjera u mene pomogli su mi prebroditi sve izazove koji su mi se našli na putu.

Ivan Grubišić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite
Povjerenstvo za diplomске ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 24 - 06 / 01	
Ur.brcj: 15 - 24 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Ivan Grubišić** JMBAG: 0035220358

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Povrat toplinske energije amonijačnog rashladnog postrojenja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Wast heat recovery of ammonia refrigeration systems**

Opis zadatka:

Industrijska rashladna postrojenja imaju instalirane velike rashladne i ogrjevne kapacitete. S obzirom na veliki broj radnih sati tijekom godine, potrošnja rashladne i toplinske energije, uključujući električnu energiju za pogon, znatno je visoka. Stoga, optimalan rad sustava može rezultirati značajnim godišnjim uštedama.

Amonijak zbog visokog izentropskog eksponenta postiže visoke temperature na kraju kompresije. Vjčani kompresori amonijačnih rashladnih sustava hlade se ubrizgavanjem ulja kako temperature na kraju kompresije ne bi bile više od 130 °C. Potencijal za rekuperaciju toplinske energije postoji na strani pregrijanih para na izlazu iz kompresora, ali i na kompresorskom ulju koje je potrebno hladiti. Stoga je potrebno, za industrijsko rashladno postrojenje s akumulacijom rashladne energije, izraditi sustav rekuperacije toplinske energije. Dnevne potrebe za rashladnom energijom rashladnog postrojenja za posredno hlađenje mlijeka i mliječnih preradevina iznose 5.000 kWh/d. Sve potrebe za rashladnom energijom podmiruje posredno amonijačno rashladno postrojenje u temperaturnom režimu +1/+6 °C. Postrojenje se nalazi na području grada Varaždina.

Rad treba sadržavati:

1. Postavku i proračun parametara procesa posrednog amonijačnog rashladnog postrojenja.
2. Dimenzioniranje komponenti rashladnog sustava: kompresora, isparivača za akumulaciju rashladne energije u vodenom ledu, evaporativnih kondenzatora, cirkulacijskih pumpi primarnog amonijačnog kruga.
3. Proračun rekuperatora pregrijanih para radne tvari.
4. Proračun hladnjaka ulja.
5. Proračun godišnjih ušteda toplinske energije iz točaka 3. i 4.
6. Shemu spajanja i automatske regulacije rashladno-ogrjevnog procesa.
7. Dispozicijski crtež rashladnog agregata.

U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu dobivenu pomoć.

Zadatak zadan: Datum predaje rada: Predvideni datumi obrane:
16. studenoga 2023. 18. siječnja 2024. 22. – 26. siječnja 2024.

Zadatak zadao: Predsjednik Povjerenstva:
Prof. dr. sc. Vladimir Soldo Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

V Soldo

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	IX
2. KOMPONENTE SUSTAVA I POVRAT TOPLINE.....	1
2.1. Radna tvar – amonijak (R717)	2
2.2. Kompresor.....	4
2.3. Evaporativni kondenzator	5
2.4. Separator radne tvari	6
2.5. Bazen ledene vode.....	7
2.6. Rekuperator pregrijanih para radne tvari.....	8
2.7. Hladnjak ulja	9
2.8. Cirkulacijske pumpe za vodu	10
2.9. Ostale komponente sustava	11
3. POSTROJENJE ZA PROIZVODNJU RASHLADNE ENERGIJE.....	13
3.1. Postavke kružnog procesa.....	14
4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENATA	18
4.1. Proračun isparivača	18
4.2. Proračun evaporativnog kondenzatora.....	22
4.3. Proračun cjevovoda radne tvari.....	30
4.4. Proračun akumulacije mase vodenog leda	31
4.5. Proračun rekuperatora pregrijanih para radne tvari	36
4.6. Proračun cirkulacijske pumpe za vodu	42
4.7. Proračun hladnjaka ulja.....	47
5. SPECIFIKACIJA MATERIJALA I OPREME	52
6. PRORAČUN POVRATA TOPLINSKE ENERGIJE.....	56
6.1. Proračun povrata topline rekuperatora	56
6.2. Proračun povrata topline hladnjaka ulja.....	60
6.3. Ukupan povrat topline	63
7. ZAKLJUČAK	65

LITERATURA.....	66
PRILOZI.....	68

POPIS SLIKA

Slika 1. Industrijsko rashladno postrojenje	2
Slika 2. Struktura amonijaka	2
Slika 3. Vijčani kompresor SABROE	4
Slika 4. Evaporativni kondenzator BALTIMORE [2]	5
Slika 5. Separator	6
Slika 6. Bazen ledene vode	7
Slika 7. Primjer rekuperatora pregrijanih para radne tvari	8
Slika 8. Hladnjak ulja (shell and tube)	10
Slika 9. In-line pumpa	11
Slika 10. Protusmjerni rashladni toranj s induciranim strujanjem	12
Slika 11. Shematski prikaz banke leda [1]	14
Slika 12. Određivanje temperaturne granice u h-x dijagramu	15
Slika 13. Prikaz rashladnog procesa u log p – h dijagramu	16
Slika 14. Shematski prikaz isparivača s uspravnim cijevima.....	18
Slika 15. Evaporativni kondenzator s aksijalnim ventilatorom na izlazu [7].....	22
Slika 16. Grafički prikaz ovisnosti izmjenjivačke površine i srednje temperature vode	28
Slika 17. Dimenzije evaporativnog kondenzatora.....	29
Slika 18. Promjena debljine sloja leda tijekom noćnih sati.....	32
Slika 19. Promjena koeficijenta prolaza topline tijekom akumulacije leda	34
Slika 20. Raspored vertikalnih cijevi u isparivaču	35
Slika 21. Pločasti izmjenjivač topline	36
Slika 22. log p – h dijagram (R717).....	37
Slika 23. Prikaz Moodye-va dijagrama	44
Slika 24. Shell and tube izmjenjivač topline	47
Slika 25. Povrat topline u kWh po mjesecima od rekuperatora	58
Slika 26. Novčana ušteda za povrat topline po mjesecima u €	59
Slika 27. Povrat topline u kWh po mjesecima od hladnjaka ulja.....	61
Slika 28. Novčana ušteda za povrat topline po mjesecima u €	62
Slika 29. Udio ukupnog povrata topline.....	63

POPIS TABLICA

Tablica 1. Svojstva amonijaka	3
Tablica 2. Sustav klasifikacije sigurnosnih grupa	3
Tablica 3. Veličine stanja rashladnog procesa	16
Tablica 4. Tablični prikaz rezultata izmjenjivačke površine.....	27
Tablica 5. Proračun cjevovoda za radnu tvar R717	30
Tablica 6. Proračun akumulirane mase vodenog leda.....	33
Tablica 7. Tehnički podaci Danfoss SW26A pločastog izmjenjivača topline	38
Tablica 8. Pomoćne veličine SW26A pločastog izmjenjivača.....	39
Tablica 9. Iznosa ξ po pojedinom elementu	45
Tablica 10. Prosječne temperature i najviše temperature po mjesecima (siječanj/prosinac)	56
Tablica 11. Povrat topline i novčana ušteda rekuperatora po mjesecima	57
Tablica 12. Ukupni povrat topline i novčane uštede rekuperatora.....	57
Tablica 13. Povrat topline i novčana ušteda hladnjaka ulja po mjesecima	60
Tablica 14. Ukupni povrat topline i novčane uštede hladnjaka ulja	61

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
ϕ	kW	Toplinski tok
ϕ_k	kW	Učin kondenzatora
ϕ_o	kW	Učin isparivača
ϑ	°C	Temperatura
p	bar	Tlak
p	Pa	Tlak
h	kJ/kg	Entalpija
s	kJ/(kgK)	Entropija
v	m ³ /kg	Specifični volumen
x	-	Sadržaj pare
t	h	Vrijeme
q_m	kg/s	Maseni protok
η	-	Iskoristivost
P	kW	Snaga
d	m	Promjer cijevi
s	m	Debljina stijenke cijevi
λ	W/(mK)	Koeficijent toplinske provodnosti
η	Pas	Dinamička viskoznost
c	J/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet
ρ	kg/m ³	Gustoća
Pr	-	Prandtlova značajka
Re	-	Reynoldsova značajka
Nu	-	Nusseltov broj
n	-	Broj cijevi
α	W/(m ² K)	Koeficijent prijelaza topline
q	W/m ²	Specifični toplinski tok
R	m	Polumjer cijevi
A	m ²	Površina

L	m	Duljina cijevi
φ	%	Relativna vlažnost
x	kg/kg	Sadržaj vlage
δ	m	Debljina vodenog sloja
w	m/s	Brzina
σ	kg/m ² K	Koeficijent isparavanja
B	m	Širina kondenzatora
H	m	Visina kondenzatora
q _v	m ³ /s	Volumni protok
k	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline

SAŽETAK

U ovom diplomskom radu opisana je važnost povrata topline u industrijskom rashladnom postrojenju. Povratom topline podižemo učinkovitost postrojenja i postizemo godišnje financijske uštede. Kroz rad objašnjavaju se i proračunavaju elementi u rashladnom postrojenju s naglaskom na rekuperatoru topline pregrijanih para radne tvari i hladnjaku ulja. Postrojenje je smješteno na području grada Varaždina. Radna tvar u sustavu jest amonijak (R717). Na temelju proračuna kružnog procesa izvedeni su termodinamički proračuni evaporativnog kondenzatora i isparivača. Uz ove postavke dimenzionirani su dijelovi rashladnog postrojenja. Na kraju je proveden proračun godišnjeg povrata toplinske energije kao i pripadnih financijskih ušteda.

Ključne riječi: povrat topline složenog rashladnog postrojenja, rekuperator pregrijanih para, hladnjak ulja, učinkovitost procesa

SUMMARY

This thesis describes the importance of heat recovery in an industrial refrigeration plant. By recovering heat, we increase the efficiency of the plant and cause annual financial savings. The work explains and calculates the elements in the cooling plant with an emphasis on the heat recuperator and the oil cooler. The plant is located in the area of the city of Varaždin. The working medium in the system is ammonia (R717). Thermodynamic calculations of the evaporative condenser and evaporator were performed based on the calculation of the circular process. With these settings, the parts of the cooling plant are dimensioned. At the end, a calculation was made of how much heat can be recovered annually and how much financial savings this is on an annual basis in euros and kuna.

Key words: heat recovery of a complex refrigeration plant, superheated steam recuperator, oil cooler, process efficiency

1. UVOD

U industrijskim rashladnim postrojenjima pitanja energetske učinkovitosti igraju ključnu ulogu u održivom radu i ekonomičnosti procesa. U tom kontekstu, povrat topline predstavlja važan inženjerski pristup ponovnoj upotrebi toplinske energije koja bi se inače izgubila u sustavu. Ta toplina u ovom radu koristi se za zagrijavanje potrošne tople vode. U svrhu poboljšanja učinkovitosti potrebno je osigurati optimalan rad sustava koji može rezultirati značajnim godišnjim uštedama energije.

Ugradnjom rekuperatora topline pregrijanih para radne tvari i hladnjaka ulja kompresijskog procesa osiguravamo veću energetske učinkovitost rashladnog postrojenja, jer bi u protivnom navedenu toplinu predali u okoliš. Povrat topline često rezultira financijskim uštedama kroz smanjenje troškova energije, što je posebno važno danas u uvjetima rasta cijena energenata.

2. KOMPONENTE SUSTAVA I POVRAT TOPLINE

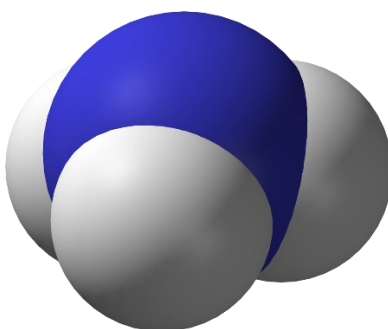
Industrijska rashladna postrojenja su sustavi dizajnirani za učinkovito hlađenje velikih industrijskih prostora, procesnih uređaja ili opreme. Ova postrojenja igraju ključnu ulogu u održavanju optimalnih temperatura za proizvodne procese, čime se osigurava sigurnost i kvaliteta proizvoda, smanjuje trošak energije i povećava učinkovitost. Zbog velikoga broja radnih sati tijekom godine, potrošnja rashladne i toplinske (ogrjevne) energije je znatno visoka. U industrijskom rashladnom postrojenju u Varaždinu koristi se bazen ledene vode za rashladnu energiju, dok toplinsku (ogrjevnu) energiju možemo povratiti kroz određene komponente sustava, a to su rekuperator pregrijanih para radne tvari (desuperheater) i hladnjaka ulja. Ovu toplinu preuzima voda koja se odvodi u akumulacijski spremnik. Iz akumulacijskog spremnika koristi se voda kao potrošna topla voda (PTV) za tehnološke potrebe, potrebe proizvodnje, pranje objekta i posuđa. Zbog velike količine potrošne tople vode ostvaruju se velike uštede na zagrijavanju iste vode u odnosu na neki drugi način zagrijavanja, zbog nusprodukta zagrijavanja ulja i visoke temperature u visokotlačnom vodu koji mogu koristiti kao odličan izvor topline. Postrojenje u Varaždinu koristi amonijak (R717) kao rashladni medij, a od komponenata još ima i kompresor, evaporativni kondenzator, rashladni toranj, armaturu i ventile, sustavi automatizacije i upravljanja. Industrijska rashladna postrojenja igraju ključnu ulogu u sektorima poput prehrambene industrije, farmaceutike, kemije, energetike te ostalih sektora gdje je kontrola temperature ključna za uspješno obavljanje proizvodnih procesa.



Slika 1. Industrijsko rashladno postrojenje

2.1. Radna tvar – amonijak (R717)

Amonijak je pri normalnoj temperaturi i tlaku bezbojan plin, karakterističnog oštrog mirisa, lakši je od zraka i vrlo dobro topiv u vodi. Tekući amonijak je vrlo hlapljiv i lako isparava te je relativno slabo zapaljiv. Koristi se u industrijskim postrojenjima kao radni medij jer je pogodan za rad pri jako niskim temperaturama i stabilan je u radu pri niskim temperaturama. Amonijak zahtjeva pravilno rukovanje i upotrebu za održavanje sigurnosti i zaštite okoliša.



Slika 2. Struktura amonijaka

Prema normi HRN EN 378-1, dana su osnovna fizikalne svojstva i kemijska svojstva amonijaka.

Tablica 1. Svojstva amonijaka [1]

Kemijski naziv	Amonijak
Oznaka radne tvari	717
Sigurnosna grupa	B2L
Donja granica zapaljivosti (eksplozivnosti) DGE	16
Gornja granica zapaljivosti (eksplozivnosti) GGE	27
Gustoća pare pri atmosferskom tlaku [kg/m ³]	0,704
Molekularna masa	17
ODP	0
GWP	0
Temperatura zapaljenja [°C]	630

Prema navedenoj normi radne tvari u rashladnim sustavima klasificirane su po sigurnosnim grupama. Tri klase zapaljivosti (1,2,3) i dvije klase otrovnosti (A,B). Prema toj klasifikaciji stupanj štetnosti amonijaka je B2L, što znači da ima slabu zapaljivost i visoku toksičnost.

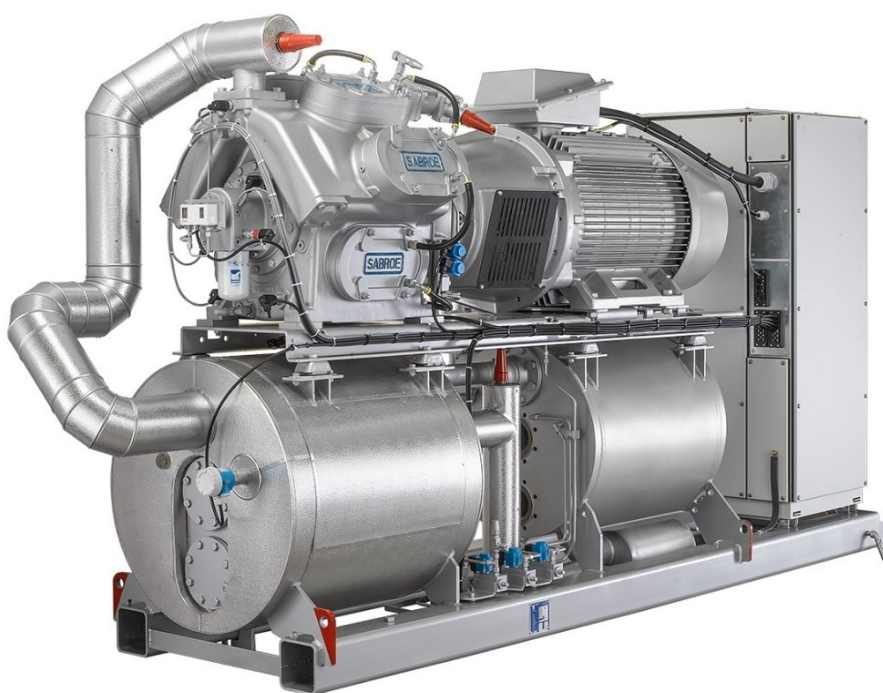
Tablica 2. Sustav klasifikacije sigurnosnih grupa [1]

		TOKSIČNOST	
		Niska	Visoka
ZAPALJIVOST	Nezapaljiva	A1	B1
	Slabo zapaljiva	A2L	B2L
		A2	B2
	Jako zapaljiva	A3	B3

Amonijak je primarna radna tvar u ovom industrijskom rashladnom postrojenju koji radi u režimu od -10°C do +36°C. Zbog vrlo stabilnog rada pogodan je za korištenje u prehrambenoj industriji.

2.2. Kompresor

Zbog svoje učinkovitosti, pouzdanosti i mogućnosti rada u različitim uvjetima često se u industrijskim rashladnim postrojenjima koriste vijčani kompresori. Kompresori komprimiraju parovitu radnu tvar s nižeg tlaka i temperature na viši tlak i temperaturu te se kao takvi odводе na kondenzator. Zbog prevelikih temperatura koje bi se postigle nakon kompresije u kompresor se ubrizgava ulje koje hladi kompresore amonijačnih sustava. Ulje u kompresoru ima tri uloge, a to su: hlađenje, podmazivanje i brtvljenje. U radu je opisan sustav u kojemu su instalirana dva amonijačna kompresora sveukupnog rashladnog kapaciteta od 950 kW. Ovi kompresori komprimiraju amonijak pri temperaturi od -10°C . Vijčani kompresori su fleksibilni, mogu raditi pri različitim opterećenjima i podržavaju promjenjivu brzinu kako bi se prilagodili stvarnim potrebama. Često su kompaktni što olakšava instalaciju i integraciju u industriju. Obično imaju visoku termodinamičku učinkovitost. U usporedbi s drugim kompresorima, vijčani kompresori imaju visoku početnu investiciju. Osim visoke investicije, osjetljivi su na prašinu i vlagu.



Slika 3. Vijčani kompresor SABROE

2.3. Evaporativni kondenzator

Ovi se kondenzatori koriste uglavnom u industrijskim postrojenjima s amonijakom (R717). U evaporativnom kondenzatoru radni medij kondenzira unutar cijevi koje su oplahivane vodom i nastrojavane zrakom. Voda se nalazi u donjim predjelima kondenzatora te se pumpama voda podiže na više dijelove kondenzatora gdje se nalaze sapnice iz kojih se voda raspršuje po cijevima. Na izlazu iz evaporativnog kondenzatora nalazi se aksijalni ventilator kroz koji struji zrak i hladi radni medij u cijevima. Opremljen je eliminatorom kapljica koji sprječava odnašanje kapljica vode strujom zraka i ispuustom (na dnu kondenzatora) koji služi za ispuštanje vode iz kondenzatora. Evaporativni kondenzator mora se kemijski tretirati kako bi se ograničilo razvijanje mikroorganizama, a uz to smanjilo taloženje kamenca i spriječila korozija uređaja. Regulacija učinka postiže se diskontinuiranim pogonom ventilatora ili modulirajućom zaklopkom u struji zraka za smanjenje protoka.



Slika 4. Evaporativni kondenzator BALTIMORE [2]

Evaporativni kondenzator se nalazi na krovu objekta. Sveukupni kapacitet mu iznosi 1100 kW. Za projektiranje veliku ulogu igra temperatura vlažnog termometra prema kojoj se na određenom prostoru može odrediti potrebni kapaciteti. Potrebno je dodavati svježu vodu, a ona sadrži otopljene krute tvari. Neprestano povećavanje koncentracije tih tvari može dovesti do problema s kamencem i/ili korozijom. Uz to se recirkulacijska voda često zagadi i zrakom nošenim nečistoćama te biološkim zagađivačima.

2.4. Separator radne tvari

Radi sigurnosti da se u kompresor usisava suhozasićena para amonijaka koristi se separator radne tvari. Separator je zatvorena posuda u kojoj se separira para od kapljevine. Iz separatora odvodi se para na kompresor pri temperaturi od -10°C , a nakon kondenzatora vraća se ukapljeni amonijak u istu posudu. Iz separatora kapljeviti amonijak odvodi se u bazen ledene vode na isparavanje i vraća se u istu posudu.



Slika 5. Separator

2.5. Bazen ledene vode

U industriji bazen ledene vode koristi se kao središnji sustav hlađenja. Voda u bazenu hladi se na nisku temperaturu, a zatim se takva ohlađena voda koristi za hlađenje potreba industrije. Unutar bazena postavljeni su isparivači ukupnog kapaciteta od 960 kW. Unutar cijevi isparava amonijak pri temperaturi od -10°C . Voda je više temperature nego što je amonijak pa se i prijenos topline provodi s vode na amonijak. Zbog niskih temperatura unutar bazena nastaje led oko cijevi. Led se u bazenu akumulira tijekom noćnih sati kada je niža cijena električne energije, a akumulirana rashladna energija se potom troši danju što dovodi do ušteda u vidu smanjenja ulaganja u potrebnu električnu snagu kompresora. Debljina leda varira od 0 do 47 milimetara i služi za pokrivanje potreba industrije. Isparavanje unutar cijevi zbog dinamike stvaranja leda i potreba industrije ne mora uvijek biti pri -10°C već amonijak može isparavati u rasponu od -8°C do -13°C . Ulazna voda dolazi u bazen pri temperaturi 6°C , dok je izlazna zahtijevana temperatura 1°C .



Slika 6. Bazen ledene vode

2.6. Rekuperator pregrianih para radne tvari

Osim potreba hlađenja, industrija zahtjeva velike potrebe za toplinskom (ogrjevnom) energijom. Prilikom prolaska pare amonijaka kroz kompresor, kompresor komprimira amonijak na viši tlak i višu temperaturu. Nakon komprimiranja amonijak visokotlačnim vodom ide do kondenzatora gdje se kondenzira. Zbog velikog potencijala koji se javlja između temperature nakon kompresije i temperature kondenzacije ugrađuje se rekuperator pregrianih para radne tvari kojim se prenosi toplina s amonijaka na potrošnu toplu vodu (PTV). Potrošna topla voda akumulira se u akumulacijski spremnik iz kojega se može trošiti po potrebama industrije. Iz akumulacijskog spremnika koristi se potrošna topla voda (PTV) za tehnološke potrebe, potrebe proizvodnje, pranje objekta i posuđa. Zbog velike količine potrošne tople vode ostvaruju se velike uštede na zagrijavanju vode u odnosu na zagrijavanje fosilnim gorivom.



Slika 7. Primjer rekuperatora pregrianih para radne tvari

Rekuperator pregrijanih para radne tvari omogućuju povrat topline iz pregrijane pare. Sustav povrata topline koristi toplinu radne tvari nakon izlaza iz kompresora za grijanje sekundarnog kruga vode, koja služi za bilo kakvo grijanje ovisno o potrebama sustava. U industriji opisanoj u radu potrošna topla voda koristi se za pranje posuđa i pranje objekta. Kapacitet rekuperatora pregrijanih para amonijaka iznosi 110 kW. Napravljen je kao protusmjerni izmjenjivač topline u kojemu kroz cijevi struji voda, a oko njih nastrojavaju pregrijane pare amonijaka. Primjena ovakvog elementa u sustavu doprinosi smanjenju potrošnje energije i povećanju održivosti industrijskih procesa.

2.7. Hladnjak ulja

Osim povrata topline koji postizemo u rekuperatoru pregrijanih para radne tvari, ostvarujemo i povrat topline u hladnjaku ulja. Ulje kod kompresora ima tri uloge, podmazivanje, brtvljenje i hlađenje. Ubrizgavanjem ulja unutar kompresora ulje se zagrijava i postiže temperaturu od 77°C koje je potrebno hladiti. Hladnjak ulja napravljen je kao protusmjerni izmjenjivač topline. S jedne strane u izmjenjivaču imamo ulje, a s druge strane vodu. Kapacitet hladnjaka ulja projektiran je kao 15% od kapaciteta po kompresora i iznosi 72 kW. Ulazna temperatura vode koja hladi ulje je 40°C, a izlazna temperatura vode iznosi 50°C. Unutar izmjenjivača kroz cijevi struji voda, a oko cijevi struji ulje. Unutar samog izmjenjivača postavljene su pregrade koje mogu poboljšati izmjenu topline između dva medija.

Ovaj hladnjak ima značajnu ulogu u sprečavanju pregrijavanja ulja i osiguravanja učinkovitog rada kompresora.



Slika 8. Hladnjak ulja (shell and tube)

2.8. Cirkulacijske pumpe za vodu

Nakon što se voda ohladi u bazenu ledene vode, ona se uzima i koristi za potrebe industrije. Zbog udaljenosti bazena i mjesta gdje se ledena voda koristi, instaliraju se pumpe uz bazen. Pumpe će „poslati“ ledenu vodu na mjesto gdje je ona potrebna. Prilikom projektiranja pumpe važno je koliko udaljenost voda mora preći zbog linijskih gubitaka koje imamo unutar cijevi. Osim udaljenosti bitno je za znati koliko ventila i koljena ima na tom putu kojim voda prolazi zbog lokalnih gubitaka. Kada se ti gubitci zbroje, dobijemo ukupni pad tlaka prema kojemu odabiremo pumpu. Prilikom odabire pumpe bitan je i protok vode kroz cijevi.

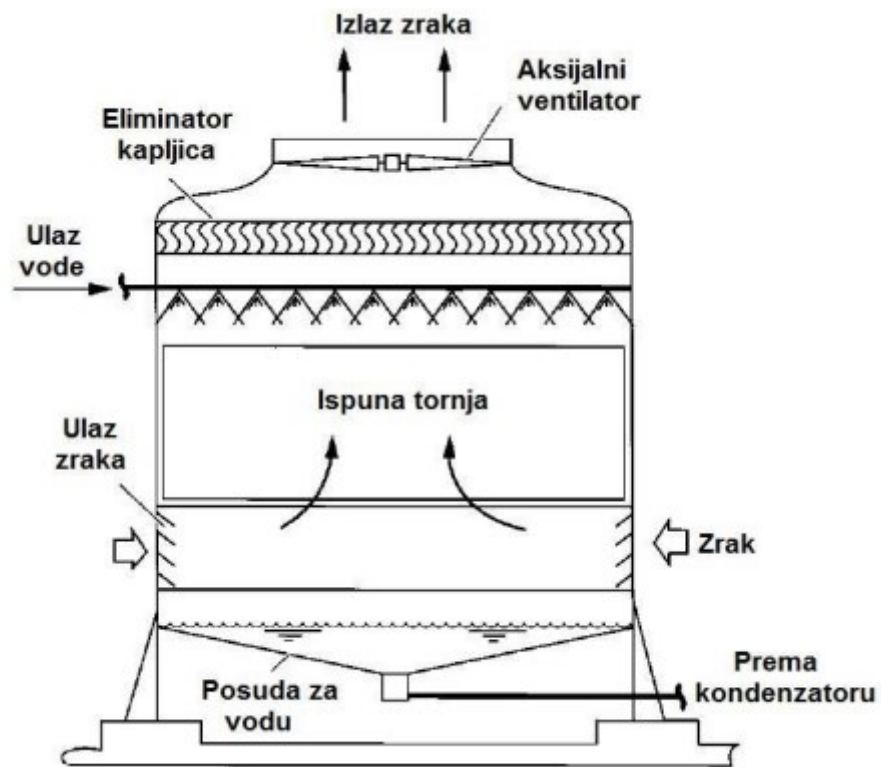


Slika 9. In-line pumpa

Prilikom projektiranja odabrane su 2 pumpe, jedna radna i jedna rezervna. Ukoliko dođe do prekida rade jedne pumpe potrebno je uključiti drugu i nastaviti s proizvodnjom.

2.9. Ostale komponente sustava

Osim navedenih komponenti sustava imamo još rashladni toranj koji se koristi za hlađenje vode za hlađenje kompresorskog ulja (Slika 10.), razne ventile, filtere i osjetnike te izolaciju oko cijevi i ostalih komponenata. Svaki od njih ima važnu ulogu da bi postrojenje u industriji radilo.



Slika 10. Protusmjerni rashladni toranj s induciranim strujanjem

3. POSTROJENJE ZA PROIZVODNJU RASHLADNE ENERGIJE

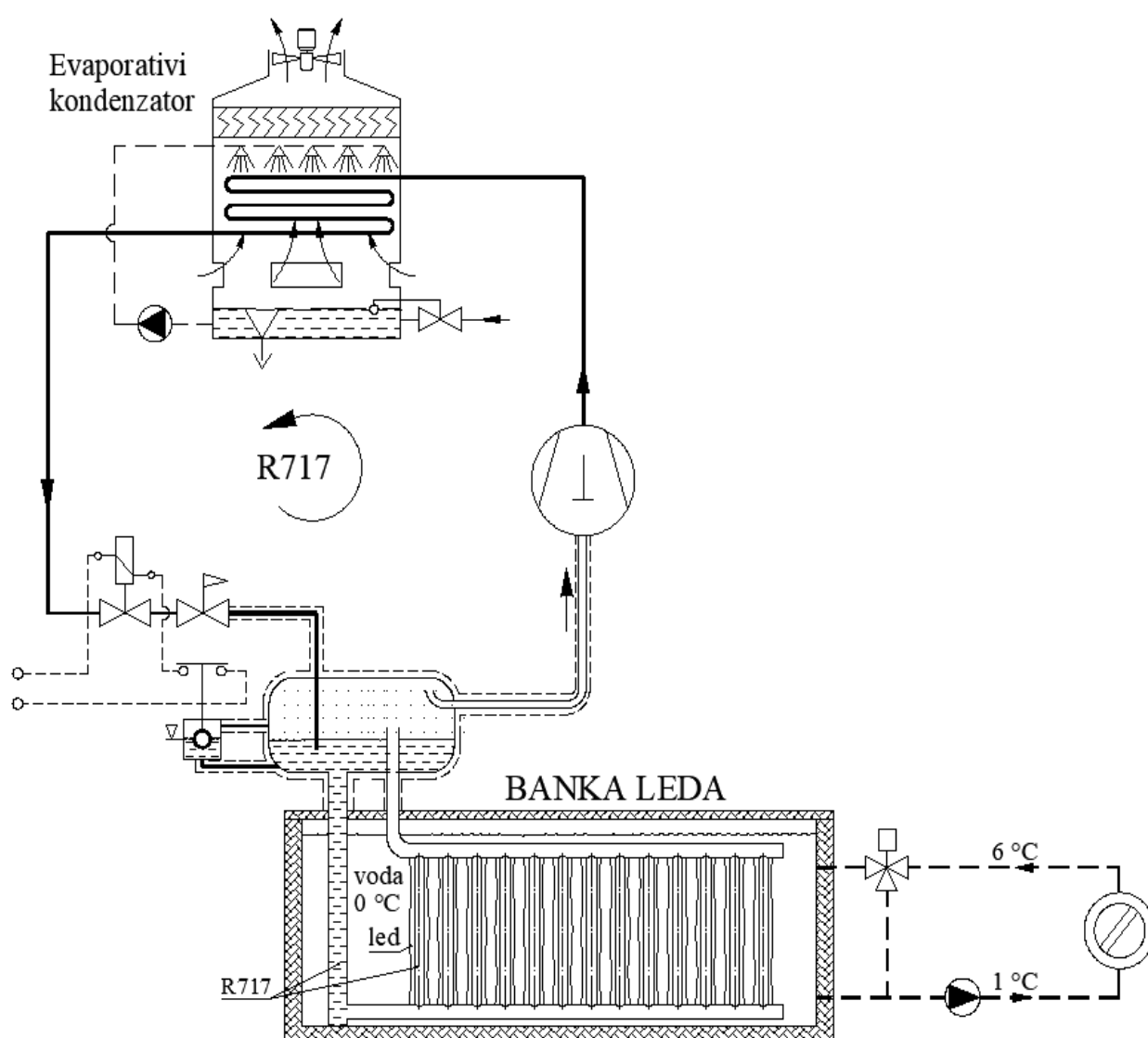
TEHNIČKI OPIS

Postrojenje za proizvodnju rashladne energije u Varaždinu kao primarni radni medij koristi radnu tvar amonijak R717, dok za hlađenje mlijeka koriste sekundarni radni medij vodu te se kao sekundarni medij koristi i propilen glikol. Hlađenje mlijeka postiže se predavanjem topline toploga mlijeka na ledenu vodu koja se proizvodi u akumulacijskom bazenu u kojemu su smještene isparivačke cijevi u kojima isparava amonijak. Tijekom noćnih sati, kada je električna energija jeftinija, kompresori rade pod punim opterećenjem kako bi se akumulirala rashladna energija koja se troši danju uz smanjen rad kompresora. Temperatura isparavanja amonijaka kreće se u intervalu od -8°C do -13°C i zadaje se preko upravljačkog računala. Osim rashladne energije koja se proizvodi možemo dobiti toplinsku energiju na visokotlačnom dijelu (iza kompresora). Na tom mjestu postavljen je rekuperator pregrijanih para amonijaka R717 koji služi za zagrijavanje potrošne tople vode (PTV-a). Osim rekuperatora za zagrijavanje potrošne tople vode koristimo toplinu koju dobijemo na hladnjaku ulja. Hladnjak ulja nalazi se uz sami kompresor, te ulje koje se ubacuje u kompresor ima tri uloge, a to su: brtvljenje, hlađenje i podmazivanje. Zbog ovih uloga postiže se temperatura od 80°C nakon kompresije. Nakon rekuperatora amonijak odlazi na kondenzator koji se nalazi na krovu objekta. Temperatura kondenzacije kreće se u intervalu od $25 - 40^{\circ}\text{C}$. Dva isparivača smještena su u bazenu koji se nalazi u podrumu objekta. Osim navedenih elemenata postoje i dvije pumpe za vodu koje su smještene uz bazen. Također imamo i separator radne tvari -10°C .

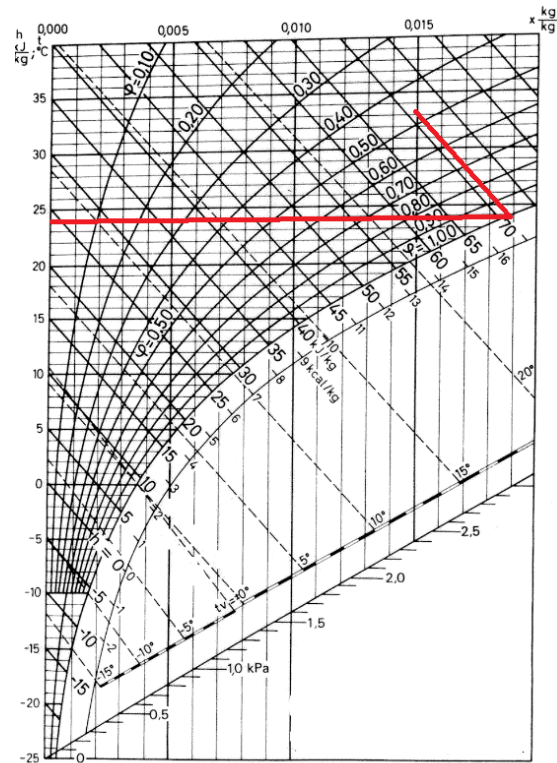
3.1. Postavke kružnog procesa

Za temperaturu zraka 32 °C pri relativnoj vlažnosti 45 % očitana temperatura vlažnog termometra iz h-x dijagrama [Slika 12.]:

$$\vartheta_{gh} = 24,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Slika 11. Shematski prikaz banke leda [1]



Slika 12. Određivanje temperaturne granice u h-x dijagramu

Voda u evaporativnom kondenzatoru se može ohladiti na temperaturu 3 do 4 °C višu od temperature vlažnog termometra. Na temelju toga podatka odabrana je temperatura kondenzacije koja iznosi 36 °C.

Toplinski učin isparivača: $\Phi_0 = 960 \text{ kW}$

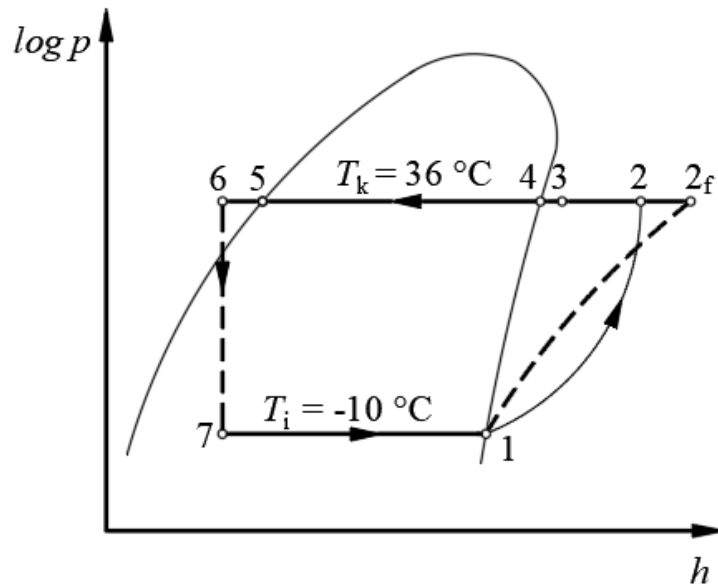
Odabrana temperatura kondenzacije: $\vartheta_{kon} = 36 \text{ °C}$

Odabrana temperatura isparavanja: $\vartheta_e = -10 \text{ °C}$

Srednja temperatura vode oko cijevi isparivača: $\vartheta_{hm} = 1,5 \text{ °C}$

Izentropski stupanj djelovanja kompresora: $\eta_s = 0,8$

Radna tvar: R717



Slika 13. Prikaz rashladnog procesa u log p – h dijagramu

Za određivanje veličina stanja svih točaka procesa korišteni su podaci iz monografije *Radnih tvari u tehnici hlađenja za amonijak R717*. Sve vrijednosti su očitane iz tablica ili iz dijagrama.

Tablica 3. Veličine stanja rashladnog procesa

	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	-10	2,906	1368,96	3,31
2	80	13,916	1535,7	-
2f	104,3	13,916	1590,03	-
3	40	13,916	1415,7	2,78
4	36	13,916	1397,46	2,73
5	36	13,916	293,17	-0,86787
6	30	13,916	264,8	-
7	-10	2,906	264,8	-

Zbog ulja koji ima tri uloge u industrijskim rashladnim agregatima, a to su: brtvljenje, hlađenje i podmazivanje vijčanih kompresora, uzimamo iskustvenu temperaturu radne tvari na izlazu iz kompresora od 80°C. Ubrizgano ulje među vijke kompresora, osim podmazivanja i brtvljenja kompresora, hladi pare amonijaka te je temperatura amonijaka nakon kompresije niža nego što bi bila kada ulje ne bi preuzimalo toplinu s pregrijanih para radne tvari.

Maseni tok radne tvari:

$$q_{m_rt} = \frac{\phi_0}{h_1 - h_6} = 0,860 \frac{kg}{s} \quad (3.1)$$

Snaga kompresora:

$$P_{komp} = q_{m_rt} \cdot (h_{2f} - h_1) = 190,1 kW \quad (3.2)$$

Učin kondenzatora:

$$\phi_k = q_{m_rt} \cdot (h_2 - h_6) = 1100 kW \quad (3.3)$$

Faktor hlađenja kao omjer dobivenog rashladnog učina i prevedene snage kompresora:

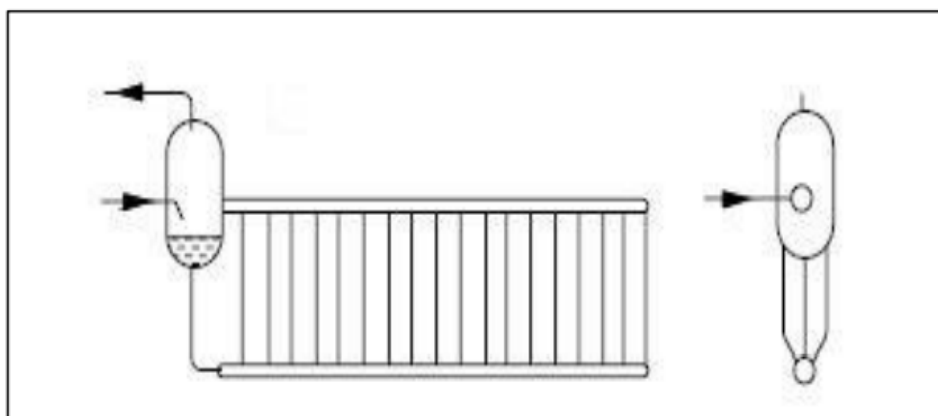
$$\varepsilon_{hl} = \frac{\phi_0}{P_{komp}} = 4,99 \quad (3.4)$$

4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENATA

4.1. Proračun isparivača

- Tip aparata: LINDE-OV POTOPLJENI ISPARIVAČ s vertikalnim cijevima

Projektirani rashladni uređaj služi za akumulacijsko hlađenje vode u bazenu. Amonijak se nalazi unutar cijevi te zauzima 2/3 ukupne visine vertikalnih cijevi. Ostatak visine cijevi zauzima suhozasićena para stanja 1. [Slika 13.].



Slika 14. Shematski prikaz isparivača s uspravnim cijevima

- **ZADANI PARAMETRI**

Srednja temperatura vode oko cijevi: $\vartheta_{hm} = 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Brzina strujanja vode: $w_v = 0,1 \frac{m}{s}$

Temperatura isparavanja: $\vartheta_{isp} = \vartheta_1$

$\vartheta_{isp} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$

Srednja temperaturna razlika u bazenu $\Delta\vartheta_m = \vartheta_{hm} - \vartheta_{isp} = 11,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Tlak isparavanja: $p_{isp} = 2,906 \text{ bar}$

Rashladni učin isparivača: $\Phi_0 = 960 \text{ kW}$ (u radu će biti uzeta 2 isparivača svaki učina po 480 kW)

Radna tvar: R717

- **ODABIR CIJEVI**

Izabrane cijevi su čelične bešavne cijevi DN 32 [6]

Unutarnji promjer: $d_u = 35,9 \text{ mm}$

Vanjski promjer: $d_v = 42,4 \text{ mm}$

Koeficijent toplinske vodljivosti čelika: $\lambda_c = 58 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

- **PRIJELAZ TOPLINE NA STRANI VODE**

Voda poprečno nastružava na snop glatkih cijevi u kojima isparuje amonijak. Oko stijenke stvara se tanki sloj leda koji varira u granicama 0 do 47 mm. Srednja temperatura vode po kojoj je rađen proračun prijelaza topline na strani vode iznosi 1,5 °C. U tom slučaju temperatura stijenke dobivena iteracijom iznosi:

Temperatura stijenke: $\vartheta_s = -6,9 \text{ °C}$

Dinamička viskoznost leda uz cijev: $\eta_{st} = 1,792 \cdot 10^{-3} \text{ Pas}$

Koeficijent toplinske vodljivosti leda: $\lambda_l = 2,21 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

Specifični toplinski kapacitet vode: $c_{pw} = 4219,4 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

Gustoća vode: $\rho_w = 999,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Dinamički viskozitet otopine: $\eta_w = 1,682 \cdot 10^{-3} \text{ Pas}$

Koeficijent toplinske vodljivosti vode: $\lambda_w = 0,56 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$

Prandtlova značajka:

$$Pr = \frac{\eta_w \cdot c_{pw}}{\lambda_w} = 12,67 \quad (3.5)$$

Reynoldsova značajka:

$$Re = \frac{w_w \cdot d_v \cdot \rho_w}{\eta_w} = 2520 \quad (3.6)$$

Žukauskas preporuča za proračun prijelaza topline kod poprečno nastružanih snopova glatkih cijevi izraz [10]:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,3} \cdot f_Q \cdot f_Z, \quad (3.7)$$

koji vrijedi za $30 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^6$ i $0,71 \leq Pr \leq 500$.

Konstanta C i eksponent n uzeti su za paralelni smještaj cijevi te iznose [10]:

$$C = 0,27$$

$$n = 0,63$$

Faktor f_z uzima u obzir utjecaj broja redova poprečno nastrujanih cijevi te iznosi 0,92 [10].

Korekcijski faktor viskoznog trenja:

$$f_Q = \left(\frac{\eta_w}{\eta_s}\right)^{0,25} = 0,98 \quad (3.8)$$

$$Nu = 72,79$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_v} = 961,4 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.9)$$

Specifični toplinski tok sveden na vanjsku površinu cijevi:

$$q_w = \alpha_w \cdot (\vartheta_m - \vartheta_s) = 8075,5 \frac{W}{m^2} \quad (3.10)$$

• PRIJELAZ TOPLINE NA STRANI AMONIJAKA R717

Proračun izračunavanja koeficijenta prijelaza topline izveden je za isparavanje amonijaka u vertikalnoj cijevi (mjehuričasto isparavanje). Za temperaturu isparavanja $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ vrijedi izraz za izračun [5]:

$$\alpha_{R717} = F \cdot 18,07 \cdot q_{un}^{0,565} \quad (3.11)$$

Toplinski tok sveden na unutrašnju površinu cijevi:

$$q_{un} = q_w \cdot \frac{d_v}{d_u} = 9537,6 \frac{W}{m^2} \quad (3.12)$$

Faktor F odnosi se na svjetli promjer cijevi i iznosi 0,958.

Koeficijent prijelaza topline na strani amonijaka:

$$\alpha_{R717} = 3066,95 \frac{W}{m^2 K}$$

Provjera koeficijenta prijelaza topline dobivenog iteracijom preko gustoća toplinskog toka:

$$q_{un_it} = \alpha_{R717} \cdot (\vartheta_s - \vartheta_{isp}) = 9507,55 \frac{W}{m^2} \quad (3.13)$$

Nakon iteriranja greška između gustoća toplinskih tokova q_{un_it} i q_{un} iznosi $0,03 \text{ kW/m}^2$ što smatramo zadovoljavajućim te prihvaćamo dobivene vrijednosti.

- **KOEFICIJENT PROLAZA TOPLINE SVEDEN NA VANJSKU POVRŠINU CIJEVI**

U radu je pretpostavljeno da se oko cijevi stvara led čija debljina varira od 0 do 47 mm te je uzeta debljina leda od 10 milimetara koja ulazi u početni proračun koeficijenta prolaza topline. S povećanjem debljine leda izrazito opada vrijednost koeficijenta prolaza topline, a raste izmjenjivačka površina što je viđeno u rezultatu. Radi toga odabrana su dva isparivača svaki učina po 480 kW uronjeni u akumulacijski bazen.

$$k_i = \frac{1}{\frac{R_2}{R_1 \cdot \alpha_{R717}} + \frac{R_2 \cdot \ln \frac{R_2}{R_1}}{\lambda_c} + \frac{R_3 \cdot \ln \frac{R_3}{R_2}}{\lambda_l} + \frac{1}{\alpha_w}} = 144,06 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (3.14)$$

- **POTREBNA POVRŠINA ISPARIVAČA**

$$A_{potr} = \frac{\phi_0}{k \cdot \Delta \vartheta_m} = 289,73 m^2 \quad (3.15)$$

- **POTREBAN BROJ CIJEVI**

Zadana duljina cijevi: $L = 3,5$ m

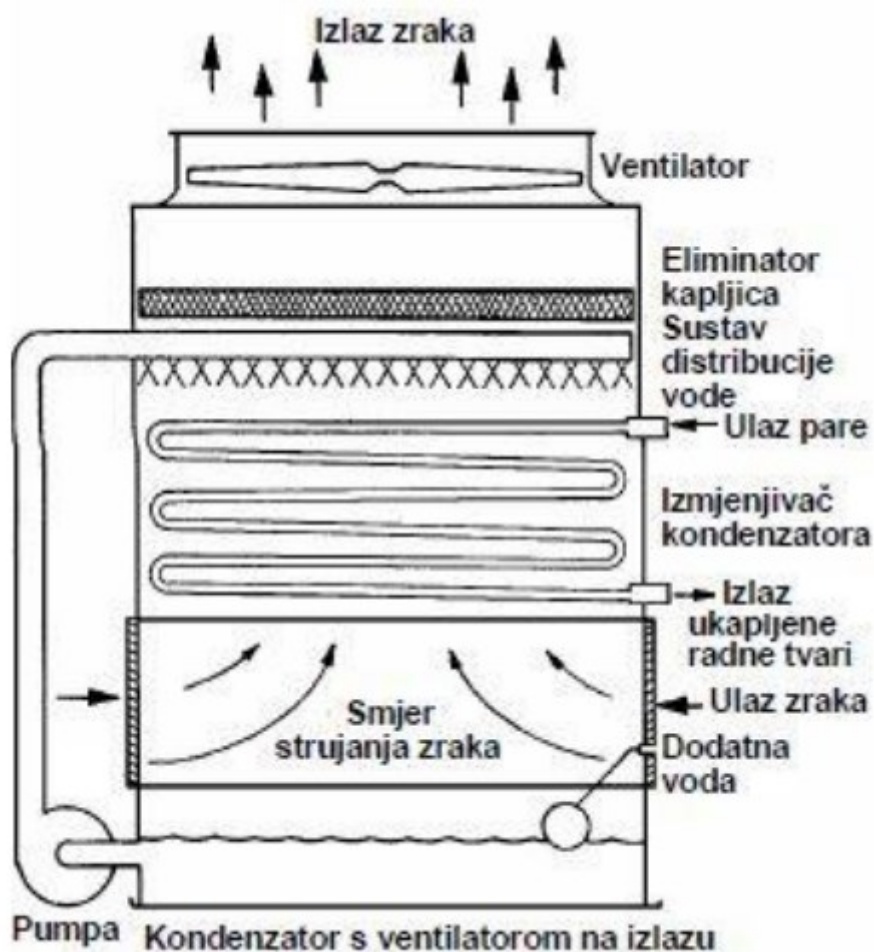
$$n_c = \frac{A_{potr}}{d_v \cdot \pi \cdot L} = 422,3 \quad (3.16)$$

Odabran broj cijevi: $n_c = 430$

U radu je rađen i proračun za cijevi DN 40 koje bi bile u akumulacijskom bazenu umjesto cijevi DN 32. Nakon provedenog istog proračuna za veću cijev, zamjećujemo da su koeficijenti prijelaza topline s vanjske i unutarnje strane različiti i manji od proračuna sa cijevima DN 32. Iako su koeficijenti prijelaza topline bili nešto manji, koeficijent prolaza topline je bio nešto veći ($k = 145,05 \frac{W}{m^2 \cdot K}$). S ovom postavkom pokazano je i da nam treba manja površina, a samim time i manji broj cijevi. Odnosno potrebna površina je onda $A_{potr} = 287,75 m^2$, a potreban broj cijevi $n_c = 383,16$, pa bi odabran broj cijevi bio $n_c = 390$.

4.2. Proračun evaporativnog kondenzatora

Evaporativni kondenzator spada u skupinu zatvorenih recirkulirajućih sustava za odvođenje topline i najčešće se izvode s aksijalnim ventilatorom na izlazu. Izmjenjivačku površinu čine orebrene cijevi koje su s vanjske strane oplakivane optočnom vodom i nastrujavane zrakom, dok se unutar cijevi odvija kondenzacija radne tvari. Evaporativni kondenzator mora se kemijski tretirati kako bi se ograničilo razvijanje mikroorganizama, a uz to smanjilo taloženje kamenca i spriječila korozija uređaja. Regulacija učinka postiže se diskontinuiranim pogonom ventilatora ili modulirajućom zaklopkom u struji zraka za smanjenje protoka.



Slika 15. Evaporativni kondenzator s aksijalnim ventilatorom na izlazu [7]

- **ZADANI PARAMETRI**

Toplinski tok kondenzatora: 1100 kW

Temperatura zraka: $\vartheta_{ok} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$

Relativna vlažnost: $\varphi = 45 \text{ } \%$

Temperatura kondenzacije: $\vartheta_{kon} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$

Radna tvar: R717

- **ODABIR CIJEVI**

Izabrane cijevi su čelične bešavne cijevi DN 32 [6]

Unutarnji promjer: $d_u = 35,9 \text{ mm}$

Vanjski promjer: $d_v = 42,4 \text{ mm}$

Koeficijent toplinske vodljivosti čelika: $\lambda_c = 58 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

- **PARAMETRI VANJSKOG ZRAKA (odabrano za tlak zraka 1 bar)**

Temperatura vlažnog termometra: $\vartheta_{gh} = 24,2 \text{ }^\circ\text{C}$

Sadržaj vlage ulaznog zraka: $x_1 = 0,0151 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

Entalpija ulaznog zraka: $h_1 = 72,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Specifični volumen vlažnog zraka [4]:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_a} \cdot (1 + 1,6078 \cdot x_1) = 0,875 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.17)$$

Preporuka za volumni protok zraka: $0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ po 1 kW toplinskog toka.

$$\text{Volumni protok zraka: } V_a = 0,03 \cdot 1100 = 33 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (3.18)$$

$$\text{Maseni protok zraka: } m_a = \frac{V_a}{v_1} = 37,73 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.19)$$

Entalpija izlaznog zraka (po 1 kg suhog zraka):

$$h_2 = h_1 + \frac{\varphi_k}{m_a} = 101,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.20)$$

- **PARAMETRI VODE**

Preporuka za srednju temperaturu vode [8]: $\vartheta_{wm} = \vartheta_{gh} + (8 \div 10) \text{ }^\circ\text{C}$ (3.21)

Srednja temperatura vode: $\vartheta_{wm} = 32,2 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpija zasićenog zraka za srednju temperaturu vode: $h_w = 111,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Entalpija zraka (h_m) za srednju temperaturu zraka (ϑ_m) izračunava se prema izrazu:

$$\Delta h_m = h_w - h_m = \frac{h_2 - h_1}{\ln \frac{h_w - h_1}{h_w - h_2}} = 21,02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.22)$$

$$h_m = h_w - \Delta h_m = 90,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Srednja temperatura zraka (očitano iz h-x dijagrama): $\vartheta_m = 32,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Sadržaj vlage izlaznog zraka (očitano iz h-x dijagrama): $x_2 = 0,0276 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

- **KOEFICIJENT PRIJELAZA NA STRANI VODENOG SLOJA**

Izrazi za Nusselt-ov i Reynolds-ov bezdimenzijski broj:

$$Nu = 4 \cdot \frac{\alpha_w \cdot \delta}{\lambda} \quad (3.23)$$

$$Re = 4 \cdot \frac{w \cdot \delta}{\lambda} \quad (3.24)$$

Preporuka za maseni protok vode po 1 metru cijevi: $m_{L1} = (0,08 \div 0,2) \text{ kg/s}\cdot\text{m}$

Odabrano: $m_{L1} = 0,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}\cdot\text{m}}$

Termodinamička svojstva vode za srednju temperaturu ($\vartheta_{wm} = 32,2 \text{ }^\circ\text{C}$):

Gustoća vode: $\rho_w = 994,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Koeficijent toplinske provodnosti vode: $\lambda = 0,618 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Dinamička viskoznost: $\eta_w = 0,00075 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Kinematička viskoznost: $\nu_w = 0,752 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Prandtl-ov bezdimenzijski broj: $Pr = 5,1$

Debljina vodenog sloja izračunava se preko izraza [8]:

$$\delta = 0,91 \cdot \sqrt[3]{\frac{\eta_w \cdot m_{L1}}{\rho^2}} = 0,0004848 \text{ m} \quad (3.25)$$

$$\text{Brzina strujanja vode: } w = \frac{mL_1}{\delta \cdot \rho_w} = 0,415 \frac{m}{s} \quad (3.26)$$

Za Reynolds-ov broj $Re = 1069,5 > 200$ slijedi izraz za Nusselt [8]:

$$Nu = 0,1 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,48} = 17,7 \quad (3.27)$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

$$\alpha_{kw} = \frac{\lambda \cdot Nu}{4 \cdot \delta} = 5641,49 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.28)$$

Onečišćenje na strani vode:

- Onečišćenje cijevi u odnosu na srednji promjer:

$$R_1 = \frac{\frac{\delta_1}{\lambda_c}}{\frac{d_i}{d_m}} = 0,000065 \frac{m^2 K}{W} \quad (3.29)$$

- Onečišćenje od sloja vapnenca:

Koeficijent toplinske provodnosti vapnenca: $\lambda_2 = 2 \frac{W}{mK}$

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,0004 \frac{m^2 K}{W} \quad (3.30)$$

- Onečišćenje od hrđe i ostalog:

$$R_3 = 0,0003 \frac{m^2 K}{W}$$

- Ukupni faktor onečišćenja: $R_{uk} = R_1 + R_2 + R_3 = 0,000765 \frac{m^2 K}{W}$ (3.31)

Gustoća toplinskog toka svedena na vanjsku izmjenjivačku površinu:

$$q_i = \frac{\vartheta_z - \vartheta_{wm}}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + R_{uk}\right) \frac{d_i}{d_e}} \quad (3.32)$$

$$q_i = 1253,24 \cdot (\vartheta_z - 32,2),$$

gdje je ϑ_z temperatura stijenke cijevi.

- **KOEFICIJENT PRIJELAZA NA STRANI RADNE TVARI (KONDENZACIJA U CIJEVI)**

Za kondenzaciju amonijaka u cijevi preporuka za izračunavanje koeficijenta prijelaza topline [8]:

$$\alpha_R = 2100 \cdot (\vartheta_{kon} - \vartheta_z)^{-0,167} \cdot d_i^{-0,25} \quad (3.33)$$

$$\alpha_R = 4824,4 \cdot (36 - \vartheta_z)^{-0,167}$$

Gustoća toplinskog toka svedena na unutarnju izmjenjivačku površinu, ako je faktor onečišćenja na strani radne tvari $R_{uk} = 0$ [8]:

$$q_i = \alpha_R \cdot (36 - \vartheta_z)^{0,833} = 4824,4 \cdot (36 - \vartheta_z)^{0,833} \quad (3.34)$$

Izjednačavanjem izraza gustoće toplinskog toka svedenog na vanjsku izmjenjivačku površinu s gustoćom toplinskog toka svedenog na unutarnju izmjenjivačku površinu dobiva se sustav dvije jednadžbe s dvije nepoznanice. Rješavanjem sustava jednadžbi dobivaju se sljedeća rješenja:

- Gustoća toplinskog toka: $q_i = 4006,1 \frac{W}{m^2}$
- Temperatura stijenke: $\vartheta_z = 35,2 \text{ }^\circ\text{C}$
- Koeficijent prijelaza na strani radne tvari (R717): $\alpha_R = 4824,4 \cdot 2 \frac{W}{m^2K}$

Unutarnja izmjenjivačka površina:

$$A_i = \frac{\phi_k}{q_i} = 274,6 \text{ m}^2 \quad (3.35)$$

Vanjska izmjenjivačka površina:

$$A_{e1} = A_i \cdot \frac{d_e}{d_i} = 324,3 \text{ m}^2 \quad (3.36)$$

Nakon dobivenih rješenja iz prethodnih jednadžbi potrebno je provjeriti da li se poklapaju s rješenjima iz sljedećeg izraza za toplinski tok koji se prenosi na zrak [8]:

$$\phi_{kon} = \sigma \cdot \beta \cdot A_e \cdot \Delta h_m \quad (3.37)$$

Preporuka za omjer između površine vodenog sloja i vanjske izmjenjivačke površine: $\beta = 1,5$

Preporuka za brzinu strujanja zraka između cijevi u horizontalnoj ravnini: $w_a = 5,5 \frac{m}{s}$

Termodinamička svojstva za srednju temperaturu zraka ($\vartheta_m = 32,5 \text{ }^\circ\text{C}$):

Specifični toplinski kapacitet: $c_{pa} = 1,0068 \frac{kJ}{kgK}$

Koeficijent toplinske provodnosti: $\lambda_a = 0,0264 \frac{W}{mK}$

Kinematička viskoznost: $\nu_a = 18,7 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

Prandtl-ov bezdimenzijski broj: $Pr = 0,8$

$$\text{Reynolds-ov broj: } Re = \frac{w_a \cdot d_e}{\nu_a} = 12470,6 \quad (3.38)$$

Za $1000 < Re < 2 \cdot 10^6$, Nusselt-ov broj izračunava se prema izrazu:

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} = 105,9 \quad (3.39)$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka:

$$\alpha_a = \frac{\lambda_a \cdot Nu}{d_e} = 65,91 \frac{W}{m^2K} \quad (3.40)$$

$$\text{Koeficijent isparavanja (prema Lewis-u) [8]: } \sigma = \frac{\alpha_a}{c_{pa}} = 0,065464 \frac{kg}{m^2K} \quad (3.41)$$

Iz početnog izraza za izračunavanje toplinskog toka Φ_{kon} izrazi se izmjenjivačka površina iz jednadžbe:

$$A_{e2} = \frac{\Phi_{kon}}{\sigma \cdot \beta \cdot \Delta h_m} = 532,8 \text{ m}^2 \quad (3.42)$$

Vidljiva je velika razlika u dobivenim rezultatima između $A_{e1} = 324,3 \text{ m}^2$ i $A_{e2} = 532,8 \text{ m}^2$.

Potrebno je promijeniti srednju temperaturu vode ili protok zraka.

Promjenom srednje temperature vode mijenja se q_i , ϑ_z i A_e .

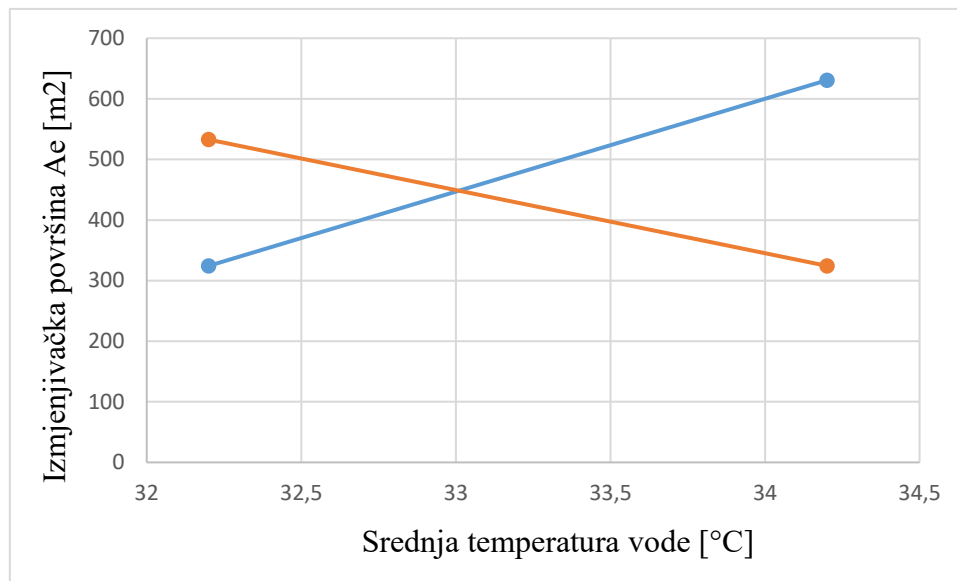
Tablica 4. Tablični prikaz rezultata izmjenjivačke površine

Srednja temperatura vode [°C]	Izmjenjivačka površina [m ²]	
	Ae	Ae (provjera)
32,2	324,3	532,8
34,2	630,7	324,4

Grafički prikaz dobivenih rezultata prikazan je na sljedećoj slici. Sjecište dvaju pravaca daje konačno rješenje proračuna određivanja izmjenjivačke površine kondenzatora. Prihvaćaju se sljedeće vrijednosti:

Površina izmjene topline: $A_e = 448,3 \text{ m}^2$

Srednja temperatura vode: $\vartheta_{wm} = 33^\circ\text{C}$



Slika 16. Grafički prikaz ovisnosti izmjenjivačke površine i srednje temperature vode

• DIMENZIJE EVAPORATIVNOG KONDENZATORA

Duljina cijevi (prskane vodom):

$$L_{ov} = \frac{A_e}{\pi \cdot d_e} = 3365,53 \text{ m} \quad (3.43)$$

Aktivna duljina kondenzatora (pretpostavljena): $L = 3,5 \text{ m}$

Poprečni presjek zraka u jednom horizontalnom redu:

$$A_s = \frac{V_a}{w_a} = 6 \text{ m}^2 \quad (3.44)$$

Korak cijevi u horizontalnoj ravnini: $s_1 = 1,3 \cdot d_e = 55,12 \text{ mm}$

Broj cijevi u kondenzatoru [8]:

$$n_{tc} = \frac{2 \cdot A_s}{L \cdot (2 \cdot s_1 - d_e)} = 56,9 \quad (3.45)$$

Odabrano $n_{tc} = 64$

Širina kondenzatora:

$$B = 2 \cdot s_1 \cdot \frac{n_{tc}}{2} = 3,5 \text{ m} \quad (3.46)$$

Dujina jedne cijevne spirale:

$$L_1 = \frac{L_{ov}}{n_{tc}} = 52,6 \text{ m} \quad (3.47)$$

Broj horizontalnih redova cijevi:

$$n_{hr} = 2 \cdot \frac{L_1}{L} = 30 \quad (3.48)$$

Visina kondenzatora:

$$s_2 = s_1 \text{ (razmak cijevi u vertikalnoj ravnini)}$$

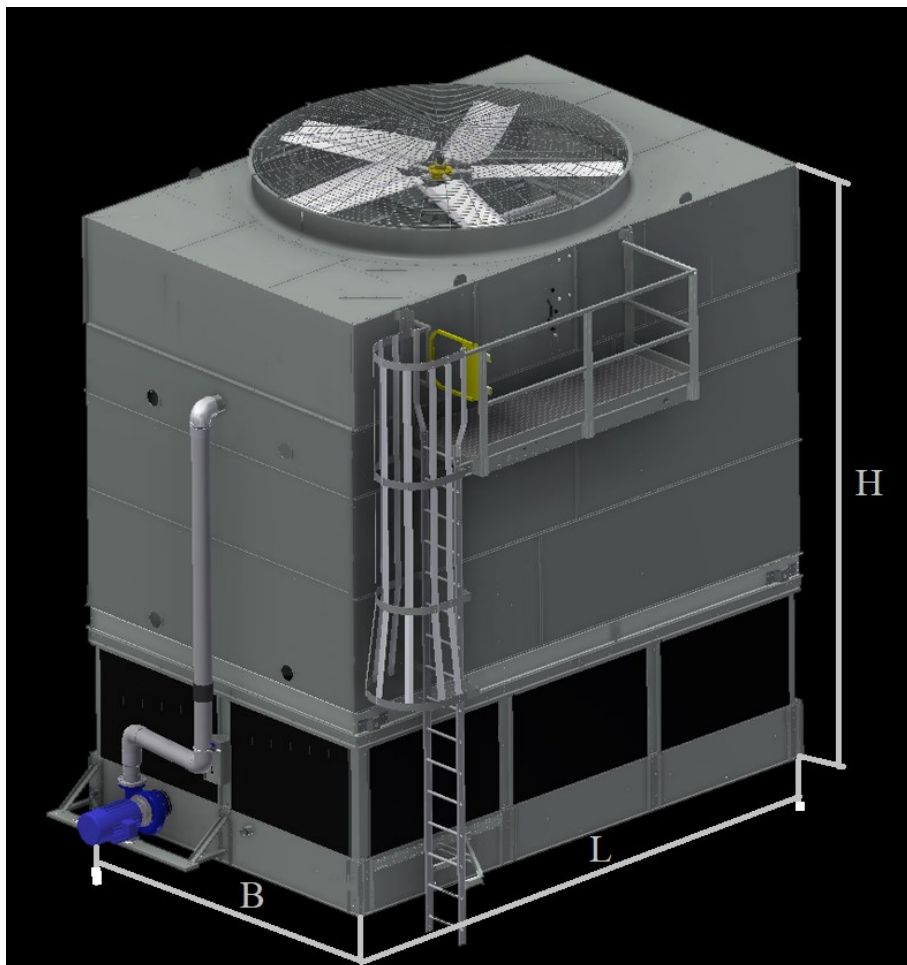
$$H = n_{hr} \cdot s_2 = 1,66 \text{ m}$$

Maseni protok vode koja ishlapljuje:

$$m_w = 1,1 \cdot m_a \cdot (x_2 - x_1) = 0,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.49)$$

Dimenzije kondenzatora:

$$L = 3,5 \text{ m} \quad B = 3,5 \text{ m} \quad H = 2 \text{ m}$$



Slika 17. Dimenzije evaporativnog kondenzatora

4.3. Proračun cjevovoda radne tvari

Proračun cjevovoda provodi se u svrhu određivanja potrebnih promjera cijevi. Preporučene brzine strujanja u usisnom vodu za R717 su 10 – 20 m/s, u tlačnom vodu 15 – 25 m/s, a u kapljevinskom vodu 0,5 – 1,2 m/s. Proračun se provodi za kapacitet kompresora $\phi_o = 960 \text{ kW}$.

Nakon odabira brzina strujanja za pojedine vodove računamo:

- Volumenski protok radne tvari:

$$q_{v,RT} = \frac{m_{RT}}{\rho_{RT}} \quad (3.50)$$

- Poprečni presjek cijevi:

$$A = \frac{q_{v,RT}}{w} \quad (3.51)$$

- Promjer cjevovoda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (3.52)$$

Tablica 5. Proračun cjevovoda za radnu tvar R717

Dionica	usisni vod	tlačni vod	kapljevinski vod
maseni protok, q_m [kg/s]	0,86	0,86	0,86
Odabrana brzina strujanja, w [m/s]	15	20	1
Temperatura ϑ [°C]	-10	80	30
Gustoća radne tvari [ρ]	2,402	7,082	587,1
Volumni protok, q_v [m ³ /s]	0,358	0,1214	0,00146
Poprečni presjek, A [m ²]	0,0239	0,00607	0,00146
Promjer cjevovoda, d_u [m]	0,17433	0,08793	0,04318
Odabrani cjevovod	DN 200	DN 100	DN 50

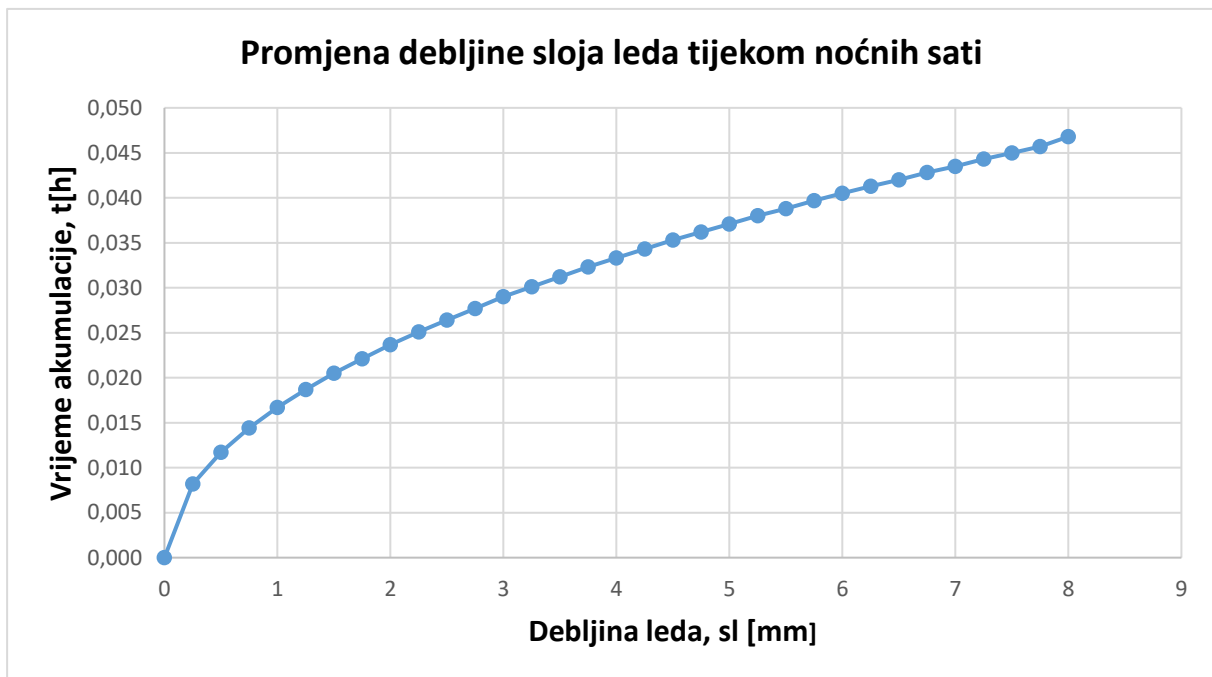
4.4. Proračun akumulacije mase vodenog leda

Masa vodenog leda stvara se na cijevima isparivača potopljenog u bazenu, u vrijeme jeftinije električne energije tijekom noćnih sati u vremenu od 8 sati. Ukupna duljina cijevi u isparivaču iznosi 1478 metara. Vertikalne cijevi su bešavne čelične nazivnog promjera DN 32. Koeficijent prijelaza na strani radne tvari iznosi 3066,95 W/(m²K), dok isti na strani vode iznosi 961,37 W/(m²K). Srednja temperatura vode oko cijevi iznosi 1,5 °C. Izvan bazena pomoću troputnog miješajućeg ventila postiže se potrebna temperatura iznosa 3,5 °C za potrošače.

- **ZADANI PARAMETRI**

Temperatura isparivanja [°C]	-10
Srednja temperatura vode [°C]	1,5
Koeficijent prijelaza topline na strani vode [W/(m ² K)]	961,37
Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari [W/(m ² K)]	3066,95
Unutarnji promjer cijevi [mm]	35,9
Vanjski promjer cijevi [mm]	42,4
Vrijeme rada uređaja [h]	8
Koeficijent toplinske provodnosti leda [W/(mK)]	2,21
Koeficijent toplinske provodnosti čelika [W/(mK)]	58
Ukupna duljina cijevi izmjenjivača [m]	1478
Srednja temperaturna razlika u isparivaču [°C]	11,5
Specifična toplina taljenja leda [kJ/kg]	335
Gustoća leda [kg/m ³]	917

Proračun je napravljen za 8 sati te u tom periodu debljina leda mijenja se prema dijagramu [Slika 19.]. Pretpostavlja se kako debljina leda raste do 47 milimetara te se onda smanjuje rad kompresora nakon što se akumulira dovoljna rashladna energija za korištenje u procesima hlađenja mlijeka.



Slika 18. Promjena debljine sloja leda tijekom noćnih sati

Proračun se izračunava prema formulama:

- Izmjenjeni toplinski tok:

$$\phi = k_v \cdot A_v \cdot \Delta\vartheta_m \quad (3.53)$$

- Izmjenjivačka površina:

$$A_v = 2 \cdot R_v \cdot \pi \cdot L_{cijev} \quad (3.54)$$

- Koeficijent prolaza topline:

$$k_v = \frac{1}{\frac{R_x}{R_v \alpha_u} + \frac{R_v}{\lambda_c} \ln \frac{R_v}{R_u} + \frac{R_x}{\lambda_{led}} \ln \frac{R_x + 1}{R_v} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (3.55)$$

- Maseni protok akumulirane vode koja se pretvara u led:

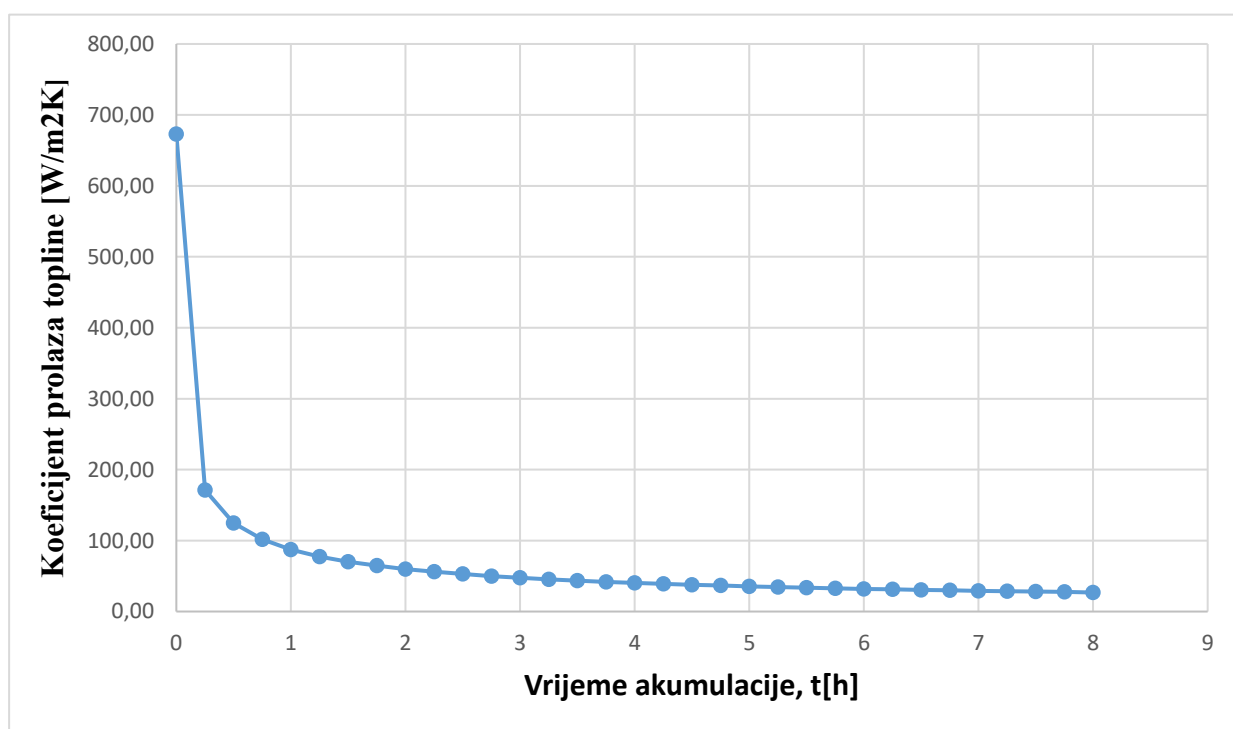
$$q_m = \frac{\phi}{q_l} \quad (3.56)$$

Tablica 6. Proračun akumulirane mase vodenog leda

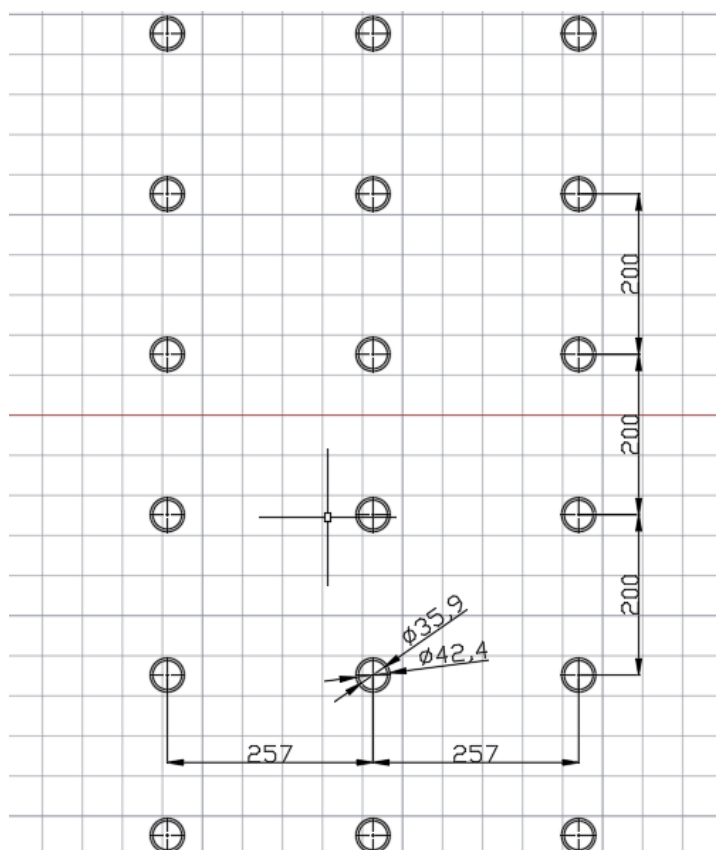
t [h]	Rv [m]	Av [m ²]	kv [W/m ² K]	φ [kW]	qm [kg/h]	qv [m ³ /h]	s1 [m]	m1 [kg]
0	0,0212	62,07	672,90	480,34	5161,89	5,62	0	0,0
0,25	0,0294	232,75	171,35	458,64	4928,64	5,37	0,0082	1506,1
0,5	0,0329	310,08	124,56	444,15	4772,99	5,20	0,0117	942,3
0,75	0,0356	371,31	101,67	434,13	4665,30	5,08	0,0144	884,5
1	0,0379	419,11	87,34	420,98	4523,97	4,93	0,0167	857,1
1,25	0,0399	461,29	77,50	411,12	4418,03	4,81	0,0187	662,5
1,5	0,0417	500,44	70,17	403,84	4339,75	4,73	0,0205	808,2
1,75	0,0433	538,68	64,61	400,23	4300,96	4,69	0,0221	775,8
2	0,04487	575,13	59,85	395,84	4253,80	4,64	0,0237	813,5
2,25	0,0463	610,91	56,02	393,56	4229,30	4,61	0,0251	788,7
2,5	0,0476	643,02	52,89	391,11	4202,97	4,58	0,0264	756,1
2,75	0,0489	675,95	50,05	389,08	4181,11	4,56	0,0277	795,1
3	0,0502	709,69	47,47	387,41	4163,18	4,54	0,0290	835,1
3,25	0,0513	738,13	45,46	385,86	4146,55	4,52	0,0301	736,6
3,5	0,0524	767,13	43,59	384,54	4132,34	4,50	0,0312	765,7
3,75	0,0535	796,68	41,85	383,42	4120,30	4,49	0,0323	795,3
4	0,0545	823,55	40,37	382,34	4108,75	4,48	0,0333	748,3
4,25	0,0555	850,87	38,98	381,41	4098,78	4,47	0,0343	773,2
4,5	0,0565	876,85	37,67	379,85	4082,00	4,45	0,0353	797,0
4,75	0,0574	901,64	36,55	379,03	4073,16	4,44	0,0362	738,3
5	0,0583	924,93	35,50	377,56	4057,37	4,42	0,0371	757,5
5,25	0,0592	948,51	34,49	376,20	4042,79	4,41	0,0380	776,9
5,5	0,06	970,75	33,64	375,49	4035,14	4,40	0,0388	707,4
5,75	0,0609	994,88	32,72	374,32	4022,60	4,38	0,0397	815,0
6	0,0617	1015,70	31,94	373,05	4008,90	4,37	0,0405	740,3
6,25	0,0625	1038,69	31,19	372,56	4003,59	4,36	0,0413	757,1
6,5	0,0632	1056,28	30,56	371,21	3989,16	4,35	0,0420	674,3
6,75	0,064	1079,70	29,87	370,84	3985,10	4,34	0,0428	787,1
7	0,0647	1097,61	29,28	369,61	3971,90	4,33	0,0435	700,7
7,25	0,0655	1119,41	28,64	368,66	3961,69	4,32	0,0443	816,2
7,5	0,0662	1139,69	28,09	368,21	3956,90	4,31	0,0450	727,7
7,75	0,0669	1160,15	27,57	367,80	3952,53	4,31	0,0457	740,8
8	0,068	1192,05	26,78	367,05	3944,42	4,30	0,0468	1192,7
							Ukupna masa leda [kg]	25972,8

Prijelaz topline na strani hlađene tvari u isparivačima predstavlja složen problem za razmatranje. To je nestacionaran proces koji se preiodički ponavlja prekidima rada rashladnog uređaja. Zbog toga koeficijent prolaza topline nije linearna funkcija niti konstanta te se mijenja s promjenom debljine leda tijekom rada rashladnog uređaja [Slika 19.].

Pravilnim rasporedom vertikalnih cijevi u projektiranom isparivaču omogućava se stvaranje dovoljnog sloja leda oko cijevi tako da ni u najopterećenijem trenutku ne bi došlo do bilo kakvih međusobnih pomaka cijevi [Slika 20.].



Slika 19. Promjena koeficijenta prolaza topline tijekom akumulacije leda

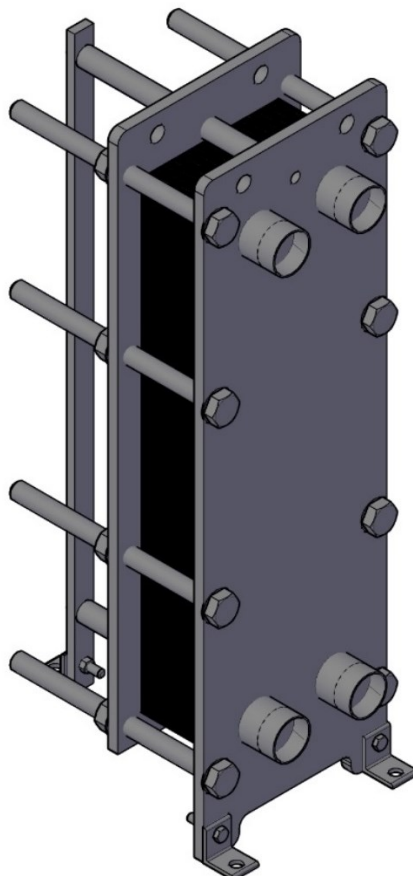


Slika 20. Raspored vertikalnih cijevi u isparivaču

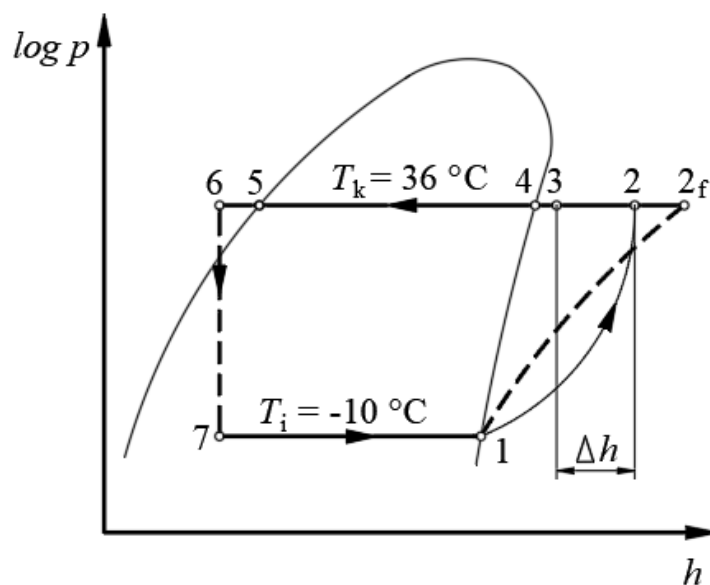
Ukupna masa leda koja je dobivena u akumulacijskom bazenu, na jednom isparivaču, približno iznosi 26 tona. Zbog toga što imamo 2 isparivača u bazenu ukupna suma leda iznosi 52 tone. Pomoću specifične topline taljenja leda i vremena akumulacije leda od 8 sati dobiva se konačna vrijednost proizvedene rashladne energije 4838,89 kWh koja pokriva potrebe za dnevnom potrošnjom energije. Gubici u prijenosu topline pretpostavljeni su u iznosu od 300 kWh te se oni oduzimaju od ukupne proizvedene rashladne energije.

4.5. Proračun rekuperatora pregrijanih para radne tvari

Proračun pločastog izmjenjivača topline proveden je prema podlogama iz literature „Heat exchangers selection, rating, and thermal design“ [19] te provedenom istraživanju za prijenos topline u pločastim izmjenjivačima.



Slika 21. Pločasti izmjenjivač topline



Slika 22. log p – h dijagram (R717)

- **ODABIR REKUPERATORA**

Razlika entalpija: $\Delta h = (h_3 - h_2) = 114,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Maseni protok amonijaka: $q_{m,RT} = 0,860 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Potencijal koji možemo dobiti:

$$Q' = q_m * \Delta h = 98,47 \text{ kW} \quad (3.57)$$

Faktor zbog onečišćenja:

$$f = 1,08$$

Nakon više godina uporabe, rekuperator se onečisti i potrebno ga je predimensionirati za navedeni faktor da bi više vremena dobivali traženi kapacitet.

Odabran rekuperator:

$$Q = Q' * f = 106,35 \text{ kW} \quad (3.58)$$

$Q = 110 \text{ kW}$ – odabrano

Temperatura vode na ulazu u rekuperator: $\vartheta_{ptv1} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura vode na izlazu iz rekuperatora: $\vartheta_{ptv2} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Srednja temperatura vode u rekuperatoru: $\vartheta_{ptv,sr} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura pregrijane pare na ulazu u rekuperator: $\vartheta_{pp1} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura pregrijane pare na izlazu iz rekuperatora: $\vartheta_{pp2} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Srednja temperatura pregrijane pare u rekuperatoru: $\vartheta_{pp,sr} = 62,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Svojstva vode pri $45 \text{ }^\circ\text{C}$ [17]:

$$\rho_w = 990,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_w = 4,179 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad \eta_w = 596,1 * 10^{-6} \text{ Pas} \quad \lambda_w = 0,63735 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\text{Pr}_w = 3,91$$

Protok vode kroz rekuperator: $q_{mw} = 2,632 \text{ kg/s}$

Svojstva pregrijane pare pri $62,5 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_{RT} = 9,42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_{RT} = 2,864 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad \eta_{RT} = 11,3 * 10^{-6} \text{ Pas} \quad \lambda_{RT} = 0,0303 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\text{Pr}_{RT} = 1,07$$

Tablica 7. Tehnički podaci Danfoss SW26A pločastog izmjenjivača topline

Tehnički podatci	Oznaka	Iznos
vertikalna udaljenost priključaka [mm]	L_v	456
horizontalna udaljenost priključaka [mm]	L_h	174
promjer priključaka [mm]	D_{pr}	32
debljina ploče [mm]	t_{pl}	0,6
Kut nabora ploče [°]	β	60
Faktor povećanja površine [-]	ϕ	1,2
Ukupni broj ploča [-]	N_{uk}	145
Toplinska provodnost nehrđajućeg čelika [W/mK]	λ_{ϵ}	16,5

Tablica 8. Pomoćne veličine SW26A pločastog izmjenjivača

Pomoćne veličine	Oznaka	Iznos
Efektivna površina izmjenjivača topline [m ²]	A ₁	0,1048
Poprečni presjek kanala [m ²]	A _{kanala}	0,00031
Broj kanala [-]	N _{pr}	72
Hidraulički promjer [mm]	D _h	0,0036

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta = \frac{(\vartheta_{pp1} - \vartheta_{ptv2}) - (\vartheta_{pp2} - \vartheta_{ptv1})}{\ln \frac{\vartheta_{pp1} - \vartheta_{ptv2}}{\vartheta_{pp2} - \vartheta_{ptv1}}} = \frac{(80 - 50) - (45 - 40)}{\ln \frac{80 - 50}{45 - 40}} = 13,95 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.59)$$

Maseni protok potrošne tople vode iznosi:

$$q_{mw} = \frac{\phi}{c_w \cdot (\vartheta_{ptv2} - \vartheta_{ptv1})} = \frac{110}{4,179 \cdot (50 - 40)} = 2,632 \text{ kg/s} \quad (3.60)$$

Gustoća masenog toka radne tvari (R717):

$$G_{RT} = \frac{q_{m,RT}}{N_{pr} \cdot A_{kanal}} = \frac{0,86}{72 \cdot 0,00031} = 38,66 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2 \quad (3.61)$$

Gustoća masenog toka potrošne tople vode:

$$G_w = \frac{q_{mw}}{N_{pr} \cdot A_{kanal}} = \frac{2,632}{72 \cdot 0,00031} = 118,31 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2 \quad (3.62)$$

Reynoldsov broj za radnu tvar (R717):

$$Re_{RT} = \frac{G_{RT} \cdot D_h}{\eta_{RT}} = \frac{38,66 \cdot 0,0036}{11,3 \cdot 10^{-6}} = 12314,92 \quad (3.63)$$

Reynoldsov broj za potrošnu toplu vodu:

$$Re_w = \frac{G_w \cdot D_h}{\eta_w} = \frac{118,31 \cdot 0,0036}{596,1 \cdot 10^{-6}} = 714,57 \quad (3.64)$$

Za kut nabora od 60° i Reynoldsov broj veći od 400, faktor Ch iznosi 0,108, a faktor n jednak je 0,703, a za Reynoldsov broj manji od 400 faktor Ch iznosi 0,306, a faktor n jednak je 0,529.

Nusseltov broj za radnu tvar (R717):

$$Nu_{RT} = 0,108 \cdot Re_{RT}^{0,703} \cdot Pr_{RT}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\eta_{RT}}{\eta_w}\right)^{0,14} = 82,9 \quad (3.65)$$

Nusseltov broj za potrošnu toplu vodu:

$$Nu_w = 0,108 \cdot Re_w^{0,703} \cdot Pr_w^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\eta_{RT}}{\eta_w}\right)^{0,14} = 17,3 \quad (3.66)$$

Preko Nusseltovog broja izračunati su koeficijenti prijelaza topline na strani potrošne tople vode i na strani radne tvari, a oni iznose:

$$\alpha_{RT} = \frac{Nu_{RT} \cdot \lambda_{RT}}{D_h} = \frac{82,9 \cdot 0,0303}{0,0036} = 697,71 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.67)$$

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{D_h} = \frac{17,3 \cdot 0,63735}{0,0036} = 3056,47 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.68)$$

Iz toga izračunat je koeficijent prolaza topline:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{RT}} + \frac{t_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_w}} = \frac{1}{\frac{1}{697,71} + \frac{0,0006}{16,5} + \frac{1}{3056,47}} = 556,54 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3.69)$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{potr} = \frac{\phi}{q} = \frac{\phi}{\Delta\vartheta \cdot k} = \frac{110000}{13,95 \cdot 556,54} = 14,17 \text{ m}^2 \quad (3.70)$$

Ukupna površina odabranog izmjenjivača je:

$$A_{iz} = A_1 \cdot N_{uk} = 0,1048 \cdot 145 = 15,2 \text{ m}^2 \quad (3.71)$$

Kako je površina izmjenjivača veća od potrebne površine, odabrani rekuperator za pripremu PTV-a zadovoljava.

4.6. Proračun cirkulacijske pumpe za vodu

Uloga akumulacijskog bazena je omogućiti dovoljno rashladne energije za potrebe industrije. Kroz akumulacijski bazen prolazi voda koja ulazi sa $+6^{\circ}\text{C}$ i potrebno ju je ohladiti na $+1^{\circ}\text{C}$ kako bi ona bila zadovoljavajuća za rashladne procese koje industrija ima. Nakon što se voda ohladi na $+1^{\circ}\text{C}$ ona se cirkulacijskim pumpama potiskuje prema potrošačima. Kako bi odredili koje pumpe nam trebaju moramo znati koliki pad tlaka treba savladati voda na putu prema potrošačima i nazad. Pad tlaka imamo zbog linijskih gubitaka i lokalnih gubitaka.

- **PARAMETRI ZA RAČUNANJE PADA TLAKA**

Duljina cjevovoda [m]	50
Broj ventila [-]	6
Broj koljena [-]	10
Temperatura vode na ulazu u akumulacijski bazen [$^{\circ}\text{C}$]	6
Temperatura vode na izlazu iz akumulacijskog bazena [$^{\circ}\text{C}$]	1
Srednja temperatura vode u akumulacijskom bazenu [$^{\circ}\text{C}$]	1,5
Brzina strujanja vode kroz cijevi [m/s]	2

- **SVOJSTVA VODE ZA $\vartheta_{hm} = 1,5^{\circ}\text{C}$ [17]**

Gustoća vode: $\rho_w = 999,86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Koeficijent toplinske provodnosti vode: $\lambda = 0,566 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Dinamička viskoznost: $\eta_w = 0,00165 \text{ Pas}$

Specifični toplinski koeficijent: $c_w = 4,21 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

Prandtl-ov bezdimenzijski broj: $\text{Pr} = 12,2$

- **PROMJER CJEVOVODA [6]**

Vanjski promjer cijevi: $d_v = 48,3$ mm

Unutarnji promjer cijevi: $d_u = 41,8$ mm

Debljina stijenke cijevi: $s = 3,25$ mm

Da bismo odredili ukupni pad tlaka moramo odrediti u kojem režimu se nalazi strujanje kroz cijevi, zato računamo Reynoldsov broj:

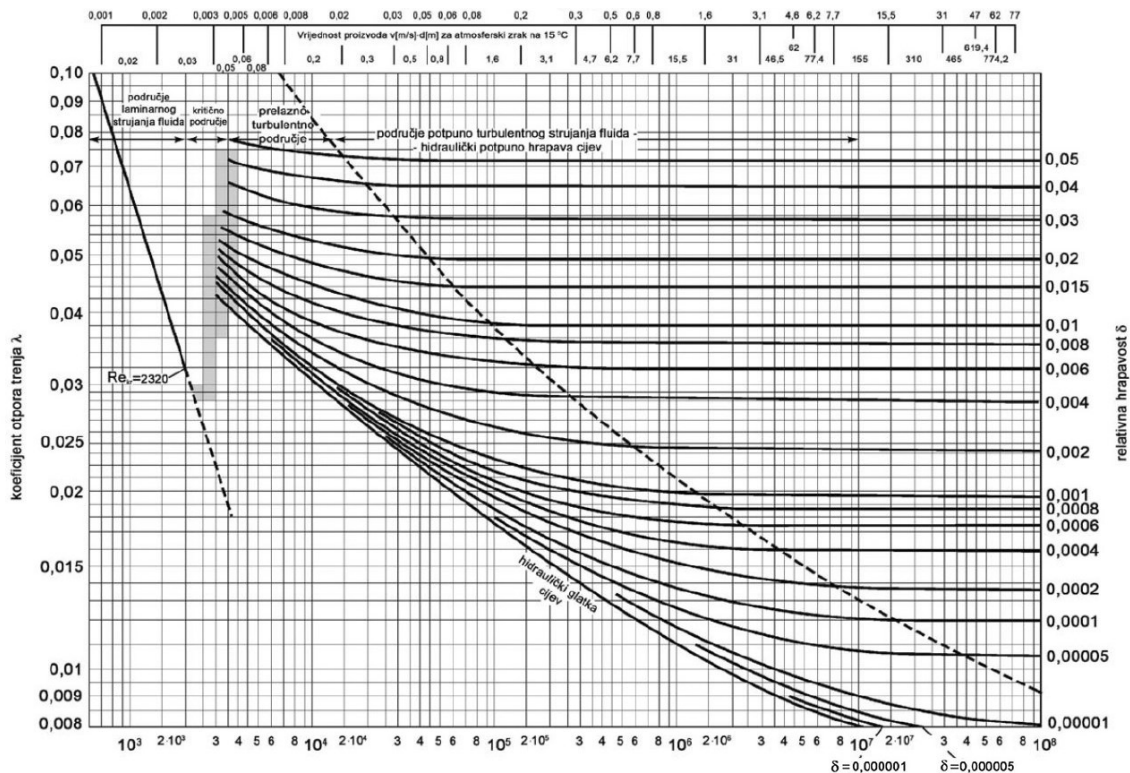
$$Re = \frac{\rho_w \cdot w \cdot d_u}{\eta_w} = \frac{999,86 \cdot 2 \cdot 0,0418}{0,00165} = 50660 \quad (3.72)$$

S obzirom da je $Re > 2300$ zaključujemo da se nalazimo u turbulentnom području. Zbog ovoga zaključka koeficijent trenja računamo na ovaj način:

$$\lambda = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_u} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.73)$$

Veličine koje nam nedostaju očitavamo iz Moodyeva dijagrama. Kada očitane i izračunate vrijednosti uvrstimo u jednadžbu za koeficijent trenja dobijemo:

$$\lambda = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_u} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,023 \quad (3.74)$$



Slika 23. Prikaz Moodye-va dijagrama

- **LINIJSKI GUBITCI (GUBITCI TRENJA)**

Prolaskom vode kroz cijevi dolazi do kontakta između vode i stijenke cijevi što uzrokuje trenje. Zbog trenja dolazi do pada tlaka. Takve gubitke nazivamo linijskim gubitcima koji se računaju:

$$\Delta p_{lin} = \lambda \cdot \frac{L}{d_u} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho_w}{2} = 0,023 \cdot \frac{50}{0,0418} \cdot \frac{2^2 \cdot 999,86}{2} = 54754,7 \text{ Pa} \approx 0,55 \text{ bar} \quad (3.75)$$



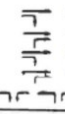



- **LOKALNI GUBITICI**

Prolaskom vode kroz koljena cijevi i ventile dolazi isto tako do pada tlaka. Ovakve gubitke nazivamo lokalnim gubitcima.

$$\Delta p_{lok} = \xi \cdot \frac{w^2 \cdot \rho_w}{2} \quad (3.76)$$

Zbog armature i koljena cjevovoda moramo izračunati koeficijent ξ . Iščitavanjem iz tablice izračunavamo koeficijent.

Tablica 9. Iznos ξ po pojedinom elementu

Br.	Oznaka	Naziv	ξ	Nazivni otvor			
				10 i 15	20 i 25	32 i 40	50 i više
1		Spojnice	0				
2		Izvijen komad	0,5				
3		Cijevni luk $r/d = 1,5$ $r/d = 2,5$	0,5 0,3				
4		Radijator	2,5				
5		Kolao	2,5				
6		T-račva	1,5				
		račva	1,0				
		prolaz	0				
		prolaz	0,5				
		supralna	3,0				
7		T-račva	0,5				
		račva	0,5				
		prolaz	0				
		prolaz	0				
8		Koljena	2,0	1,5	1,0	1,0	
		Armatura, zasun ventil sa kosim sedištem, prolazni ventil	1,0	0,5	0,3	0,3	
			3,5	3,0	2,5	2,0	
			10	7	5	4	
10		Radijatorski prolazni ventil	8,5	6	5	4	
		kućni ventil	4	2	2	-	
		propusna slavina	1,5	1,0	1,0	-	
		kućna slavina	4,0	2,0	-	-	

Pošto je odabran promjer cjevovoda DN 40 očitavamo vrijednosti za nazivni otvor 40 iz tablice. Za koljena ξ iznosi 1 dok za prolazne ventile ξ iznosi 5. Iz toga ukupni iznos ξ glasi:

$$\xi = \text{broj ventila} \cdot 5 + \text{broj koljena} \cdot 1 = 6 \cdot 5 + 10 \cdot 1 = 40 \quad (3.77)$$

Pa lokalni pad tlaka iznosi:

$$\Delta p_{lok} = \xi \cdot \frac{w^2 \cdot \rho_w}{2} = 40 \cdot \frac{2^2 \cdot 999,86}{2} = 79988,8 \text{ Pa} \approx 0,8 \text{ bar} \quad (3.78)$$

Ukupni pad tlaka onda iznosi:

$$\Delta p_{uk} = \Delta p_{lok} + \Delta p_{lin} = 79988,8 + 54754,7 = 134743,5 \text{ Pa} \approx 1,35 \text{ bar} \quad (3.79)$$

Zbog potreba industrije u pojedinim trenucima u danu imamo veći potreban kapacitet nego što ga imaju kompresori. Za to koristimo i kapacitet kompresora i akumulaciju leda u bazenu ledene vode.

Da bismo odredili koliki nam protok treba u tom trenutku, moramo uzeti u obzir ukupni kapacitet u tom satu. ($Q = 1200 \text{ kW}$).

$$Q = q_m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (3.80)$$

Iz čega dobivamo maseni protok:

$$q_m = 57,143 \text{ kg/s} \quad (3.81)$$

Iz čega dobivamo volumni protok:

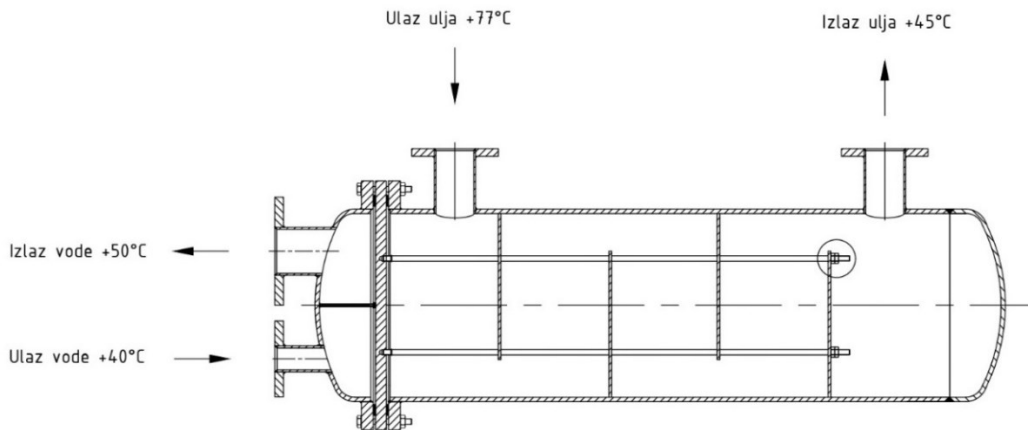
$$q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{57,143}{999,9} = 0,05715 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.82)$$

Da bi dobili satni protok množimo gornji izraz sa 3600. Tada protok iznosi:

$$q_v = 0,05715 \cdot 3600 = 205,7 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.83)$$

Odabrana je KSB pumpa za $210 \text{ m}^3/\text{h}$ i za pad tlaka od 1,5 bara. Odabrana je pumpa s malo većim protokom radi mogućnosti regulacije prilikom potrebe industrije.

4.7. Proračun hladnjaka ulja



Slika 24. Shell and tube izmjenjivač topline

• ODABIR HLADNJAKA ULJA

Hladnjak ulja projektiran prema 15% učina kompresora:

$$Q = 72 \text{ kW}$$

Temperatura vode na ulazu u hladnjak ulja: $\vartheta_{ptv1} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura vode na izlazu iz hladnjaka ulja: $\vartheta_{ptv2} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Srednja temperatura vode u hladnjaku ulja: $\vartheta_{ptv, sr} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura ulja na ulazu u hladnjak ulja: $\vartheta_{ulje1} = 77 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura ulja na izlazu iz hladnjaka ulja: $\vartheta_{ulje2} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Srednja temperatura ulja u hladnjaku ulja: $\vartheta_{ulje, sr} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$

Svojstva vode pri $45 \text{ }^\circ\text{C}$ [17]:

$$\rho_w = 990,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_w = 4,179 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad \eta_w = 596,1 \cdot 10^{-6} \text{ Pas} \quad \lambda = 0,63735 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protok vode kroz hladnjak ulja: $q_{mw} = 1,723 \text{ kg/s}$

Svojstva ulja za $61 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_u = 845 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad c_u = 2,018 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad \eta_u = 51,8 \cdot 10^{-4} \text{ Pas} \quad \lambda_u = 0,142 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protok ulja kroz hladnjak ulja: $q_{mu} = 1,115 \text{ kg/s}$

- **KONSTRUKCIJSKI PARAMETRI**

Cijevi [6]:

Vanjski promjer cijevi: $d_v = 21,3 \text{ mm}$

Unutarnji promjer cijevi: $d_u = 16 \text{ mm}$

Debljina stijenke cijevi: $s = 2,65 \text{ mm}$

Razmak cijevi u horizontalnom smjeru: $s_1 = 25 \text{ mm}$

Razmak cijevi u vertikalnom smjeru: $s_2 = 25 \text{ mm}$

Toplinska vodljivost materijala cijevi: $\lambda_c = 52 \frac{W}{mK}$

Omjer horizontalnog i vertikalnog razmaka:

$$t_s = \frac{s_1}{s_2} = 1 \quad (3.84)$$

Omjer udaljenosti i vanjskog promjera:

$$t_p = \frac{s_1}{d_v} = 1,174 \quad (3.85)$$

Pretpostavljena brzina u cijevima: $w = 1 \frac{m}{s}$

Broj cijevi:

$$n = \frac{4 \cdot q_{mw}}{w \cdot \rho_w \cdot \pi \cdot d_u^2} = \frac{4 \cdot 1,723}{1,5 \cdot 990,2 \cdot \pi \cdot 0,016^2} = 8,577 \quad (3.86)$$

Odabran broj cijevi: $n_c = 10$

Broj prolaza: $n_p = 8$

Pravokutni raspored cijevi $f_1 = 1,1$

Promjer zamišljene kružnice koja opisuje snop cijevi:

$$OTL = \sqrt{f_1 \cdot n_c \cdot n_p \cdot s_1^2 + 0,022 \cdot q_{mw} \cdot n_c^{0,5} \cdot s_1 + d_v} = 0,24082 \text{ m} \quad (3.87)$$

Plast [6]:

Uvjet za izbor plasta je:

$$D_u \geq OTL$$

Izabrana je bešavna cijev DN 300 x 8 mm

$$D_v = 324 \text{ mm}$$

$$D_u = 308 \text{ mm}$$

$$s = 8 \text{ mm}$$

Sada pretpostavljamo specifični toplinski tok hladnjaka ulja:

$$q_e = 4000 \frac{W}{m^2}$$

Zbog orebrenja cijevi omjer vanjske i unutarnje površine iznosi:

$$\frac{A_e}{A_i} = 3 \quad (3.88)$$

Vanjska površina računa se:

$$A_e = \frac{\phi}{q_e} = 18 \text{ m}^2 \quad (3.89)$$

Unutarnja površina onda je:

$$A_i = 6 \text{ m}^2$$

Duljina cijevi takvog izmjenjivača

$$L = \frac{A_i}{\pi \cdot d_u \cdot n_c \cdot n_p} = \frac{9,167}{\pi \cdot 0,016 \cdot 12 \cdot 4} = 1,492 \text{ m} \quad (3.90)$$

Odabrano:

$$L = 1,5 \text{ m}$$

Prijelaz topline na vanjskoj strani cijevi

$$n_{ek} = 0,502 \cdot \pi^{0,5} \cdot n_c^{0,5} \cdot t_s^{0,5} \quad (3.91)$$

$$n_{ek} = 2,8317$$

Ekvivalentna površina nastrujavanja:

$$A_s = n_{ek} \cdot (s_1 - d_v) \cdot L \quad (3.92)$$

$$A_s = 0,0156 \text{ m}^2$$

$$q_{vRT} = \frac{q_{mRT}}{\rho_{RT}} = \frac{2,01}{990,2} = 0,0015 \frac{m^3}{s} \quad (3.93)$$

Tada je brzina radne tvari među cijevima:

$$w_{RT} = \frac{q_{vRT}}{A_s} = \frac{0,0015}{0,0156} \quad (3.94)$$

$$w_{RT} = 0,1 \frac{m}{s}$$

Reynoldsov broj za radnu tvar:

$$Re_{RT} = \frac{w_{RT} \cdot d_v \cdot \rho_{RT}}{\eta_{RT}} = 294 \quad (3.95)$$

Prandtlov broj za radnu tvar:

$$Pr_{RT} = \frac{\eta_{RT} \cdot c_{RT}}{\lambda_{RT}} = 73,59 \quad (3.96)$$

Nusseltov broj iznosi:

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} = 0,4 \cdot 194^{0,6} \cdot 73,59^{0,36} \quad (3.97)$$

$$Nu = 56,9$$

Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj strani cijevi

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda_{RT}}{d_v} \quad (3.98)$$

$$\alpha_v = 379,1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Koeficijent prijelaza topline na unutrašnjoj strani cijevi

$$w_w = \frac{4 \cdot q_m}{n_c \cdot d_u^2 \cdot \pi \cdot \rho_w} = 0,86 \frac{m}{s} \quad (3.99)$$

Reynoldsov broj za strujanje vode:

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_u \cdot \rho_w}{\eta_w} = \frac{0,86 \cdot 0,016 \cdot 990,2}{0,000596} \quad (3.100)$$

$$Re_w = 23001,7$$

Prandtlov broj za strujanje vode:

$$Pr_w = \frac{\eta_w \cdot c_w}{\lambda_w} = 3,91 \quad (3.101)$$

Nusseltov broj:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (3.102)$$

$$Nu = 122,44$$

Koeficijent prijelaza topline na unutrašnjoj strani cijevi

$$\alpha_u = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_u} = \frac{122,44 \cdot 0,63735}{0,016} \quad (3.103)$$

$$\alpha_u = 4877,4 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{R_v}{\lambda_c} \ln\left(\frac{R_v}{R_u}\right) + \frac{R_v}{R_u \alpha_u}} = 333,47 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (3.104)$$

Potrebna površina za izmjenu topline iznosi:

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta = \frac{(\vartheta_{ulje1} - \vartheta_{ptv2}) - (\vartheta_{ulje2} - \vartheta_{ptv1})}{\ln \frac{\vartheta_{ulje1} - \vartheta_{ptv2}}{\vartheta_{ulje2} - \vartheta_{ptv1}}} = \frac{(77-50) - (45-40)}{\ln \frac{77-50}{45-40}} = 13,05 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.105)$$

Potrebna površina onda iznosi:

$$A_{e2} = \frac{\phi}{k \cdot \Delta\vartheta} = \frac{72000}{333,47 \cdot 13,05} = 16,55 \text{ } m^2 \quad (3.106)$$

Te specifični toplinski tok onda iznosi:

$$q_e = \frac{\phi}{A_{e2}} = 4350,3 \frac{W}{m^2} \quad (3.107)$$

Kako je površina izmjenjivača veća od potrebne površine, odabrani hladnjak ulja za pripremu PTV-a zadovoljava.

5. SPECIFIKACIJA MATERIJALA I OPREME

1. KOMPRESOR: Vijčani kompresor za R717

- Rashladni učin: 480 kW
- $\vartheta_{isp}/\vartheta_{kond} = -10^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$
- Radna tvar: R717

Kom: 2

2. ISPARIVAČ: Linde-ov tip isparivač s potopljenim vertikalnim cijevima

- Rashladni učin: 480 kW
- $\vartheta_{isp}/\vartheta_{kond} = -10^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$
- Izmjenjivačka površina : 302,27 m²
- Radna tvar: R717

Kom: 2

3. KONDENZATOR: Evaporativni kondenzator s aksijalnim ventilatorom

- Učin kondenzatora: 1100 kW
- $\vartheta_{isp}/\vartheta_{kond} = -10^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$
- Radna tvar: R717

Kom: 1

4. REKUPERATOR TOPLINE

- Kapacitet: 120 kW
- Kao proizvod: Danfoss SW26A, Pločasti izmjenjivač
- Radna tvar: R717/voda
- $\vartheta_{ul,w}/\vartheta_{iz,w} = +40^{\circ}\text{C}/+50^{\circ}\text{C}$

Kom: 1

5. HLADNJAK ULJA: hlađenje ulja koji ulazi u kompresor

- Kapacitet: 72 kW
- Kao proizvod: shell and tube
- Radna tvar: ulje/voda
- $\vartheta_{ul,w} / \vartheta_{iz,w} = +40^{\circ}\text{C} / +50^{\circ}\text{C}$

Kom: 1

6. CIRKULACIJSKA PUMPA: pumpe za ledenu vodu

- Pad tlaka: $\Delta p = 1,5 \text{ bar}$
- Protok: $Q = 210 \text{ m}^3/\text{h}$
- Kao proizvod: KSB
- Jedna radna i jedna rezervna

Kom: 2

7. SEPARATOR RADNE TVARI

- Kao proizvod: Bitzer
- Volumen: 3000 l

Kom: 1

8. FILTER NEČISTOĆA

- Kao proizvod Danfoss

Kom: 3

9. ZAPORNI VENTILI

- Kao proizvod: Danfoss, tip: SVA 200
- Kao proizvod: Danfoss, tip: SVA 100
- Kao proizvod: Danfoss, tip: SVA 150
- Kao proizvod: Danfoss, tip: SVA 50

Kom: 3

Kom: 3

Kom: 2

Kom: 5

10. PRESOSTAT NISKOGL TLAKA

- Kao proizvod: Danfoss, tip: RT1A

Kom: 2

11. PRESOSTAT VISOKOGL TLAKA

- Kao proizvod: Danfoss, tip: RT5A

Kom: 2

12. PRETVARAČ TLAKA

- Kao proizvod: Danfoss, tip: AKS 1000

Kom: 2

13. UPRAVLJAČKI SKLOP

- Kao proizvod: Danfoss, tip: AK PS 250

Kom: 1

14. SIGURNOSNI VENTIL

- Kao proizvod: Danfoss

Kom: 1

15. MODELIRAJUĆI TERMOSTAT

- Kao proizvod: Danfoss

Kom: 2

16. VENTIL S PLOVKOM

- Kao proizvod: Termotehnika

Kom: 2

17. PRIGUŠNI VENTIL

- Kao proizvod: Danfoss

Kom: 2

18. ELEKTROMAGNETSKI VENTIL

- Kao proizvod: Danfoss, tip: EVRA 50

Kom: 2

19. MANOMETAR

- Kao proizvod: Danfoss

Kom: 1

20. CIJEVI

- DN 50 35 m
- DN 100 20 m
- DN 150 30 m
- DN 200 30 m

21. IZOLACIJA

- Kao proizvod: Cepelin, debljina izolacije 19 mm 20 m
- Kao proizvod: Cepelin, debljina izolacije 13 mm 40 m

6. PRORAČUN POVRATA TOPLINSKE ENERGIJE

6.1. Proračun povrata topline rekuperatora

Prilikom kompresije u kompresoru, amonijak se komprimira na viši tlak i temperaturu. Zbog ulja koji hladi kompresor, izlazna temperatura amonijak niža je od proračunatih temperatura. Pri kondenzaciji od 36°C, temperatura amonijaka na izlazu iz kompresora iznosi 80°C. Zbog velikog potencijala u visokotlačnom vodu, ugrađuje se rekuperator topline. Unutar rekuperatora amonijak predaje toplinu potrošnoj toploj vodi. Tijekom godine temperatura kondenzacije nije stacionarna 36°C, nego se mijenja od 25°C do 40°C. U ovom poglavlju prikazano je koliko povrata topline, u kWh, možemo ostvariti tokom cijele godine. Za provedbu proračuna korišteni su meteorološki podaci na dnevnoj bazi za 2023. godinu na području grada Varaždina. Podaci o temperaturi vanjskog zraka uzeti su sa stranice DHMZ-a (Državnog meteorološkog zavoda). Vanjska temperatura predstavlja bitan faktor pri biranju temperature kondenzacije. Tijekom zimskih mjeseci temperatura kondenzacije manje varira i može se „držati“ pri 25°C dok u ljetnim mjesecima temperatura kondenzacije može ići i do 40°C. Zbog različitih temperatura kondenzacije dobivamo različite temperature amonijaka na izlazu iz kompresora. Različite temperature amonijaka na izlazu iz kompresora određuje nam koliki potencijal za zagrijavanje vode imamo i koliko kW možemo dobiti u tom trenutku.

**Tablica 10. Prosječne temperature i najviše temperature po mjesecima
(siječanj/prosinac)**

Mjesec	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.
Prosječna temp. °C	8,5	10,1	15,1	16,2	20,7	27,3	29,9	28,5	26,6	22,3	12,1	8,5
Najviša temperatura u mjesecu, °C	18	18	23	24	29	35	37	36	31	29	21	16

U tablici su prikazane prosječne i najviše temperature na području grada Varaždina u 2023. godini. Temperatura kondenzacije tokom dana nije stacionarna nego se mijenja iz sata u sat. Zbog promjenjive temperature kondenzacije rađen je proračun na satnoj razini u periodu od 12 sati na dan. Proračun je ponovljen za svaki radni dan u određenom mjesecu. Rekuperator dnevno radi 12 sati kroz cijelu godinu te je za svaki režim, kojim radi kompresor, određena temperatura amonijaka na izlazu iz kompresora.

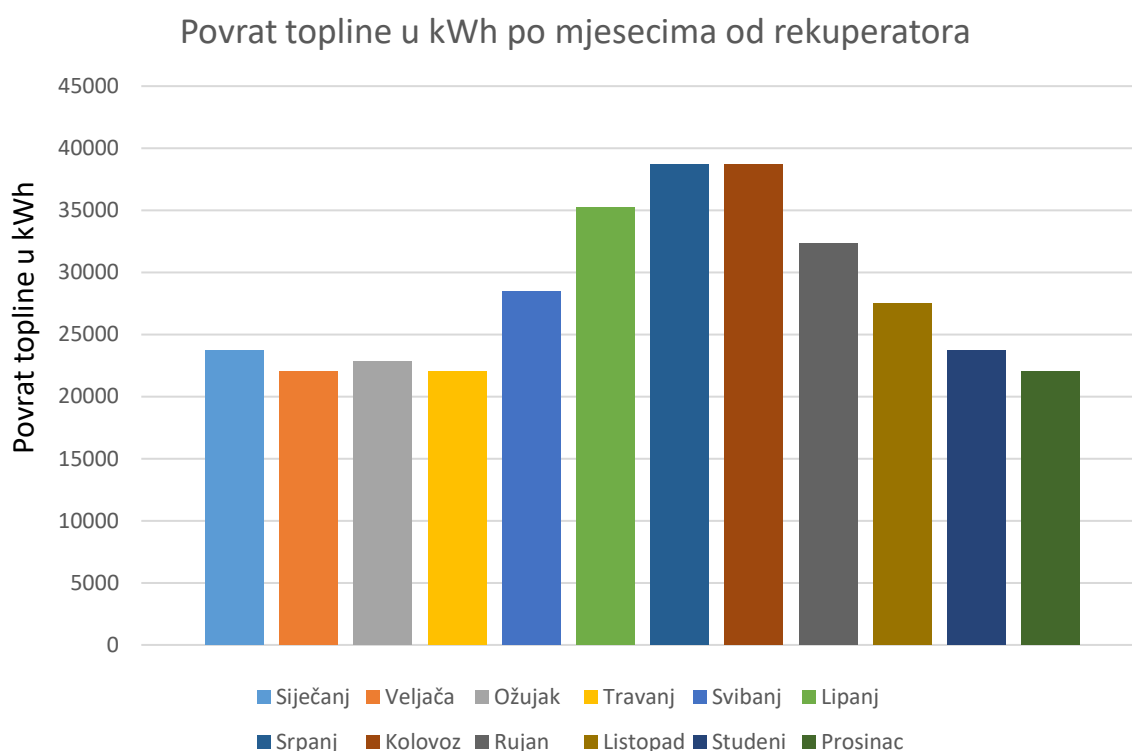
Tablica 11. Povrat toplinske energije i mjesečne uštede rekuperatora pregrijanih para radne tvari

Mjesec	Vrijeme rada rekuperatora [h]	Broj radnih dana u mjesecu	Povrat topl. en. [kWh/mj]	Cijena topl. en. [€/kWh]	Uštede na topl. en. [€/kWh]
Siječanj	12	28	23694,72	0,063	1492,77
Veljača	12	26	22002,24	0,063	1386,14
Ožujak	12	27	22848,48	0,063	1439,45
Travanj	12	26	22002,24	0,063	1386,14
Svibanj	12	28	28506,24	0,063	1795,89
Lipanj	12	28	35253,12	0,063	2220,95
Srpanj	12	28	38734,08	0,063	2440,25
Kolovoz	12	28	38734,08	0,063	2440,25
Rujan	12	27	32322,24	0,063	2036,30
Listopad	12	27	27488,16	0,063	1731,75
Studeni	12	28	23694,72	0,063	1492,77
Prosinac	12	26	22002,24	0,063	1386,14

Tablica 12. Ukupni povrat topline i novčane uštede rekuperatora

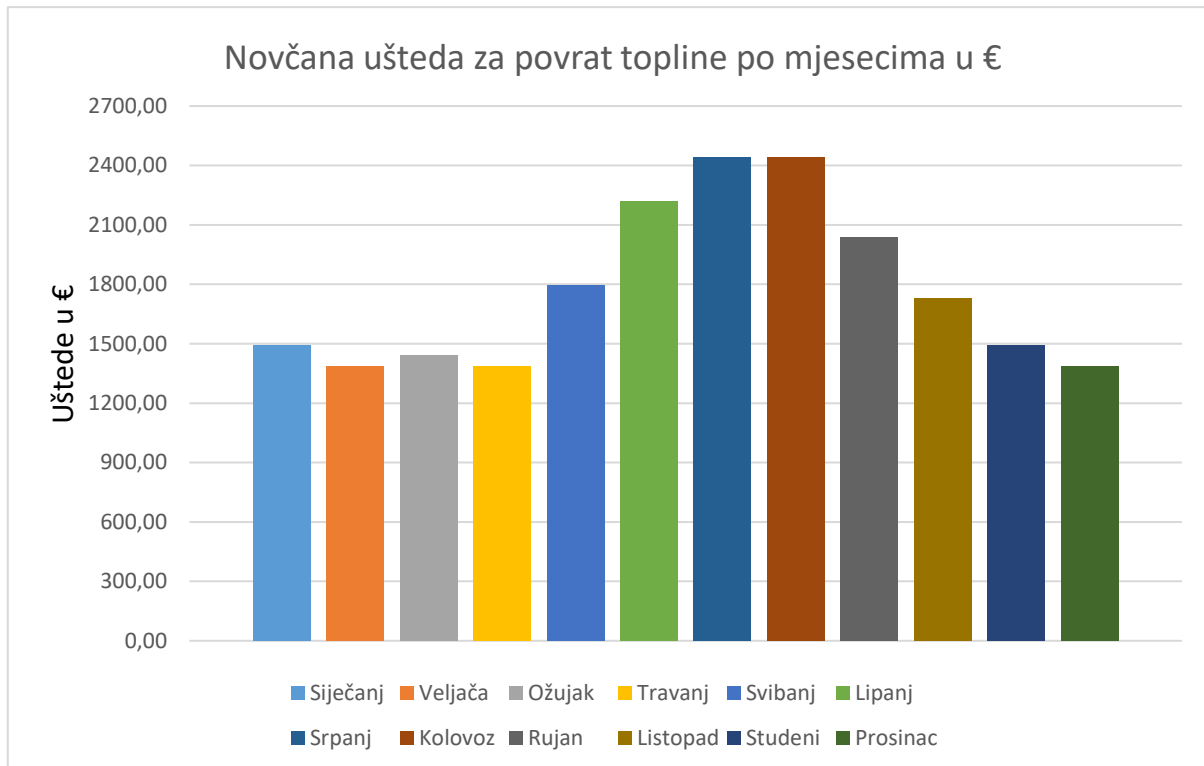
Ukupna ušteda u €	21248,80
Ukupna ušteda u kn	160099,09
Ukupan povrat topline u kWh	337283

U tablici su prikazane veličine pomoću kojih je određen ukupan povrat topline u kWh u 2023. godini od rekuperatora. U proračun je također uzet i broj radnih dana u mjesecu. Prilikom proračuna vidimo da najviše povrata topline ostvarujemo u ljetnim mjesecima dok nešto manje povrata topline imamo u zimskim mjesecima.



Slika 25. Povrat topline u kWh po mjesecima od rekuperatora

Slika grafa kvantitativno prikazuje mogućnost povrata topline po mjesecima u kWh. Ukupno u 2023. godini od rekuperatora industrijsko rashladno postrojenje u Varaždinu ostvarilo je 337.283 kWh povrata topline. Osim proračuna povrata topline, napravljen je proračun novčane uštede zbog povrata topline. Tijekom godine industrijsko rashladno postrojenje u Varaždinu koristi potrošnu toplu vodu za pranje objekta i posuđa koje koristi prilikom proizvodnje.



Slika 26. Novčana ušteda za povrat topline po mjesecima u €

Graf prikazuje novčanu uštedu za povrat topline po mjesecima u eurima. Najviša ušteda postiže se u ljetnim mjesecima zbog više temperature kondenzacije imamo i višu temperaturu amonijaka na izlazu iz kompresora. Cijena 1 kWh u eurima uzeta je sa stranice HEP toplinarstvo i sa stranice [20] iznosi 0,063 €/kWh za industriju. Ukupna ušteda u 2023. godini od rekuperatora iznosi 21.248,80 €. Ako taj izraz preračunamo u kune, ušteda iznosi 160.099,09 kn.

6.2. Proračun povrata topline hladnjaka ulja

Ulje koje ulazi u kompresor hladi ga te preuzima toplinu od njega. Ulje se zagrijava ovisno o temperaturnom režimu kompresora na različite temperature. Zbog nestacionarne temperature kondenzacije postižu se različite temperature ulja nakon kompresije. Prilikom temperature kondenzacije 36°C ulje se zagrijava na 77°C. Zbog boljeg i stabilnijeg rada kompresora potrebno je ulje hladiti i takvoga vraćati u kompresor prilikom kompresije. Ulje hladimo u hladnjaku ulja koji je izveden kao shell and tube izvedba izmjenjivača topline. Napravljen je kao izmjenjivač topline gdje kroz cijevi struji voda a oko njega struji ulje. Voda ulazi sa 40°C i zagrijava se na 50°C. Uslijed mijenjanja temperature kondenzacije imamo i različite temperature ulja na ulazu u hladnjak ulja. Objašnjenje odabiranja temperature kondenzacije objašnjeno je u prošlom poglavlju. Hladnjak ulja dnevno radi 12 sati kroz cijelu godinu. Nakon 12 sati rada hladnjak ulja prekida sa radom te se hladi s vodom koju potom odvodimo na rashladni toranj.

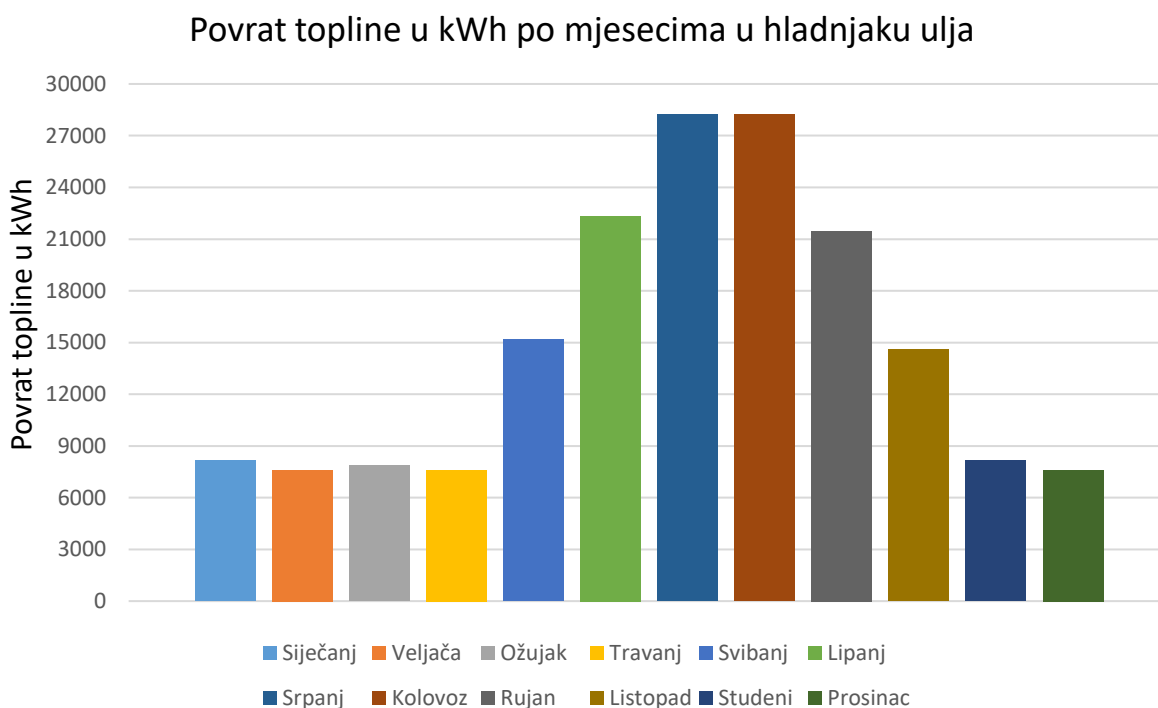
Tablica 13. Povrat toplinske energije i mjesečne uštede hladnjaka ulja

Mjesec	Vrijeme rada rekuperatora [h]	Broj radnih dana u mjesecu	Povrat topl. en. [kWh/mj]	Cijena topl. en. [€/kWh]	Uštede na topl. en. [€/kWh]
Siječanj	12	28	8181,33	0,063	515,42
Veljača	12	26	7596,95	0,063	478,61
Ožujak	12	27	7889,14	0,063	497,02
Travanj	12	26	7596,95	0,063	478,61
Svibanj	12	28	15151,38	0,063	954,54
Lipanj	12	28	22349,85	0,063	1408,04
Srpanj	12	28	28240,13	0,063	1779,13
Kolovoz	12	28	28240,13	0,063	1779,13
Rujan	12	27	21464,87	0,063	1352,29
Listopad	12	27	14610,26	0,063	920,45
Studeni	12	28	8181,33	0,063	515,42
Prosinac	12	26	7596,95	0,063	478,61

Tablica 14. Ukupni povrat topline i novčane uštede hladnjaka ulja

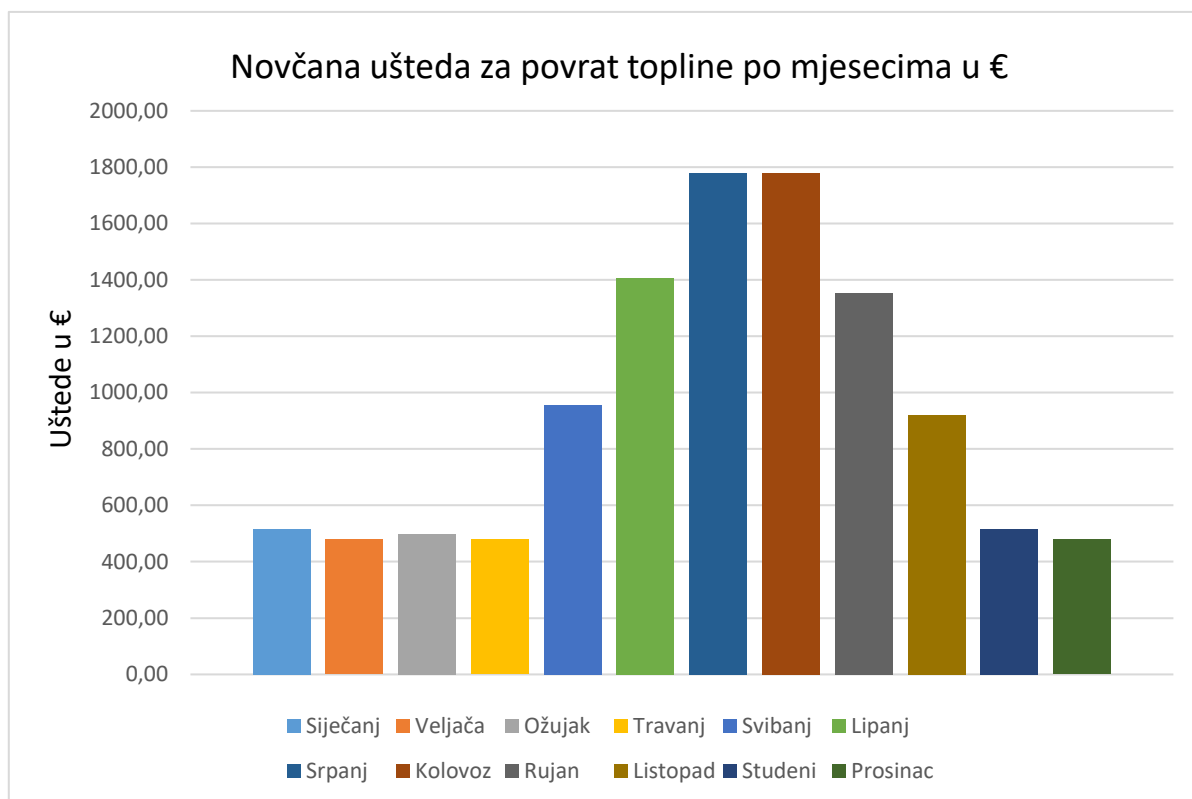
Ukupna ušteda u €	11157,25
Ukupna ušteda u kn	84064,33
Ukupan povrat topline u kWh	177099

U tablici su prikazane veličine pomoću kojih je određen ukupan povrat topline u kWh u 2023. godini od hladnjaka ulja. U proračun je također uzet i broj radnih dana u mjesecu. Prilikom proračuna vidimo da najviše povrata topline ostvarujemo u ljetnim mjesecima dok nešto manje povrata topline imamo u zimskim mjesecima.



Slika 27. Povrat topline u kWh po mjesecima od hladnjaka ulja

Slika grafa kvantitativno prikazuje mogućnost povrata topline po mjesecima u kWh. Ukupno u 2023. godini od hladnjaka ulja industrijsko rashladno postrojenje u Varaždinu ostvarilo je 177.099 kWh povrata topline. Osim proračuna povrata topline, napravljen je proračun novčane uštede zbog povrata topline. Tijekom godine industrijsko rashladno postrojenje u Varaždinu koristi potrošnu toplu vodu za pranje objekta i posuđa koje koristi prilikom proizvodnje.



Slika 28. Novčana ušteda za povrat topline po mjesecima u €

Graf prikazuje novčanu uštedu za povrat topline po mjesecima u eurima. Najviša ušteda postiže se u ljetnim mjesecima zbog više temperature kondenzacije imamo i višu temperaturu amonijaka na izlazu iz kompresora. Cijena 1 kWh u eurima uzeta je sa stranice HEP toplinarstvo i sa stranice [20] te cijena iznosi 0,063 €/kWh za industriju. Ukupna ušteda u 2023. godini od rekuperatora iznosi 11.157,25 €. Ako taj izraz preračunamo u kune, ušteda iznosi 84.064,33 kn.

6.3. Ukupan povrat topline

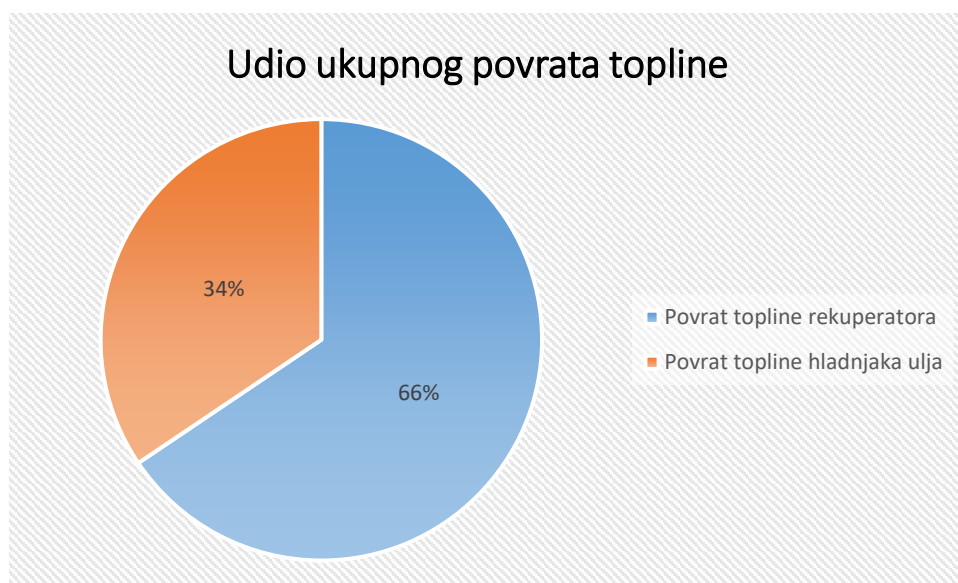
Ukupan povrat topline dobivamo zbrojem povrata topline od rekuperatora i hladnjaka ulja. Oba elementa u postrojenju zagrijavaju potrošnu toplu vodu koja se koristi za potrebe industrije.

POVRAT TOPLINE REKUPERATORA	337283 kWh
<u>POVRAT TOPLINE HLADNJAKA ULJA</u>	<u>177099 kWh</u>
UKUPNO:	514382 kWh

Ukupan povrat topline u industrijskom rashladnom postrojenju u Varaždinu iznosi 514382 kWh. Ukupna novčana ušteda u ovom industrijskom postrojenju iznosi:

NOVČANA UŠTEDA REKUPERATORA	21.248,80 €
<u>NOVČANA UŠTEDA HLADNJAKA ULJA</u>	<u>11.157,25 €</u>
UKUPNO:	32.406,05 €

Kada se 32.406,05 € preračuna u kune, godišnja ušteda u kunama iznosi 244.163,38 kn.



Slika 29. Udio ukupnog povrata topline

Slika prikazuje udjele ukupnog povrata topline. Prikazuje koliku količinu topline možemo povratiti od rekuperatora, a koliko od hladnjaka ulja. Graf jasno pokazuje da veću količinu topline možemo povratiti od rekuperatora topline, iako ni povrat topline hladnjaka ulja nije zanemariv.

7. ZAKLJUČAK

Cilj ovoga diplomskog rada bio je pokazati kako optimalno vođenje industrijskog rashladnog postrojenja može dovesti do veće učinkovitosti i ušteda. Ugrađivanjem rekuperatora na visokotlačnoj strani radne tvari iskorištavamo potencijal za zagrijavanje potrošne tople vode. Osim rekuperatora pokazan je i potencijal koji možemo dobiti za zagrijavanje potrošne tople vode na hladnjaku ulja. Zbog potrebe za hlađenjem ulja on se ugrađuje i vodom hladi. U ovom radu pokazan je proračun povrata topline kroz 2023. godinu za industrijsko rashladno postrojenje na području Varaždina. Kroz proračun uočavamo da se većina topline, koju možemo povratiti, dobiva od rekuperatora, a manji dio od hladnjaka ulja koji također nije zanemariv. Osim količine povrata topline prikazana je i godišnja ušteda u eurima i kunama.

LITERATURA

- [1] Soldo V.: *Podloge za predavanja iz kolegija Dizalice topline s OIE*, 2022.
- [2] <https://www.baltimoreaircoil.eu/en/products/VXC>, 15.12.2023. (datum pristupa toj internet stranici)
- [3] Galović A.: *Termodinamika I*, Zagreb, 2018.
- [4] Galović A.: *Termodinamika II*, Zagreb, 2019.
- [5] Kancir B., Švaić S., Uhlik B.: *Radne tvari u tehničari hlađenja – AMONIJA R717*, Zagreb, 1981.
- [6] Kraut, B.: *Strojarski priručnik*, Tehnička knjiga, Zagreb, 2009.
- [7] Petar Mikulaj: *Rashladni sustavi u mljekarskoj industriji*, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 2016.
- [8] Ciconkov R.: *Refrigeration solved examples*, Skopje, 2001.
- [9] <https://www.bitzer.de/hr/en/products/Technologies>, 5.1.2024. (datum pristupa toj internet stranici)
- [10] Slipčević B.: *Razmjenjivači topline*, Beograd, 1989.
- [11] <https://www.filco.cz/en/homepage/library/h-x-diagram-of-wet-air/>, 15.12.2023. (datum pristupa toj internet stranici)
- [12] Domanski, P.A.: „*EVSIM- an Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Distribution*“, NISTIR 89-4133, U.S. Dept. of Commerce, NIST, Maryland 20899, 1989.
- [13] <https://meteo.hr/index.php>, 7.1.2024. (datum pristupa toj internet stranici)
- [14] <https://www.hep.hr/toplinarstvo/UserDocsImages/dokumenti/krajnji-kupci/cijene/Cjenik%20od%2010.2023/CTS%20Zagreb%20od%2010.2023..pdf>, 7.1.2024. (datum pristupa toj internet stranici)
- [15] Mislav Rogulj: *Rekonstrukcija postojećih evaporativnih kondenzatora industrijskog rashladnog postrojenja*, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 2019.
- [16] <http://products.danfoss.com/refrigeration-and-air-conditioning>, 5.1.2024. (datum pristupa toj internet stranici).
- [17] Halasz B., Galović A., Boras I.: *Toplinske tablice*, Zagreb, 2007.
- [18] <https://www.ksb.com/hr-hr>, 5.1.2024. (datum pristupa toj internet stranici)

[19] Sadik Kakac i Hongtan Liu, Heat exchangers selection, rating, and thermal design

[20] CEGH – Gas Market Data

PRILOZI

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