

Kaskadni rashladni uređaj za vrlo niske temperature hlađenja

Badurina, Teodor

Master's thesis / Diplomski rad

2022

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:235:830574>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-11**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Teodor Badurina

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGAJIRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Dr. sc. Marino Grozdek, dipl. ing.

Student:

Teodor Badurina

Zagreb, 2022.

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

Zahvaljujem se mentoru dr.sc. Marinu Grozdeku, dipl. ing. na pruženoj podršci i stručnim savjetima tijekom izrade ovog rada.

Hvala svima koji su bili uz mene tijekom studiranja te na ovim izvanrednim uspomenama.

Posebnu zahvalnost dugujem mojim roditeljima Marijanu i Editi na neizmjernoj potpori tijekom ovog poglavlja života. Za sve one male i velike načine kojima ste mi pomogli. Hvala vam.

Teodor Badurina



Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 22 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Teodor Badurina** JMBAG: 0035204499

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Kaskadni rashladni uređaj za vrlo niske temperature hlađenja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Ultra low temperature cascade refrigeration system**

Opis zadatka:

Za potrebe čuvanja medicinskih preparata na temperaturi od -80°C u hladnjaku unutarnjih dimenzija $0,6 \times 0,6 \times 1,8$ m (dužina x širina x visina) potrebno je izraditi projektno rješenje kaskadnog rashladnog uređaja s prirodnim radnim tvarima i to:

- s propanom R-290 u gornjoj kaskadi i
- etanom R-170 u donjoj kaskadi.

Rad treba sadržavati:

1. Proračun potrebnog rashladnog učinka.
2. Tehnički opis odabranog rješenja sustava.
4. Proračun te izbor osnovnih komponenata rashladnog sustava.
5. Shemu spajanja i automatske regulacije rashladnog sustava.
6. Proračun i dispozicijski crtež isparivača.

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

Zadatak zadan:

5. svibnja 2022.

Zadatak zadao:

Izv.prof.dr.sc. Marino Grozdek

Datum predaje rada:

7. srpnja 2022.

Predviđeni datumi obrane:

18. – 22. srpnja 2022.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
1.1. Ultra-Low Temperature (ULT) Hladnjaci.....	1
1.2. Kaskadni rashladni sustav.....	4
1.3. Svojstva R290 kao radne tvari.....	10
1.4. Svojstva R170 kao radne tvari.....	13
2. PRORAČUN RASHLADNOG UČINA.....	16
2.1. Transmisijski dobici.....	16
2.2. Rashladno opterećenje zbog infiltracije zraka.....	19
2.3. Ukupno toplinsko opterećenje.....	21
3. OPIS TEHNIČKOG RJEŠENJA.....	22
4. PARAMETRI I RADNE TOČKE SUSTAVA.....	24
4.1. Donja kaskada.....	24
4.2. Gornja kaskada.....	26
5. ODABIR KOMPONENTI SUSTAVA.....	28
5.1. Kompresor.....	28
5.2. Isparivač [20].....	30
5.3. Povrat ulja.....	42
5.4. Međuzmjenjivač.....	45
5.5. Prigušna cijev.....	49
5.6. Cjevovod.....	54
6. ZAKLJUČAK.....	56

POPIS SLIKA

Slika 1 Primjer ULT hladnjaka [1].....	2
Slika 2 VIP izolacijski panel [3].....	3
Slika 3 Klasičan rashladni sistem [4].....	4
Slika 4 Kaskadni rashladni sustav [6].....	7
Slika 5 Ulje za podmazivanje u tekućem agregatnom stanju [8].....	8
Slika 6 Ulje za podmazivanje u krutom agregatnom stanju [8].....	9
Slika 7 Promjene tlaka zasićenja R290 u odnosu na druge radne tvari.....	12
Slika 8 Promjena gustoće R290 u odnosu na druge radne tvari.....	12
Slika 9 Promjena specifične topline isparavanja R290 u odnosu na druge radne tvari.....	13
Slika 10 Usporedba promjene tlaka zasićenja radne tvari R170 s drugim radnim tvarima.....	14
Slika 11 Promjena gustoće R170 u ovisnosti o temperaturi.....	15
Slika 12 Promjena specifične topline isparavanja s promjenom temperature - R170.....	15
Slika 13 Presjek izolacije ULT hladnjaka.....	16
Slika 14 Dimenzije unutarnjeg prostora i vanjske dimenzije ULT hladnjaka.....	18
Slika 15 Brtva na vratima ULT hladnjaka [14].....	19
Slika 16 Primjer rasporeda unutarnjeg prostora ULT hladnjaka [15].....	20
Slika 17 Pojednostavljena shema kaskadnog rashladnog sustava [16].....	22
Slika 18 Grafički prikaz donje kaskade u logp-h diagramu [17].....	25
Slika 19 Grafički prikaz gornje kaskade u logp-h diagramu [17].....	27
Slika 20 Kompresor Embarco NT 2192ULT [18].....	29
Slika 21 Kondenzacijska jedinica OP-LCNC011NYA11G [19].....	30
Slika 22 Geometrijski prikaz cijevi zalemljene na lim [20].....	32
Slika 23 Pojednostavljeni prikaz sustava [20].....	33
Slika 24 Energetska bilanca [20].....	33
Slika 25 Razdioba temperature po dužini lamele u ovisnosti udaljenosti dviju cijevi – donja horizontalna ploha.....	35
Slika 26 Razdioba temperature po dužini lamele u ovisnosti udaljenosti dviju cijevi – vertikalne plohe.....	35
Slika 27 Razdioba temperature po dužini lamele u ovisnosti udaljenosti dviju cijevi – gornja horizontalna ploha.....	36
Slika 28 Učinkovitost izmjenjivača za različite toplinske provodnosti lima [k (W/mK)].....	38
Slika 29 Efikasnost izmjenjivača pri različitim debljinama lima (oznake su u metrima [m])...39	39
Slika 30 Efikasnost izmjenjivača pri različitim alfa isparavanja radne tvari (oznake su u W/m ² K).....	40
Slika 31 Efikasnost izmjenjivača pri različitim alfa na strani hladnjaka (oznake su u W/m ² K).....	41
Slika 32 Filter sušać [22].....	43
Slika 33 Kontrolno stakalce [23].....	43
Slika 34 Odvajač ulja Temperite 320 [24].....	44
Slika 35 Spajanje odvajača ulja na rashladni sustav [25].....	45
Slika 36 Alfa laval ACK16 [26].....	47
Slika 37 Dimenzije ACK16 [26].....	48
Slika 38 Radno područje međuizmjenjivača ACK16 [26].....	48
Slika 39 Podjela sustava na visokotlačni i niskotlačni dio [27].....	49
Slika 40 Izometrijski prikaz i presjek diabatkse kapilare [28].....	50

Slika 41 Primjer adiabatske kapilare [29].....	50
Slika 42 Ovisnost protoka o duljini kapilare za različite promjere (oznake su u mm) – donja kaskada.....	52
Slika 43 Ovisnost protoka o duljini kapilare za različite promjere (oznake su u mm) – gornja kaskada.....	52
Slika 44 Prikaz optimalnog područja rada kapilare [30].....	53

POPIS TABLICA

Tablica 1 Svojstva radne tvari R290.....	11
Tablica 2 Svojstva radne tvari R170.....	14
Tablica 3 Podaci korišteni pri računanju transmisijских dobitaka.....	17
Tablica 4 Transmisijски dobitci.....	19
Tablica 5 Podaci korišteni pri računanju infiltracijskih dobitaka.....	21
Tablica 6 Ukupno toplinsko opterećenje.....	21
Tablica 7 Radni tlakovi donje kaskade.....	24
Tablica 8 Radne točke donje kaskade.....	24
Tablica 9 Maseni protok R170, snaga kompresora i učin međuzmjenjivača.....	25
Tablica 10 Radni tlakovi gornje kaskade.....	26
Tablica 11 Radne točke gornje kaskade.....	26
Tablica 12 Maseni protok R290, snaga kompresora gornje kaskade te učin kondenzatora.....	27
Tablica 13 Parametri korišteni pri proračunu isparivača.....	31
Tablica 14 Teorijski rashladni kapacitet i udaljenost cijevi.....	41
Tablica 15 Parametri odabira međuzmjenjivača.....	46
Tablica 16 Odabrani promjeri te duljine kapilare gornje i donje kaskade.....	53
Tablica 17 Odabrani promjeri cijevi te stvarne brzine protoka.....	55

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

CRTEŽ 1 Geometrijski prikaz cijevnog isparivača

CRTEŽ 2 Shema spajanja i automatske regulacije sustava

POPIS OZNAKA

Bezdimenzijske oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
COP	-	Faktor hlađenja
F'	-	Efikasnost realnog izmjenjivača u usporedbi s teorijskim
GWP	-	Potencijal globalnog zagrijavanja
ODP	-	Potencijal razgradnje ozona

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
α_{cijevi}	$\frac{W}{m^2 K}$	Koeficijent prijelaza topline na unutrašnjoj stijenci cijevi prilikom isparavanja
α_{vanjski}	$\frac{W}{m^2 K}$	Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini uređaja
$\alpha_{\text{unutarnji}}$	$\frac{W}{m^2 K}$	Koeficijent prijelaza topline na unutarnjemu limu hladnjaka
δ_{lim}	m	Debljina lima
$\delta_{\text{poliuretan}}$	m	Debljina poliuretanske izolacije
$\delta_{\text{VIP panel}}$	m	Debljina VIP panela
η_{is}	-	Izentropski stupanj kompresora
$\Delta\vartheta_{\text{pregR170}}$	$^{\circ}C$	Pregrijanje R170
$\Delta\vartheta_{\text{potR170}}$	$^{\circ}C$	Pothlađenje R170
$\Delta\vartheta_{\text{preg, R290}}$	$^{\circ}C$	Pregrijanje R290
$\Delta\vartheta_{\text{pot, R290}}$	$^{\circ}C$	Pothlađenje R290
$\vartheta_{\text{okoliša}}$	$^{\circ}C$	Temperatura okoliša
$\vartheta_{\text{projektna}}$	$^{\circ}C$	Projektna temperatura u hladnjaku
γ	m	Debljina lema
$\lambda_{\text{poliuretan}}$	W/mK	Toplinska provodnost poliuretana
$\lambda_{\text{VIP panel}}$	W/mK	Toplinska provodnost VIP panela
ρ_u	$\frac{kg}{m^3}$	Gustoća zraka pri projektnim uvjetima
$\Phi_{\text{infiltracije}}$	W	Toplinski tok dobiven infiltracijom
$\Phi_{\text{kondenzator}}$	W	Toplinski učin kondenzatora
$\Phi_{\text{međuzmjenjivač}}$	W	Toplinski učin međuzmjenjivača
Φ_{tr}	W	Toplinski tok dobiven transmisijom
Φ_{UK}	W	Ukupni toplinski tok

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
$A_{stjenke}$	m^2	Površina vanjske stijenke hladnjaka
C_b	W/mK	Koeficijent toplinske provodnosti lema
d_{R170}	mm	Promjer kapilare donje kaskade
d_{R290}	mm	Promjer kapilare donje kaskade
h_u	kJ/kg	Specifična entalpija zraka u hladnjaku
h_v	kJ/kg	Specifična entalpija infiltriranog zraka
h_{izlaz}	kJ/kg	Izlazna entalpija iz kompresora
h_{ulaz}	kJ/kg	Ulazna entalpija u kompresor
h_{2is}	kJ/kg	Izlazna entalpija iz kompresora u slučaju izentropske kompresije
$k_{stjenke}$	$\frac{W}{m^2 K}$	Koeficijent prolaza topline
k_b	W/mK	Koeficijent toplinske vodljivosti materijala lema
k_{bakar}	W/mK	Koeficijent toplinske vodljivosti bakra
$k_{lim \square}$	W/mK	Koeficijent toplinske vodljivosti lima od nehrđajućeg čelika
L_{R170}	m	Duljina kapilare donje kaskade
L_{R290}	m	Duljina kapilare gornje kaskade
$p_{ispR170}$	bar	Tlak isparavanja R170
$p_{isp,R290}$	bar	Tlak isparavanja R290
$P_{kompr,R170}$	W	Snaga kompresora donje kaskade
$P_{kompr,R290}$	W	Snaga kompresora gornje kaskade
$p_{kondR170}$	bar	Tlak kondenzacije R170
$p_{kond,R290}$	bar	Tlak kondenzacije R290
$q_{m,R170}$	kg/h	Maseni protok R170
$q_{m,R290}$	kg/h	Maseni protok R290
$V_{hladnjaka}$	m^3	Unutarnji volumen hladnjaka
W	m	Udaljenost između dviju cijevi isparivača
x_u	$\frac{kg}{kg}$	Sadržaj vlage unutarnjeg zraka
x_v	$\frac{kg}{kg}$	Sadržaj vlage vanjskog zraka

SAŽETAK

Za potrebe skladištenja medicinskih preparata projektiran je rashladni spremnik s integriranim rashladnim sustavom. Potrebno je proračunati komponente za postizanje temperature u ULT hladnjaku od -90°C pi okolišnoj temperaturi od 20°C . Za postizanje traženih uvjeta u spremniku odabran je kaskadni sustav s radnom tvari R290 u gornjoj kaskadi te R170 u donjoj kaskadi. Rashladni sustav hladi zrak u spremniku koji se slobodnom konvekcijom rasprostranjuje u prostoru. Kondenzator rashladnog sustava hlađen je okolišnim zrakom. U sklopu rada napravljen je termodinamički proračun toplinskog opterećenja spremnika, termodinamički proračun pojedinih komponenti, poput kapilarnih cjevčica u svrhu određivanja njihovih dimenzija te dispozicijski crtež isparivača. Također napravljena je shema spajanja i regulacije.

Ključne riječi: ULT, kaskadni sustav, R290, R170, kapilarna cijev

SUMMARY

A cooling tank with an integrated cooling system was designed for the storage of medical preparations. It is necessary to calculate the components to achieve a temperature in the ULT refrigerator of -90°C in an ambient temperature of 20°C . To achieve the required conditions in the tank, a cascade system was chosen with the refrigerant R290 in the upper cascade and R170 in the lower cascade. The cooling system cools the air in the tank, which spreads in the room by free convection. The condenser of the cooling system is cooled by ambient air. As part of the assignment, a thermodynamic calculation of the thermal load of the tank was made, a thermodynamic calculation of individual components, such as capillary tubes for the purpose of determining their dimensions, and a layout drawing of the evaporator. A connection and regulation scheme was also made.

Key words: ULT, cascade system, R290, R170, capillary tube

1. UVOD

Moderna medicina i znanost sa svojim razvitkom omogućava ljudima poboljšanje kvalitete života te njegovo produljenje. Kako se pomiču granice razvoja znanosti i medicine tako taj napredak zahtijeva potporu i podlogu s tehnološke strane. Neki od primjera razvoja medicine koji zahtijevaju tehnološki napredak je održavanje raznih biološka tkiva i uzoraka u laboratorijima te cjepiva za bolesti koje su u prošlosti ostavljale ozbiljne posljedice i fatalne slučajeve. Svim ovim aplikacijama je zajedničko da zahtijevaju vrlo niske temperature za njihov razvoj, skladištenje te usporavanje propadanja. Kako bi se omogućili traženi uvjeti konstruirani su spremnici s integriranim rashladim sustavima.

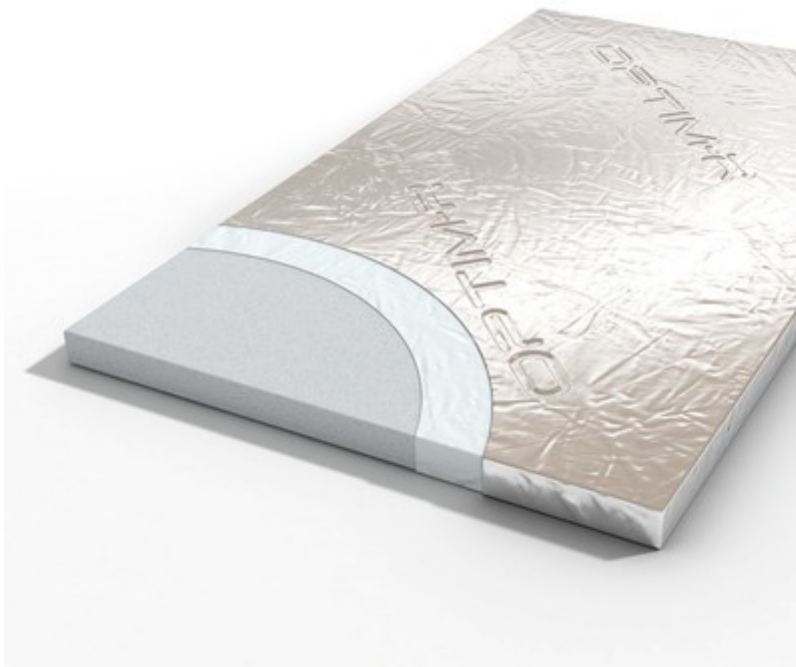
1.1. Ultra-Low Temperature (ULT) Hladnjaci

Međunarodna organizacija ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) definira niske temperature hlađenja (Low Temperature – LT) u rasponu od -30°C do -50°C , a vrlo niske temperature (Ultra-Low Temperature – ULT) u rasponu od -50°C do -100°C . Zahtjevi koji se traže od hladnjaka su: performanse , pouzdanost i energetska efikasnost.. Primjer uređaja koji zadovoljava takve kriterije nalazi se na Slika 1.



Slika 1 Primjer ULT hladnjaka [1]

Zbog konstantnog pomicanja zahtjeva i očekivanja korisnika ULT hladnjaci su prešli dug put razvoja. Prema studiji Američkog zavoda za energiju 2014. godine prosječan ULT od 700l zapremnine je trošio oko 20 kWh pri -80°C unutarnje temperature što odgovara vrijednosti potrošnje manje kuće [2]. Napretkom tehnologije to se smanjuje na 8.8 kWh, dok najefikasniji uređaji na tržištu trenutno dosežu vrijednosti od 7.5 kWh. Današnji ULT hladnjaci su opremljeni kaskadnim rashladnim sustavom te izolacijom visoke toplinske otpornosti. Izolacija se sastoji od vakuumskih izolacijskih panela (Vacuum Insulation Panel – VIP) koji sa svojim karakteristikama pružaju energetski učinkovitije sustave. Zbog svoje male toplinske provodnosti omogućuju izradu uređaja koji imaju iste vanjske dimenzije dok se povećava uporabni prostor i smanjuje se potrošnja energije. Primjer takve izolacije nalazi se na Slika 2. Koeficijent toplinske vodljivosti takvih panela kreću se oko $0.0045 - 0.007 \text{ W/mK}$.

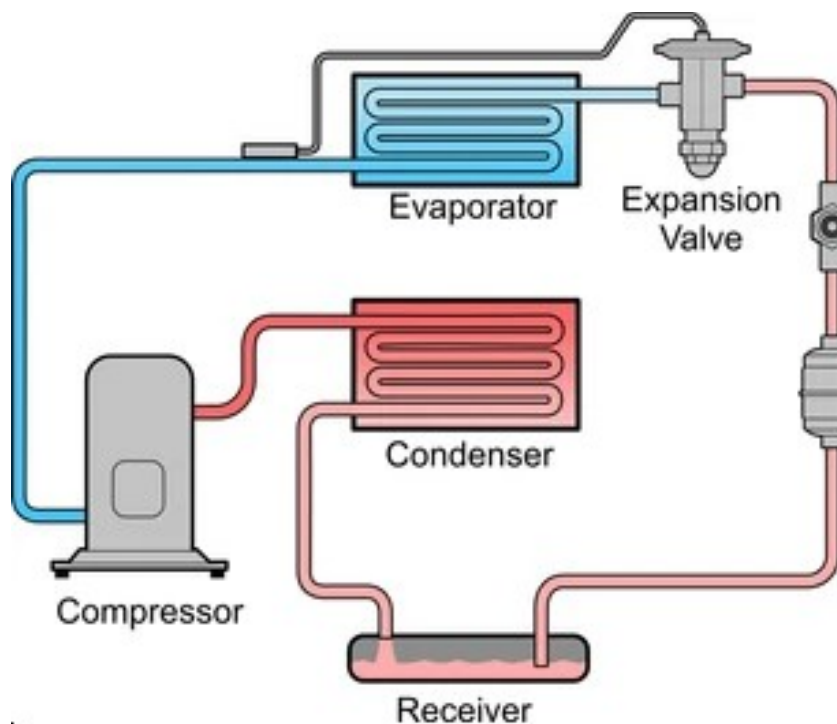


Slika 2 VIP izolacijski panel [3]

ULT hladnjaci zahtijevaju relativno male snage rashladnog opterećenja u usporedbi sa sustavima za obradu zraka, čuvanje hrane te industrijske procese, ali zbog ekstremnih temperatura na kojima rade predstavljaju veliki tehnološki izazov.

1.2. Kaskadni rashladni sustav

Tri najčešća rješenja sustava hlađenja u ULT hladnjacima su jednostupanjska kompresija, autokaskada te kaskadni rashladni sustav. Održavanje temperature spremnika od -80°C do -90°C u ambijentalnim uvjetima od 20°C je zadatak koji se teško rješava s klasičnim rashladnim sustavom [Slika 3]. U takvom sustavu nastaje problem zbog vrlo velike razlike temperatura isparavanja i kondenzacije. To dovodi do smanjenja kapaciteta sustava te



Slika 3 Klasičan rashladni sistem [4]

nestabilnosti ulja za podmazivanje radi visokih izlaznih temperatura plina iz kompresora. Najkritičniji razdoblje rada za klasične rashladne sustave i autokaskade je tijekom pokretanja uređaja i „pull-down” faze kada se uređaj dovodi na temperaturu spremnu za prihvata uzoraka. Takvi ekstremni uvjeti mogu uzrokovati smanjenje životnog vijeka kompresora i njegovu pouzdanost u radu. Drugi najčešći uzrok nastanka preopterećenja uređaja je kada su dotični smješteni u neadekvatne prostorije tipa hodnik u kojemu ne postoji dovoljno ventilacije te su temperature okolišnog zraka povećane. Nadalje na smanjenje životnoga vijeka može utjecati i nepravilan način korištenja uređaja. Jedan od primjera je skladištenje velikih količina uzorka okolišne temperature bez prvotnog hlađenja u posebnim uređajima. Takav način korištenja uređaja ima za posljedicu periodičko preopterećenje kompresora i njegovo trošenje.

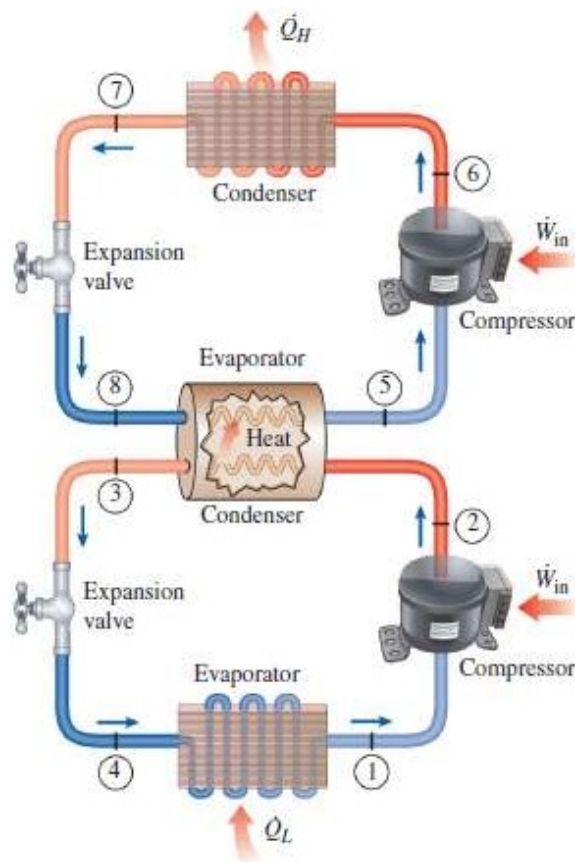
Kako bi se izbjegli takvi problemi jedan od načina je korištenje kaskadnog rashladnog sustava koji se nalazi na . Iako je to kompleksniji sustav koji zahtijeva dobru regulaciju rada kompresora njegova prednost je što omogućuje rad na povećanim okolišnim temperaturama te većim rasponom toplinskog opterećenja unutar hladnjaka bez da se preopterećuje kompresore te na taj način se osigurava dulji životni vijek. Takav sustav sastoji se od dva odvojena kruga rashladne tvari koji su međusobno povezani s međuzmjenjivačem. Zbog velikih razlika u radnim temperaturama odabiru se radne tvari koje imaju korisne karakteristike pri projektnim uvjetima. U ovom slučaju za gornju kaskadu odabrana je radna tvar R-290 (propan) dok u donjoj kaskadi se nalazi R-170 (etan). Na ovaj način se izbjegava prevelike kompresijske omjere (preporuka kompresijskih omjera je da ne prelaze 10 - 12) te izgaranje ulja za podmazivanje (preporuka je da temperatura na izlazu iz kompresora ne prelazi 135°C – 140°C). Konstrukcija kaskadnog rashladnog sustava može biti u izvedbi s kompresorima fiksne brzine vrtnje ili varijabilne brzine vrtnje.

- Kompresori fiksne brzine vrtnje u donjoj kaskadi i gornjoj kaskadi s on/off regulacijom rada uređaja prema temperaturi zraka u hladnjaku. Ovakva konfiguracija uređaja osigurava osrednju kontrolu radne temperature i energetske efikasnosti. Pri pokretanju uređaja preporučuje se prvo pokrenuti kompresor gornje kaskade, a tek nakon određenog vremena pokrenuti i kompresor donje kaskade kako bi se izbjeglo povlačenje prevelike količine električne energije u kratkom roku.
- Kompresori fiksne brzine vrtnje u donjoj kaskadi i gornjoj kaskadi sa zasebnim temperaturama regulacije paljenja i gašenja, pri tome da se kompresor u donjoj kaskadi uključuje i isključuje prema temperaturi zraka u hladnjaku, dok kompresor gornje kaskade se regulira prema temperaturi međuzmjenjivača. Kod isključenja rada kompresora donje kaskade, a da pri tome kompresor gornje kaskade ostaje uključen može uzrokovati ulazak velike količine tekuće radne tvari u kompresor te se savjetuje ugradnja spremnika radne tvari gornje kaskade u sustav. Ovakva konfiguracija sustava osigurava osrednju kontrolu temperature unutar uređaja te bolju energetske efikasnost u odnosu na konfiguraciju sustava s jednom temperaturnom regulacijom.
- Kombinacija kompresora fiksne brzine vrtnje i varijabilne brzine vrtnje, preporučljivo je koristiti kompresor varijabilne brzine vrtnje u donjoj kaskadi kako bi se postigla ujednačenija temperatura unutar hladnjaka kroz vrijeme. Ovakva konfiguracija zahtijeva regulaciju donje kaskade prema temperaturi unutar hladnjaka te regulaciju gornje kaskade prema temperaturi međuzmjenjivača. Uvođenjem kompresora

varijabilne brzine vrtnje postiže se daljnje smanjenje potrošnje električne energije zbog toga što najniža temperatura isparavanja može biti viša od temperature isparavanja pri korištenju kompresora fiksne brzine vrtnje.

- Kombinacija s dva kompresora varijabilne brzine vrtnje. Kontrola i regulacija brzine vrtnje provodi se prema temperaturi zraka unutar uređaja za donju kaskadu te prema temperaturi međuizmjenjivača za gornju kaskadu. Ovakav sustav osigurava najučinkovitiju regulaciju temperature te najveću uštedu električne energije.

Tijekom „pull-down” faze rada uređaja očekuju se preveliki tlakovi na kondenzacijskoj strani. Osim što djeluju izrazito nepovoljno na rashladni sistem postoji mogućnost da tako visoki tlakovi nisu dozvoljeni zakonskom regulativnom. Kao efektivna protumjera takvim događajima preporučuje se ugradnja visokotlačnih presostata kojima je zadaća obustava rada kompresora. Moguće su višestruke aktivacije visokotlačnih presostata tijekom pull-down faze te zbog toga dolazi do povećanja vremenskog perioda od uključenja uređaja do njegove spremnosti za korištenja, ali na taj način se osigurava razina sigurnosti za ljude i opremu. U slučaju korištenja kompresora s varijabilnom brzinom vrtnje potrebna je provjera da li je moguće izbjegnuti kritične tlakove kada se brzina vrtnje održava na niskim okretajima tijekom prvog dijela pull down faze. [5]



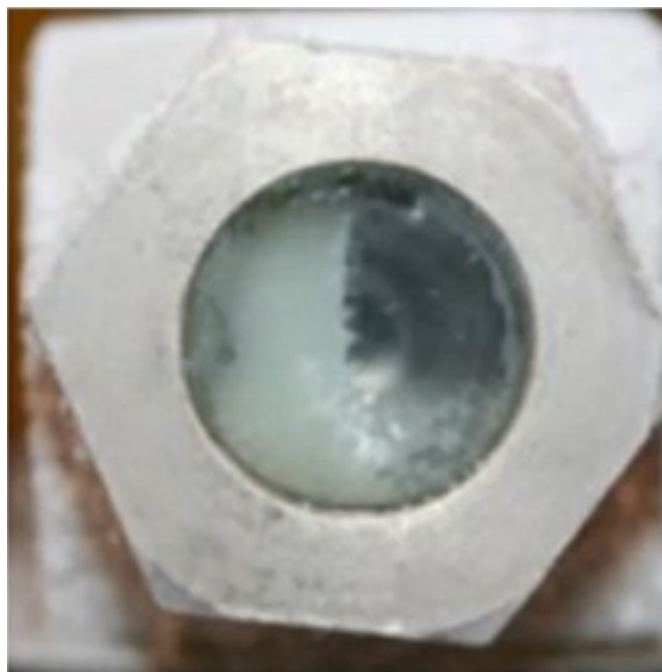
Slika 4 Kaskadni rashladni sustav [6]

Hlađenje na tako niske temperature dovodi sustav do svojih tehničkih granica. Jedan od primjera je ulje za podmazivanje koji na tako ekstremnim temperaturama mijenja svoje agregatno stanje te prelazi iz tekućine u krutinu, primjer Slika 5 i Slika 6. Ako se to dogodi u kapilarnoj cjevčici može izazvati začepljenje i obustavu rada cijelog sustava. Posljedica toga je mogućnost propadanja svih uzoraka unutar spremnika što uzrokuje velike financijske gubitke. Povećanje temperature unutar spremnika hladnjaka je neizbježno, ali pravovremenom reakcijom moguće je svesti tu pojavu na minimum. Da bi se uređaj što prije vratio u normalnu funkciju rada potrebno ga je prvo zaustaviti i pokrenuti postupak odmrzavanja. Teško je predvidjeti i locirati mjesto začepjenja (velika vjerojatnost je da se dogodilo u zadnjoj trećini kapilarne cijevi) jer to ovisi od slučaja do slučaja. Postupak

odmrzavanja se može provesti na prirodan način ili pomoću grijača. U većini slučajeva dovoljan je prirodan način odmrzavanja u kojemu se isključi napajanje kompresoru te pusti da toplinski tok iz prostorije zagrije i otopi začepljenje u kapilari. Trajanje takvog procesa ovisi o temperaturi prostorije te dizajnu uređaja. Kada su u hladnjaku smještene stvari koje zahtijevaju minimalno povećanje temperature, proces se može ubrzati ugradnjom električnog grijača kod kapilarne cijevi. Tada treba voditi brigu o snazi grijača te vremenu zagrijavanja. Praksa pokazuje da je dovoljno zagrijavati zadnju trećinu kapilarne cijevi kako bi se uspješno otklonio problem. Kako bi se preveniralo začepljenje kapilare vrlo važno je ugraditi adekvatan odvajač ulja na izlazu iz kompresora. Zbog viske vrijednosti koje se čuvaju u ULT hladnjacima dodaje se pomoćni sustav u obliku tekućeg CO₂ ili N₂ koji se aktiviraju u slučaju nedostatka električne energije za pogon uređaja. [7]



Slika 5 Ulje za podmazivanje u tekućem agregatnom stanju [8]



Slika 6 Ulje za podmazivanje u krutom agregatnom stanju [8]

Jedna od komponenta sustava koji imaju velik utjecaj na rashladni kapacitet uređaja i stabilnost rada kompresora je međuzmjenjivač. Njegova uloga u kaskadnom rashladnom sustavu je osigurati prihvrat pregrijane radne pare koja izlazi iz kompresora donje kaskade, njenu kondenzaciju i pothlađenja te evaporaciju i pregrijanje kapljevine radne tvari iz gornje kaskade. Taj proces se odvija na način da se toplinski tok donje kaskade predaje gornjoj kaskadi zbog razlika temperatura radnih tvari koje ulaze i izlaze iz izmjenjivača. Pri tome je važan odabir tlakova kondenzacije i isparavanja zbog toga što se na taj način izravno utječe na efikasnost rada uređaja te na rashladni kapacitet. Odabir previsoke temperature u izmjenjivaču može donijeti za posljedicu prevelike kompresijske omjere (preporučeni maksimalni kompresijski omjeri kreću se od 10 – 12), visoku izlaznu temperaturu radne tvari iz kompresora (ne preporučuje se prelazak temperature od 135°C – 140°C zbog stabilnosti ulja za podmazivanje) te približavanje vrijednostima kritičnih tlakova koje sam kompresor može podnijeti. Nasuprot tome odabir preniskih temperatura u međuzmjenjivaču donosi za posljedicu mogućnost nedovoljnog protoka radne tvari kroz isparivač donje kaskade te na taj način smanjenje rashladnog kapaciteta uređaja.

Tijekom regulacija rada uređaja (uključivanje/isključivanja kompresora, promjena brzine vrtnje kompresora te uključenje/isključenje rada ventilatora) može se dogoditi brza promjena opterećenja hladnjaka i uzrokovati prodor radne tvari u tekućem agregatnom stanju u kompresor ili prevelike kondenzacijske tlakove donje kaskade sistema. Zbog toga se preporučuje da u međuizmjenivaču bude ugrađeno dovoljno kapaciteta za akumulaciju topline kako bi se izbjegnulo prebrze promjene toplinskog opterećenja te tijekom djelomičnog opterećenja hladnjaka smanjilo uključene i isključenje kompresora.

1.3. Svojstva R290 kao radne tvari

Kod osiguravanja zadovoljavajućih temperatura kondenzacije, isparavanja te dovoljnog rashladnog kapaciteta ključnu ulogu imaju termodinamička svojstva radnih tvari. Zbog velikog raspona temperature od okolišnoga sve do temperatura potrebnih u ULT hladnjacima (-90°C ili manje) zahtjevi na svojstva radne tvari su vrlo visoki. Radne tvari koje ulaze u razmatranje za korištenje moraju imati adekvatne tlakove i gustoću na usisnom vodu u kompresor te dovoljno niske tlakove pri kondenzaciji na okolišnim temperaturama. U slučaju korištenja standardnog rashladnog sustava i jedne radne tvari javlja se problem ili nedovoljnog rashladnog kapaciteta ili previsokih tlakova kondenzacije. Prelazak na kaskadni sustav omogućuje rješenje takvih problema na način da se izabiru radne tvari koje imaju povoljne termodinamičke i radne parametre za odabrane temperature kaskade.

Sve strožiji zahtjevi na radne tvari u rashladnoj tehnici dovode u povoljniji položaj ugljikovodike kao potencijalno rješenje. Nakon uvođenja zabrane radnih tvari koje utječu na razgradnju ozonskog omotača otišlo se korak dalje te se uvodi F-gas regulativa koja uvjetuje korištenje radnih tvari sa što manjim utjecajem na efekt staklenika. Ugljikovodici se pri tome nameću kao prirodno rješenje problema jer osim što nemaju utjecaja na ozon njihov utjecaj na efekt globalnog zagrijavanja je minimalan. U konkretnom slučaju ODP radne tvari R290 iznosi 0, dok GWP iznosi 3. Osim pozitivnih strana na okoliš R290 sadrži dobra termofizikalna svojstva s toga se primjenjuje na području nižih, srednjih i visokih temperatura kao što su hladnjaci, dizalice topline, industrijski uređaji,... R290 se koristi kao zamjena za radne tvari R22,R404A,R407C te R507A. Najveći nedostatak korištenja propana kao radne tvari je njegovo svojstvo samozapaljenja koje ga svrstava u A3 kategoriju (jako zapaljivo i niska toksičnost). [9]

Da bi došlo do zapaljenja potrebna su 3 preduvjeta: koncentracija smjese propana i zraka između gornje granice zapaljivosti i donje granice zapaljivosti, izvor plamena dovoljne temperature ili razine energije te propuštanje R290 u okoliš. Kako bi se minimiziralo šanse za pojavu situacija opasnih po život donesena su ograničenja korištenja i punjenja propana. Klasificira se prema smještaju opreme (kategorije I, II i III) te prema kontroli pristupa prostoru (A, B i C) gdje je

I – ugradnja opreme unutar prostora boravka

II – kompresor i spremnik radne tvari nalaze se u strojarnici ili slobodnoj okolini

II – sva rashladna oprema smještena u strojarnici ili slobodnoj okolini

A – slobodni pristup ljudi koji nisu upoznati s osnovnim sigurnosnim mjerama

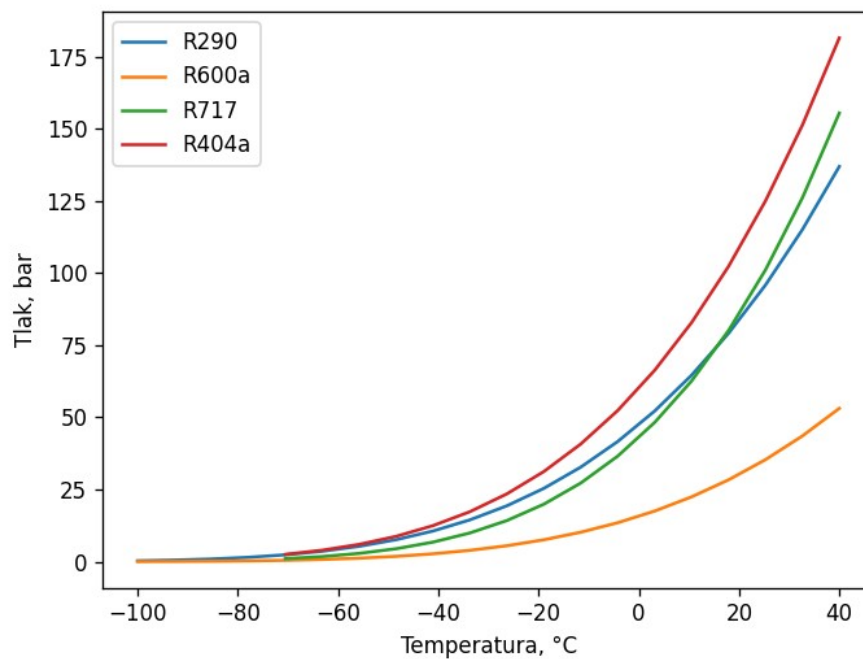
B - prisutan ograničen broj ljudi od kojih su neki upoznati s osnovnim sigurnosnim mjerama

C – pristup samo ovlaštenih ljudi koji su upoznati s osnovnim i specijalnim sigurnosnim mjerama [10]

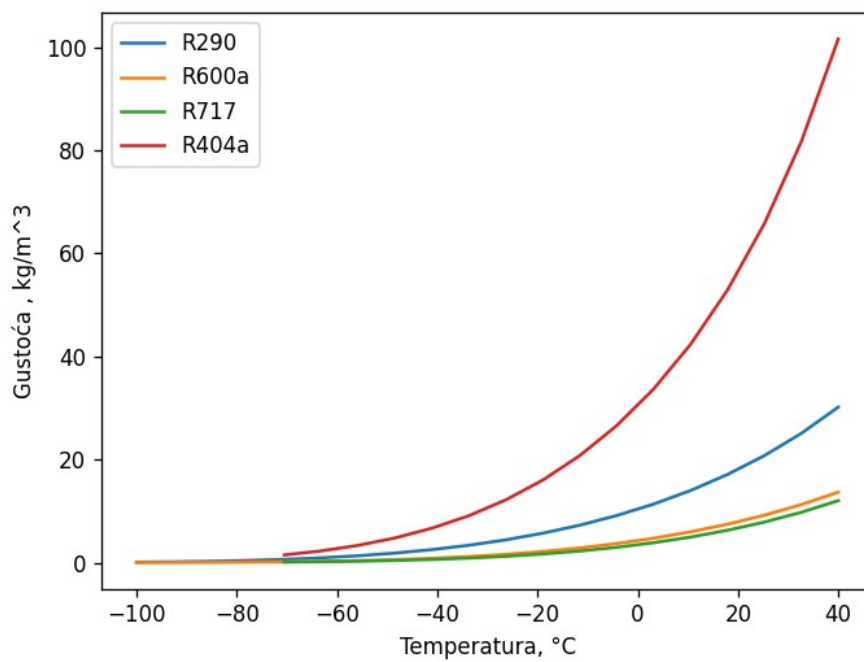
Neka od svojstva radne tvari R290 nalaze se u Tablica 1.

Tablica 1 Svojstva radne tvari R290

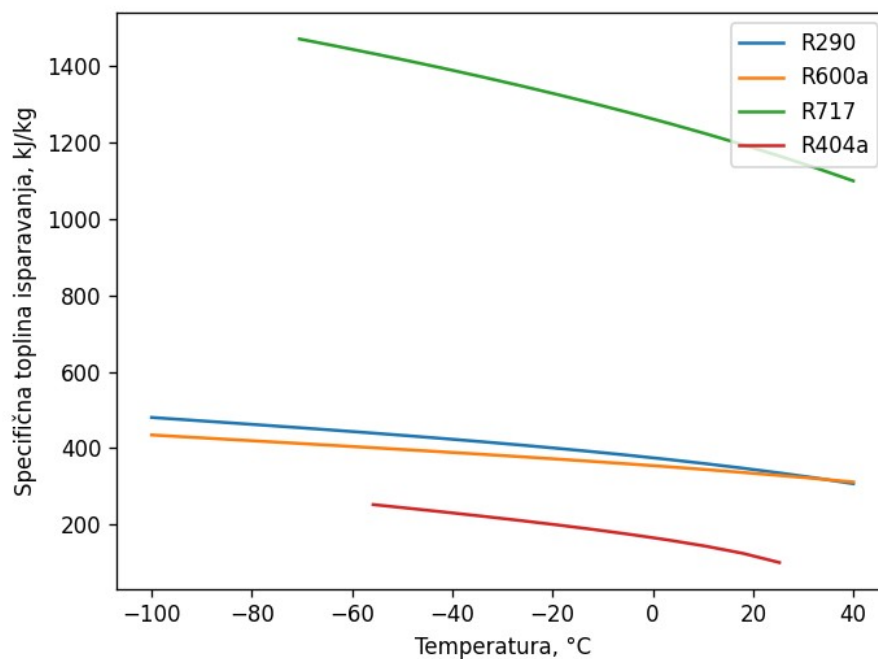
Svojstvo	R290
ODP	0
GWP ₁₀₀	3
Kritična temperatura, °C	96.7
Molekularna masa	44.1
Kritični tlak, bar	46.6
Temperatura zapaljenja, °C	470
Donja granica zapaljivosti, vol %	1.7
Gornja granica zapaljivosti, vol %	10.9
Sigurnosna grupa	A3



Slika 7 Promjene tlaka zasićenja R290 u odnosu na druge radne tvari



Slika 8 Promjena gustoće R290 u odnosu na druge radne tvari



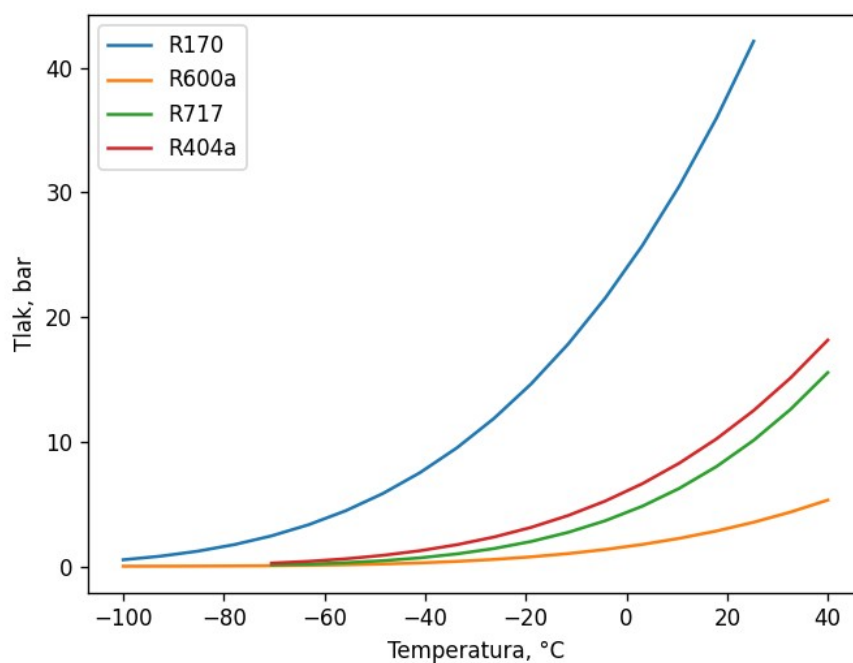
Slika 9 Promjena specifične topline isparavanja R290 u odnosu na druge radne tvari

1.4. Svojstva R170 kao radne tvari

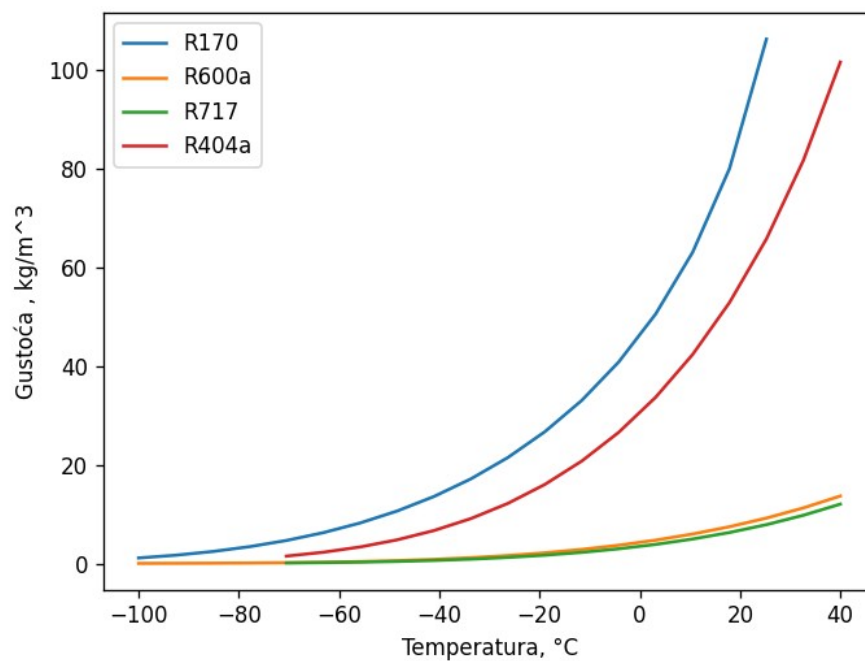
Etan je plin bez mirisa i boje. Može ga se izdvojiti iz prirodnog plina, naftnog plina te kao nusprodukt rafinerija. Zbog sličnosti strukturne forme molekule etana (R170 - C_2H_6) s molekulom propana (R290 - C_3H_8) javljaju se sličnosti u njihovim termofizikalnim svojstvima. Kao i propan molekule etana ne utječu na razgradnju ozona ($ODP = 0$) te imaju minimalan utjecaj na efekt staklenika ($GWP = 3$). Koristi ga se kao zamjena za R13 i R503 pri niskim ili ultra niskim rashladnim temperaturama. Također zbog svoje zapaljivosti spada u kategoriju A3 kao vrlo zapaljiva, ali nisko toksična radna tvar. Neka od svojstva radne tvari R170 nalaze se u Tablica 2. [9]

Tablica 2 Svojstva radne tvari R170

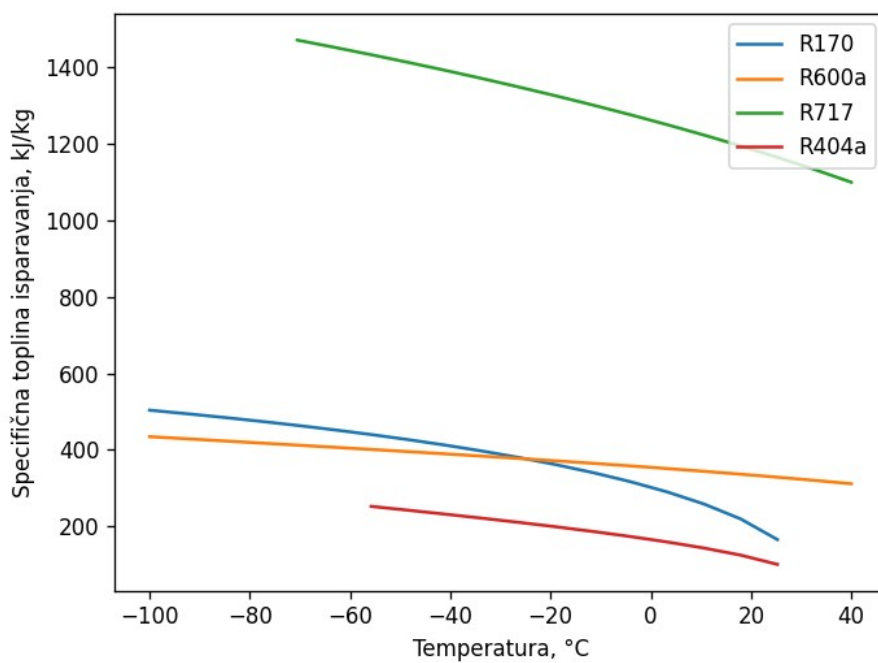
Svojstvo	R170
ODP	0
GWP ₁₀₀	6
Kritična temperatura, °C	32.3
Molekularna masa	30
Kritični tlak, bar	4.87
Temperatura zapaljenja, °C	287
Donja granica zapaljivosti, vol %	1.8
Gornja granica zapaljivosti, vol %	8.4
Sigurnosna grupa	A3



Slika 10 Usporedba promjene tlaka zasićenja radne tvari R170 s drugim radnim tvarima



Slika 11 Promjena gustoće R170 u ovisnosti o temperaturi



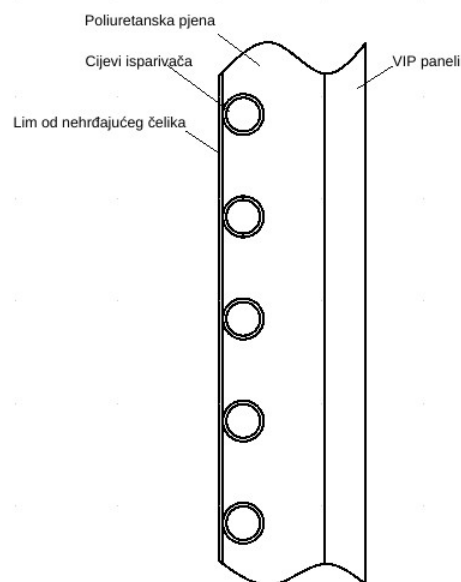
Slika 12 Promjena specifične topline isparavanja s promjenom temperature - R170

2. PRORAČUN RASHLADNOG UČINA

Kako bi se odredilo i izabralo komponente rashladnog sustava potrebno je napraviti termodinamički proračun toplinskih dobitaka spremnika.

2.1. Transmisijski dobitci

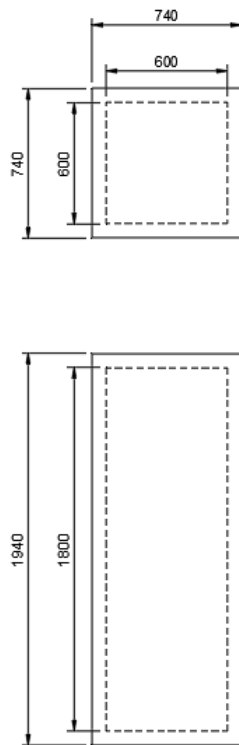
Transmisijski dobitci su dobitci koji nastaju zbog razlike temperatura rashladnog prostora i prostora u kojemu se uređaj nalazi. Faktori koji utječu na količinu transmisijskih dobitaka su: razlika temperature hlađenog prostora i prostora u kojem se uređaj nalazi, izbor izolacijskog materijala, zračenje, slobodna ili prisilna konvekcija u prostoriji i unutar uređaja. Zbog vrlo niskih temperatura unutar hladnjaka dolazilo bi do problema s elektromotorom ventilatora te s toga prijelaz energija sa zraka na isparivač se vrši slobodnom konvekcijom. Pošto je hladnjak smješten unutar zgrade možde se zanemariti utjecaj zračenja te pretpostaviti slobodna konvekcija. U Tablica 3 definirani su parametri pri izračunu transmisijskih dobitaka. Na prikazan je presjek izolacije ULT hladnjaka. Na se nalaze dimenzije unutarnjeg prostora hladnjaka.



Slika 13 Presjek izolacije ULT hladnjaka

Tablica 3 Podaci korišteni pri računanju transmisivskih dobitaka

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj stijenci	α_{vanjski}	10	$\frac{W}{m^2 K}$
Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj donjoj horizontalnoj stijenci [11]	$\alpha_{\text{unutarnji, hg}}$	6	$\frac{W}{m^2 K}$
Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj gornjoj horizontalnoj stijenci [11]	$\alpha_{\text{unutarnji, hd}}$	2.4	$\frac{W}{m^2 K}$
Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj vertikalnoj stijenci [11]	$\alpha_{\text{unutarnji, v}}$	4.6	$\frac{W}{m^2 K}$
Koeficijent poliuretnaske izolacije [12]	$\lambda_{\text{poliuretan}}$	0.035	W/mK
Koeficijent VIP izolacijskih panela [13]	$\lambda_{\text{VIP panel}}$	0.0045	W/mK
Debljina poliuretnaske izolacije	$\delta_{\text{poliuretan}}$	0,05	m
Debljina VIP panela	$\delta_{\text{VIP panel}}$	0,02	m
Površina vanjske stjenke hladnjaka	A_{stjenke}	6.83	m^2
Temperatura okoliša	$\vartheta_{\text{okoliša}}$	22	$^{\circ}C$
Projektna temperatura u hladnjaku	$\vartheta_{\text{projektna}}$	-80	$^{\circ}C$



Slika 14 Dimenzije unutarnjeg prostora i vanjske dimenzije ULT hladnjaka

Toplinski tok dobiven kroz stijenke hladnjaka računa se prema jednadžbi 1[9]:

$$\Phi_{tr} = k_{stjenke} * A_{stjenke} * (\vartheta_{okoliša} - \vartheta_{projektna}) \quad (1)$$

Φ_{tr} – toplinski tok, (W)

$k_{stjenke}$ – ukupni koeficijent prolaza topline, (W/(m²*K))

$A_{stjenke}$ – površina stijenke hladnjaka, (m²)

gdje se $k_{stjenke}$ računa prema jednadžbi 2:

$$k_{stjenke} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{unutarjni}} + \frac{\delta_{poliuretan}}{\lambda_{poliuretan}} + \frac{\delta_{VIP\ panel}}{\lambda_{vip\ panel}} + \frac{1}{\alpha_{vanjski}}} \quad (2)$$

Dobivena vrijednost nalazi se u Tablica 4:

Tablica 4 Transkisijski dobitci

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Toplinski tok transmisijom	Φ_{tr}	112.5	W

2.2. Rashladno opterećenje zbog infiltracije zraka

Zbog razlike u gustoći zraka između okoliša i unutarnjeg hlađenog prostora javlja se fenomen infiltracije. Taj zrak u prostoriju ulazi nenamjerno ili namjerno. Kod ovakvih uređaja nema namjernog ubacivanja zraka u prostor te se želi minimizirati ulazak nenamjernoga zraka. Kako bi se spriječilo ulazak zraka u uređaj prilikom mirovanja koriste se specijalne brtve koje tvore višestruke odjeljke zraka te dolaze u kontakt s vratima hladnjaka na više točaka i u mogućnosti su podnijeti ekstremne temperaturne razlike unutrašnjosti i okoliša. Primjer takve brtve nalazi se na Slika 15.



Slika 15 Brtva na vratima
ULT hladnjaka [14]

Dok smanjenje ulaska zraka tijekom rukovanja se postiže dvostrukim vratima koja su također izolirana i omogućuju podjelu unutarnjeg prostora na više sekcija. Tako da pri korištenju uređaja ako radnik na primjer treba uzorke koji se nalaze pri vrhu hladnjaka ne dolazi do promjene temperature u ostalim sekcijama. Primjer takvih vrata nalazi se na Slika 16. Zbog velikih temperaturnih razlika zraka unutar i van hladnjaka dolazi i do velikih promjena gustoće koje za posljedicu imaju stvaranje vakuuma. Taj nastali vakuum pospješuje nenamjernu infiltraciju zraka u stanju mirovanje kao i u stanju korištenja. Zbog prevelike nastale razlike tlaka potrebno je prije otvaranja uređaja izjednačiti tlak kako bi se moglo otvoriti vrata.

Nenamjieran ulazak zraka u uređaj se ne može nikako spriječiti nego samo smanjiti.

Parametri korišteni pri proračunu infiltracijskih dobitaka nalaze se u Tablica 5.



Slika 16 Primjer rasporeda unutarnjeg prostora ULT hladnjaka [15]

Toplinski tok uslijed infiltracije zraka se računa prema jednadžbi 3 [9]:

$$\Phi_{infiltracije} = \frac{V_{hladnjaka} * n_i * \rho_u * ((h_v - h_u) + 335 * (x_v - x_u))}{24 * 3600} \quad (3)$$

Tablica 5 Podaci korišteni pri računanju infiltracijskih dobitaka

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Volumen hladnjaka	$V_{hladnjaka}$	0.648	m^3
Broj izmjena zraka u 24h	n_i	20	–
Gustoća zraka pri temperaturi hladnjaka	ρ_u	1.83	$\frac{kg}{m^3}$
Specifična entalpija infiltriranoga zraka	h_v	419.4	kJ/kg
Specifična entalpija zraka u hladnjaku	h_u	318.8	kJ/kg
Sadržaj vlage vanjskog zraka	x_v	0.02	$\frac{kg}{kg}$
Sadržaj vlage unutarnjeg zraka	x_u	0.0035	$\frac{kg}{kg}$
Toplinski tok uslijed infiltracije	$\Phi_{infiltracije}$	27	W

2.3. Ukupno toplinsko opterećenje

Ukupno toplinsko opterećenje komore čini zbroj svih ranije navedenih toplinskih opterećenja 4 i prikazano je u Tablica 6.

$$\Phi_{UK} = \Phi_{tr} + \Phi_{infiltracije} \quad (4)$$

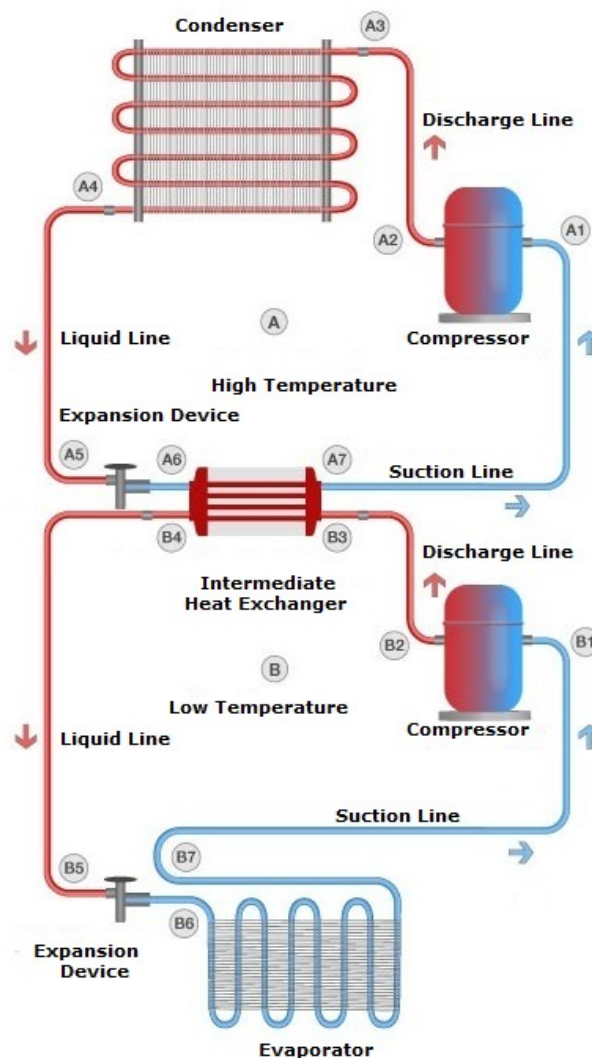
Tablica 6 Ukupno toplinsko opterećenje

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Ukupno transmisijsko opterećenje komore	Φ_{tr}	112.5	W
Toplinski tok uslijed infiltracije	$\Phi_{infiltracije}$	27.6	W
Ukupno toplinsko opterećenje komore	Φ_{UK}	140.1	W

3. OPIS TEHNIČKOG RJEŠENJA

Potrebno je projektirati kaskadni rashladni sustav s kombinacijom radnih tvari R290 u gornjoj kaskadi te R170 u donjoj kaskadi.

Sustav se sastoji od hermetičkog stapnog kompresora donje kaskade, međuzmjenjivača koji povezuje obje kaskade, prigušne cjevčice donje kaskade, cijevnog isparivača u komori, hermetičkog stapnog kompresora gornje kaskade, kondenzatora, prigušne cijevi gornje kaskade te ostale potpratne opreme kao sustav povrata ulja, zaporna armatura i sustav regulacije. Na Slika 17 nalazi se pojednostavljena shema idejnog rješenja uređaja.



Slika 17 Pojednostavljena shema kaskadnog rashladnog sustava [16]

Rashladni sustav funkcionira tako da kompresor donje kaskade usisava pregrijanu paru radne tvari R170, koja je preuzela na sebe toplinske dobitke spremnika, te ju komprimira na tlak kondenzacije u međuismjernjivaču. Neposredno nakon izlaska iz kompresora radna tvar ulazi u odvajač ulja gdje se događa separacija ulja od radne tvari. Nakon toga radna tvar odlazi u međuismjernjivač gdje se toplinski tok predaje radnoj tvari R290 te se radna tvar R170 kondenzira i pothlađuje. Izlaskom iz međuismjernjivača te prolaskom kroz prigušnu cijev radna tvar prigušuje se na tlak isparavanja te ulazi u isparivač gdje se ponavlja ciklus. Drugi dio sustava funkcionira na principu da kompresor gornje kaskade usisava pregrijanu radnu tvar R290 koja izlazi iz međuismjernjivača te ju tlači na tlak kondenzacije. Neposredno nakon izlaska iz kompresora R290 ulazi u odvajač ulja gdje se događa separacija ulja koje se vraća nartrag u kompresor dok radna tvar odlazi u kondenzator gdje predaje toplinski tok okolišu. Tokom predaje toplinskog toga dolazi do kondenzacije i pothlađivanja radne tvari. Nakon toga R290 prolazi kroz prigušnu cijev gdje tlak pada na tlak isparavanja te ulazi u međuismjernjivač ponoviti ciklus.

4. PARAMETRI I RADNE TOČKE SUSTAVA

Kako bi se osiguralo da sustav radi efikasno, pouzdano i obavlja svoju funkciju potrebno je provesti odabir radnih točaka sustava.

4.1. Donja kaskada

Glavni uvjeti koje treba zadovoljiti u donjoj kaskadi da bi sustav pravilno funkcionirao su: tlak isparavanja u isparivaču mora biti dovoljno nizak da se ostvari temperaturna razlika između zraka u hladnjaku i radne tvari u isparivaču kako bi se savladali toplinski otpori te dovoljno visoki tlak na međuzmjenjivaču kako bi se ostvario potreban toplinski tok između radne tvari donje i gornje kaskade. Odabrani su sljedeći uvjeti (Tablica 7):

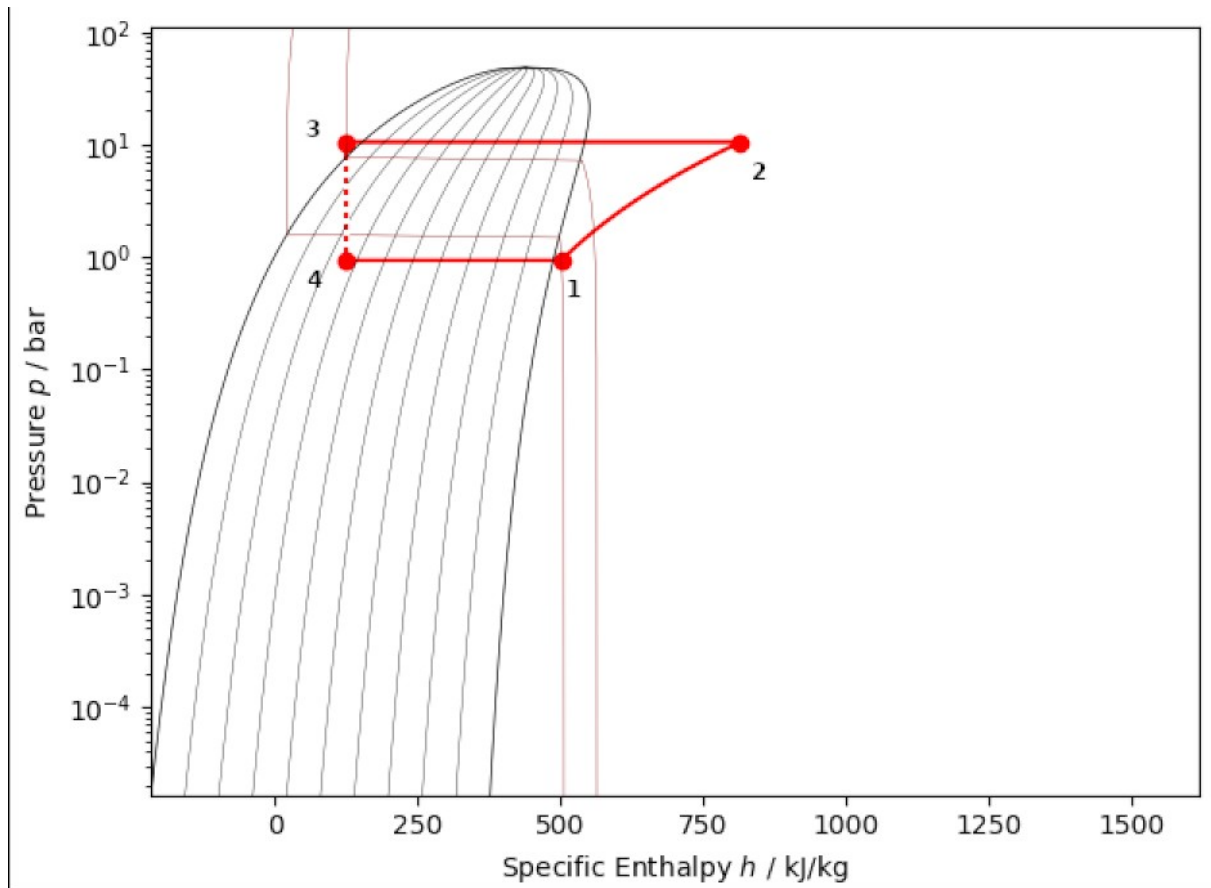
Tablica 7 Radni tlakovi donje kaskade

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Tlak kondenzacije u međuzmjenjivaču	$p_{kondR170}$	10.64	bar
Tlak isparavanja u isparivaču	$p_{ispR170}$	0.93	bar
Pregrijanje u isparivaču	$\Delta\vartheta_{pregR170}$	5	°C
Pothlađenje u međuzmjenjivaču	$\Delta\vartheta_{potR170}$	5	°C

Tablični prikaz pojedinih radnih točaka nalazi se u Tablica 8, a grafički prikaz na Slika 18.

Tablica 8 Radne točke donje kaskade

	ϑ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
1	-85	0.93	494.93	2.7	
2is	24.8	10.64	647.86	2.7	
2	135	10.64	877.24		
3	-35	10.64	139.77		
4	-90	0.93	139.77		0.29



Slika 18 Grafički prikaz doinje kaskade u logp-h diagramu [17]

Pomoću jednadžbi 5, 6 i 7 dobivene su vrijednosti masenog protoka radne tvari R170, snage kompresora i učina međuzmjenjivača te su prikazane u Tablica 9 :

$$q_{m, R170} = \frac{\Phi_{isp, R170}}{h_1 - h_4} \quad (5)$$

$$P_{kompr, R170} = q_{m, R170} * (h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\Phi_{međuzmjenjivač} = q_{m, R170} * (h_2 - h_4) \quad (7)$$

Tablica 9 Maseni protok R170, snaga kompresora i učin međuzmjenjivača

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Maseni protok R170	$q_{m, R170}$	1.42	kg/h
Snaga kompresora	$P_{kompr, R170}$	150.8	W
Učin međuzmjenjivača	$\Phi_{međuzmjenjivač}$	290.9	W

4.2. Gornja kaskada

Gornja kaskada obavlja svoju funkciju ako zadovoljava sljedeće uvjete: preuzima na sebe toplinski tok iz donje kaskade te taj toplinski top predaje okolišu. Da bi se taj proces odvijao potrebno je odabrati radne točke na način da temperatura isparavanja radne tvari R290 bude niža od temperature kondenzacije radne tvari R170 te da temperatura kondenzacije radne tvari R290 bude viša od temperature okoliša. Odabrani radni uvjeti nalaze se u Tablica 10[17].

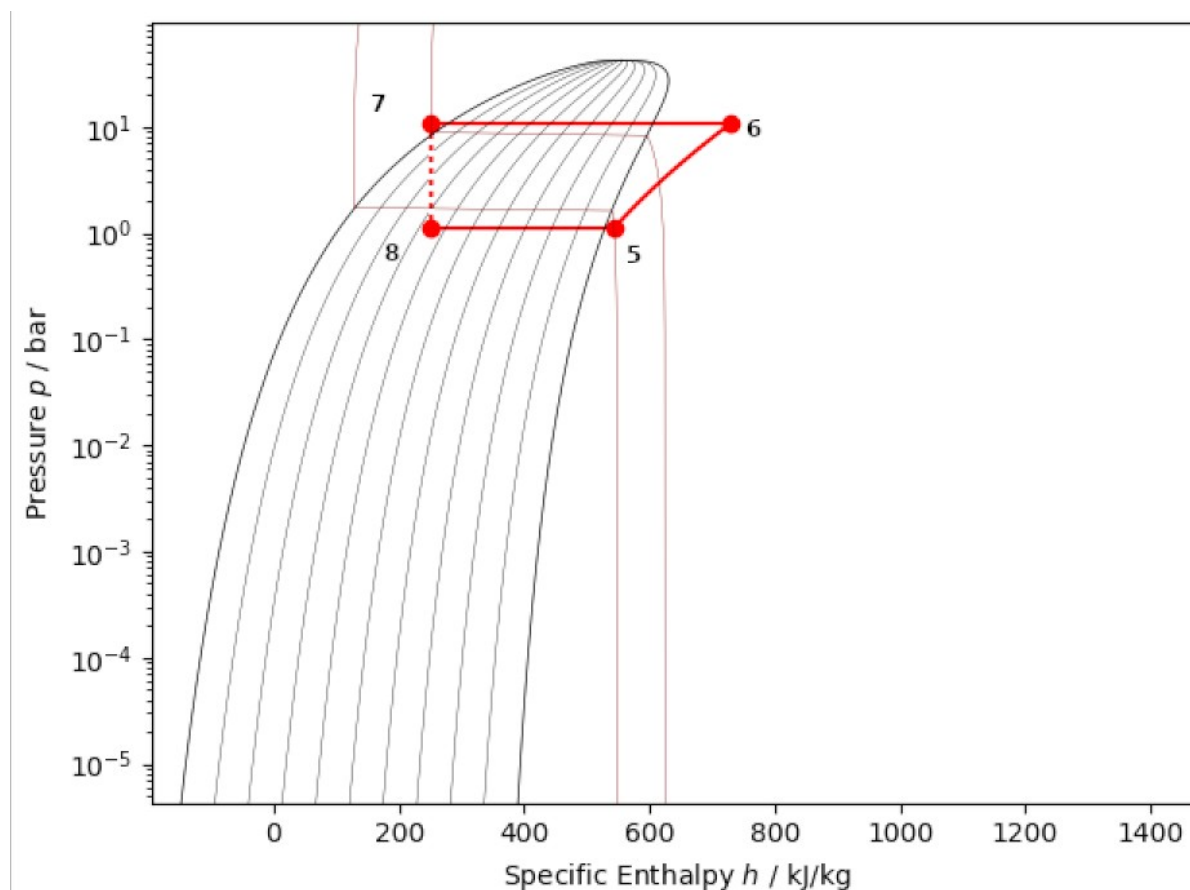
Tablica 10 Radni tlakovi gornje kaskade

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Tlak isparavanja u međuismjernjivaču	$p_{isp, R290}$	1.11	bar
Tlak kondenzacije	$p_{kond, R290}$	11.3	bar
Pregrijanje u međuismjernjivaču	$\Delta\vartheta_{preg, R290}$	5	°C
Pothlađenje u kondenzatoru	$\Delta\vartheta_{pot, R290}$	5	°C

Tablični prikaz pojedinih radnih točaka nalazi se u Tablica 11[17], a grafički prikaz na Slika 19:

Tablica 11 Radne točke gornje kaskade

	ϑ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
5	-35	1.11	535.7	2.47	
6is		11.3	647.8	2.47	
6		11.3	730.4		
7	25	11.3	264		
8	-40	1.11	246		0.39



Slika 19 Grafički prikaz gornje kaskade u logp-h diagramu [17]

Pomoću jednadžbi 8, 9 i 10 dobiven je maseni protok radne tvari R290 kroz gornju kaskadu, snaga kompresora te učin kondenzatora:

$$q_{m,R290} = \frac{\Phi_{\text{meduizmjenjivač}}}{h_5 - h_8} \quad (8)$$

$$P_{\text{kompr}, R290} = q_{m,R290} * (h_6 - h_5) \quad (9)$$

$$\Phi_{\text{kondenzator}} = q_{m,R290} * (h_6 - h_7) \quad (10)$$

U Tablica 12 se nalazi prikaz dobivenih vrijednosti:

Tablica 12 Maseni protok R290, snaga kompresora gornje kaskade te učin kondenzatora

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Maseni protok R290	$q_{m,R290}$	3.94	kg/h
Snaga kompresora	$P_{\text{kompr}, R290}$	180.7	W
Učin kondenzatora	$\Phi_{\text{kondenzator}}$	471.6	W

5. ODABIR KOMPONENTI SUSTAVA

Pravilan izbor pojedinih komponenti osigurava stabilan, siguran i efikasan rad sustava. To dugoročno znači uštede na električnoj energiji, manje kvarova te veći životni vijek uređaja.

5.1. Kompresor

Kompresor donje kaskade dolazi u hermetičkoj izvedbi čiji se elektromotor hladi pomoću hladne pare iz isparivača.

Potrebna snaga kompresora računa se prema izrazu 11:

$$P_{\text{kompr}} = q_m * (h_{\text{izlaz}} - h_{\text{ulaz}}) \quad (11)$$

Entalpija radne tvari nakon prolaska kroz kompresor određuje se pomoću izentropskog stupnja djelovanja kompresora koji predstavlja efikasnost realnog procesa koji je adijabatski (neravnotežna promjena stanja) naspram izentropske kompresije (ravnotežna promjena stanja). Izentropski stupanj djelovanja opisan je jednadžbom 12.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2, is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

Pomoću jednadžbe 13 određuje se izlazna entalpija realnog procesa kompresije koja glasi

$$h_2 = \frac{h_{2, is} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \quad (13)$$

U donjoj kaskadi s radnom tvari R170 odabran je monofazni stapni kompresor Embarco NT 2192ULT koji je prikazan na . Kompresor dolazi u hermetičkoj izvedbi te se koristi za ultra low back preassure područja primjene u rasponu od -65°C do -95°C . Elektromotor kompresora hladi se pregrijanom parom iz isparivača.



Slika 20 Kompresor Embarco NT 2192ULT [18]

U gornjoj kaskadi pomoću programa Coolselector2 [19] odabrana je kondenzacijska jedinica OP-LCNC011NYA11G koja se nalazi na Slika21.



Slika21 Kondenzacijska jedinica OP-LCNC011NYA11G [19]

5.2. Isparivač [20]

Kako bi se osiguralo projektne uvjete predviđena je ugradnja jednog isparivača unutar komore. Tip isparivača koji se ugrađuje je cijev na limu kako bi se osiguralo sanitarne zahtjeve. Tako konstruirani isparivač predviđen je za ugradnju po svim unutarnjim površinama izuzev vrata hladnjaka kako bi se osigurala što bolja uniformnost temperature po prostoru. Nakon termodinamičkog proračuna isparivača potrebno je provesti proračun mehaničke stabilnosti zbog visokih tlakova koje radna tvar R170 ima pri mirovanju uređaja na okolišnim uvjetima.

Nakon prigušenja u kapilarnoj cjevčici radna tvar ulazi u isparivač. Cirkulirajući po svim površinama hladnjaka te zbog razlike temperature preuzima na sebe toplinski tok iz uređaja. Prilikom dizajniranja isparivača bitno je odrediti potrebnu ukupnu duljinu cijevi te raspored slaganja na lim. Kod rasporeda slaganja potrebno je postaviti cijevi na međusobnu udaljenost na takav način da se osigura uniformnost temperature po limu koji graniči s unutarnjim

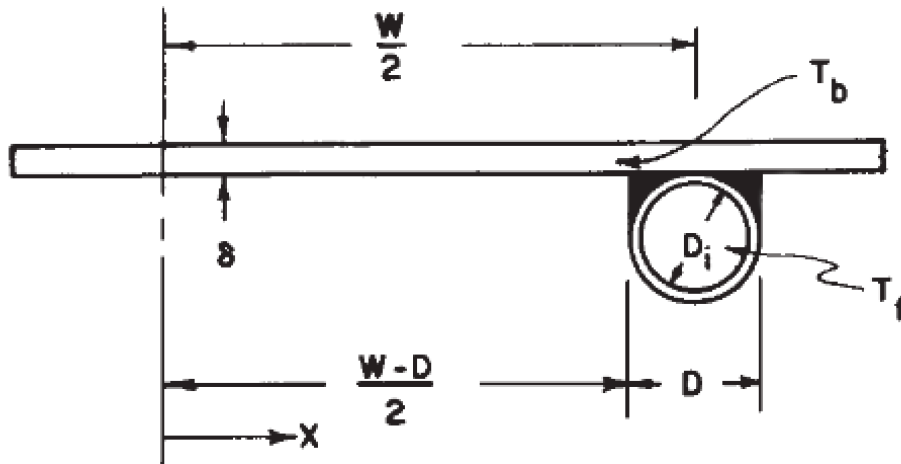
zrakom hladnjaka. Takav način proračuna osigurava da cijevi ne budu pregusto naslagane i uzrokuju preveliki pad tlaka unutar isparivača s jedne strane, a s druge strane u slučaju kada bi cijevi bile previše razmaknute jedna od druge postoji mogućnost neuniformne temperature po stijenci. Prikaz takvog rasporeda cijevi vidljiv je na Slika 13. U Tablica 13 se nalaze parametri korišteni prilikom proračuna isparivača.

Korištena je standardna bakrena cijev u HVAC industriji vanjskog promjera 3/8" te se može pretpostavlja savršen lem između cijevi i lima (nehrđajući čelik).

Tablica 13 Parametri korišteni pri proračunu isparivača

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Ukupno toplinsko opterećenje komore	Φ_{UK}	140.1	W
Maseni protok R170	$q_{m,R170}$	1.42	kg/h
Koeficijent prijelaza topline prilikom isparavanja	α_{cijevi}	Mijenja se tijekom isparavanja	$\frac{W}{m^2 K}$
Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj donjoj horizontalnoj stijenci	$\alpha_{unutarnji,hg}$	6	$\frac{W}{m^2 K}$
Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj gornjoj horizontalnoj stijenci	$\alpha_{unutarnji,hd}$	2.4	$\frac{W}{m^2 K}$
Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj vertikalnoj stijenci	$\alpha_{unutarnji,v}$	4.6	$\frac{W}{m^2 K}$
Projektna temperatura u hladnjaku	$\vartheta_{hladnjak}$	-80	°C
Temperatura isparavanja	ϑ_{isp}	-90	°C
Pregrijanje	$\Delta\vartheta_{preg}$	5	°C
Koeficijent toplinske vodljivosti bakara	k_{bakar}	386	W/mK
Koeficijent toplinske vodljivosti lima	$k_{lim\ \square}$	25	W/mK
Debljina lima	$\delta_{lim\ \square}$	0,002	m

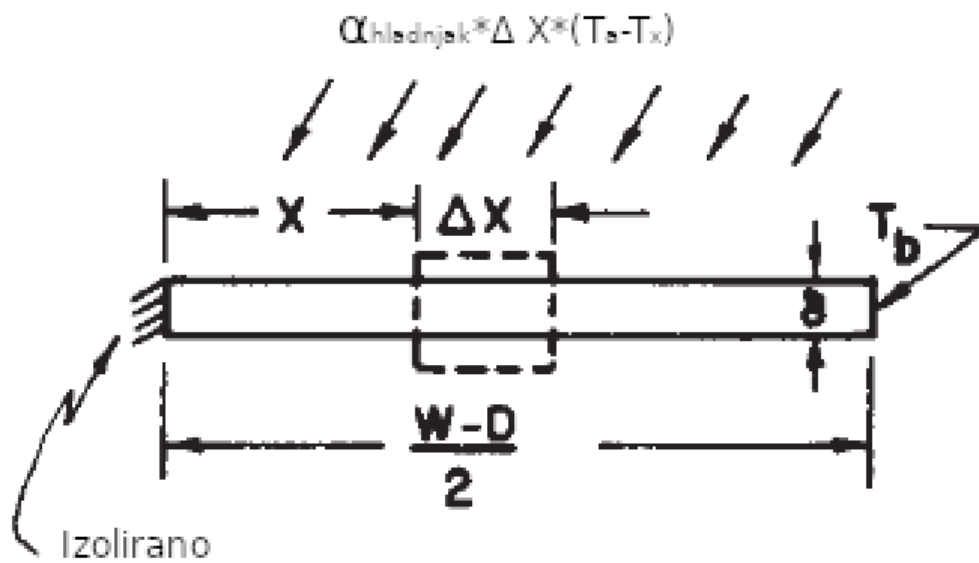
Temperaturnu distribuciju između dvije cijevi se može izračunati ako se pretpostavi da temperaturni gradijent u smjeru strujanja je zanemariv. Na Slika 22 udaljenost između dvije cijevi označen je s W , promjer pojedine cijevi s D te debljina lima s δ_{lim} . Zbog malene debljine lima može se pretpostavi da nema gradijenta temperature po debljini. Ako se pretpostavi da je temperatura lima iznad lema neka lokalna temperatura T_b na zadatak se može gledati kao na klasičan lamelni problem. Geometrijski prikaz nalazi se na Slika 22.



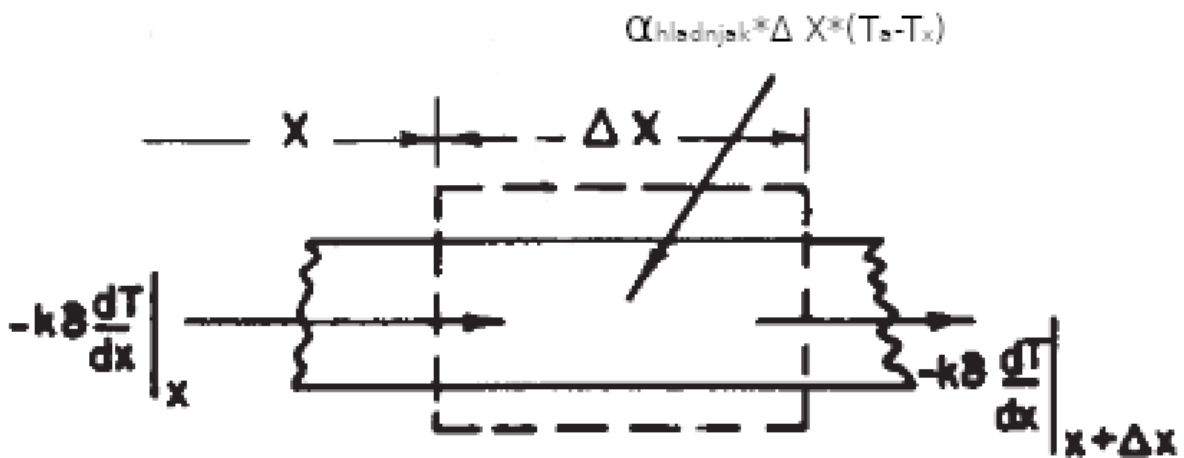
Slika 22 Geometrijski prikaz cijevi zalemljene na lim [20]

Na Slika 23 i Slika 24 se nalazi prikaz dijela lamele širine ΔX s pripadajućom energetsom bilancom opisanom jednačinom 14:

$$\alpha_{hladnjak} * \Delta X * (T_a - T) + \left(-k * \delta * \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x - \left(-k * \delta * \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta X} = 0 \quad (14)$$



Slika 23 Pojednostavljeni prikaz sustava [20]



Slika 24 Energetska bilanca [20]

Dijeljenjem s ΔX i pronalaskom limesa kada ΔX teži u nulu dolazi se do jednadžbe 15:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{\alpha_{hladnjak}}{k_{lim} \delta_{lim}} * (T_a - T) \tag{15}$$

Za rješavanje ove diferencijalne jednadžbe drugog reda potrebni su dva rubna uvjeta: uvjet simetričnosti (nema izmjene topline) na polovici udaljenosti između dvije cijevi te poznata temperatura kod spoja s lemom i cijevi. Navedeni uvjeti nalaze se u jednadžbama 16 i 17.

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (16)$$

$$T|_{x=(W-D)/2} = T_B \quad (17)$$

Zbog jednostavnosti proračuna uvodi se

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_{\text{hladnjak}}}{k * \delta}} \quad (18)$$

$$\psi = T_a - T \quad (19)$$

Te se jednadžba 15 transformira u

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} - m^2 * \psi = 0 \quad (20)$$

Gdje je generalno rješenje jednadžbe zapisano kao

$$\psi = C_1 * \sinh(m * x) + C_2 * \cosh(m * x) \quad (21)$$

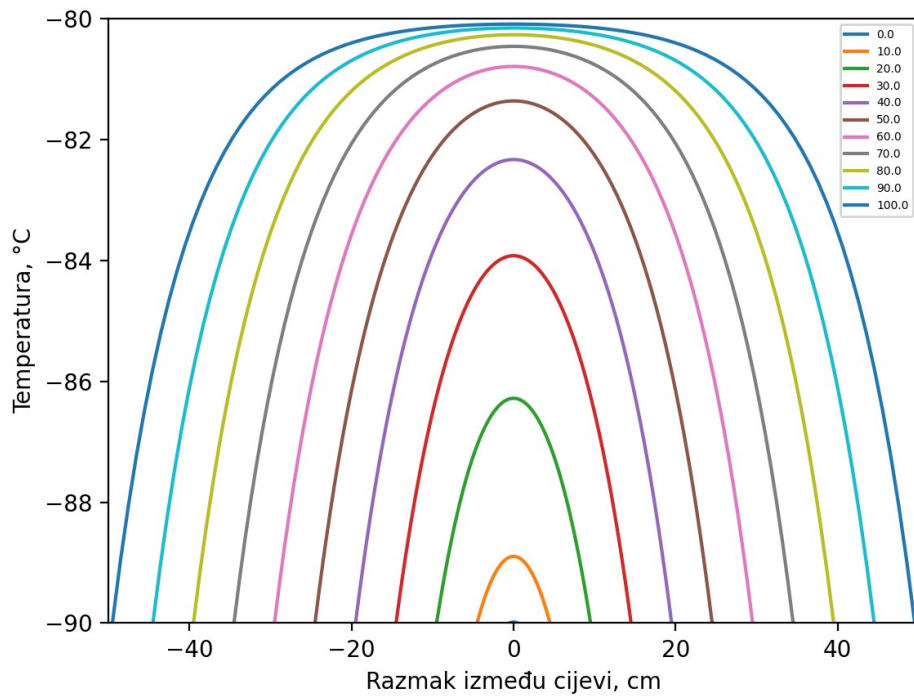
Uvrštavanjem rubnih uvjeta dolazi se do rješenja:

$$\frac{T_a - T}{T_a - T_b} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh(m * (W - D)/2)} \quad (22)$$

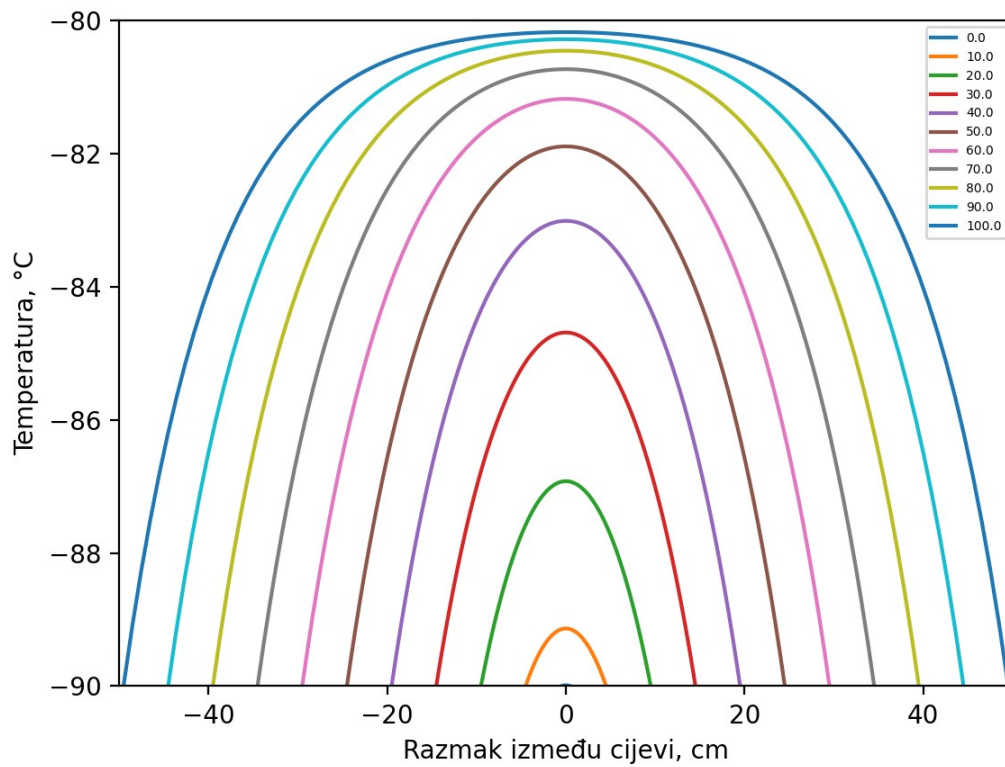
Preinakom jednadžbe 22 dolazi se do oblika

$$T = T_a - \frac{\cosh(mx)}{\cosh(m * (W - D)/2)} (T_a - T_b) \quad (23)$$

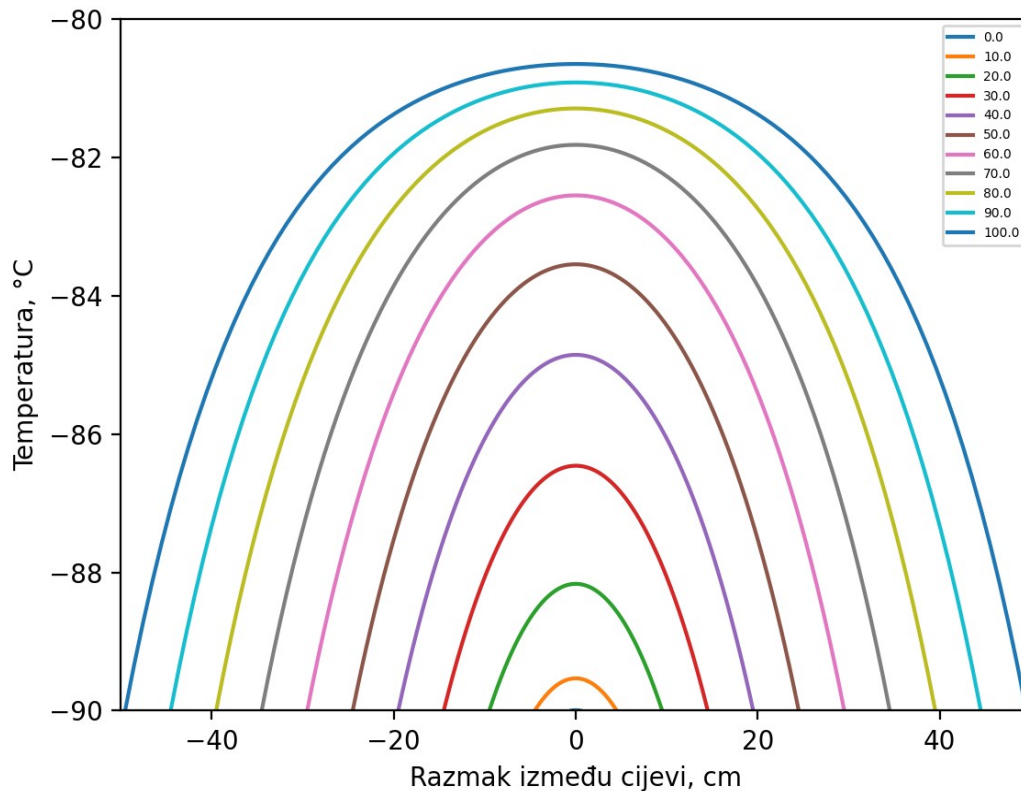
Na Slika 25, Slika 26 i Slika 27 se može vidjeti temperaturnu distribuciju za različite orijentacije rashladnih ploha unutar hladnjaka u ovisnosti o udaljenosti cijevi jedna od druge.



Slika 25 Razdioba temperature po dužini lamele u ovisnosti udaljenosti dviju cijevi – donja horizontalna ploha



Slika 26 Razdioba temperature po dužini lamele u ovisnosti udaljenosti dviju cijevi – vertikalne plohe



Slika 27 Razdioba temperature po dužini lamele u ovisnosti udaljenosti dviju cijevi – gornja horizontalna ploha

Energija prenesena kondukcijom na spoju lamele i lema izračunava se pomoću Furijerovog zakona za jednu stranu cijevi 24:

$$q'_{\text{lamele}} = -k * \delta * \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=(W-D)/2} = \left(\frac{k * \delta * m}{\alpha_{\text{hladnjak}}} \right) * [\alpha_{\text{hladnjak}} * (T_a - T_b)] * \tanh\left(\frac{m * (W-D)}{2}\right) \quad (24)$$

Dok za obje strane jednadžba 25 glasi:

$$q'_{\text{lamele}} = (W - D) * (\alpha_{\text{hladnjak}} * (T_a - T_b)) * \frac{\tanh(m * (W - D)/2)}{m * (W - D)/2} \quad (25)$$

Praktičniji zapis gore navedene jednadžbe glasi:

$$q'_{\text{lamele}} = (W - D) * F(\alpha_{\text{hladnjak}} * (T_a - T_b)) \quad (26)$$

Tu treba pribrojiti još toplinski tok iz područja odozgo lema:

$$q'_{cijevi} = D * (\alpha_{hladnjak} * (T_a - T_b)) \quad (27)$$

Zbrajanjem jednadžbi 26 i 27 dobiva se:

$$q'_{uk} = [(W - D) * F + D] (\alpha_{hladnjak} * (T_a - T_b)) \quad (28)$$

Prikupljeni toplinski tok se prenosi tada na fluid, a otpor tom procesu se stvara na spoju lema i lima te na graničnom sloju između unutrašnje stijenke cijevi i fluida. U jednadžbi 29 se nalazi zapis tog problema.

$$q'_{uk} = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{\alpha_{cijevi} * \pi * D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (29)$$

Gdje C_b predstavlja toplinsku provodnost lema, a definira se prema

$$C_b = \frac{k_b * b}{\gamma} \quad (30)$$

Gdje je :

k_b - termalna provodnost materijala

b - širina lema

γ - debljina lema

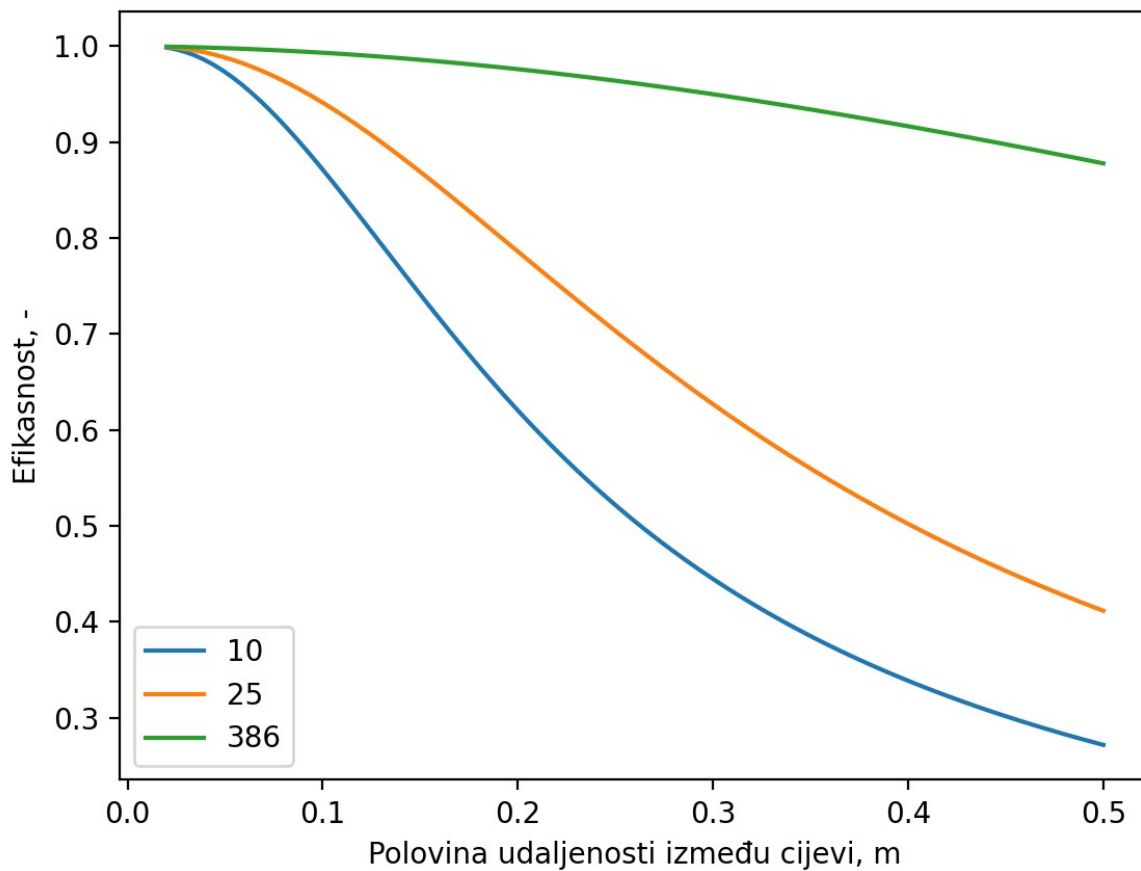
Kako bi se eliminirala temperatura T_b potrebno je izlučiti iz jednadžbe 29 T_b i uvrstiti u jednadžbu 28 i tada se dobiva oblik jednadžbe:

$$q'_{uk} = W * F' * [\alpha_{hladnjaka} * (T_a - T_b)] \quad (31)$$

Gdje F' predstavlja efikasnost izmjenjivača i zadan je jednadžbom 32:

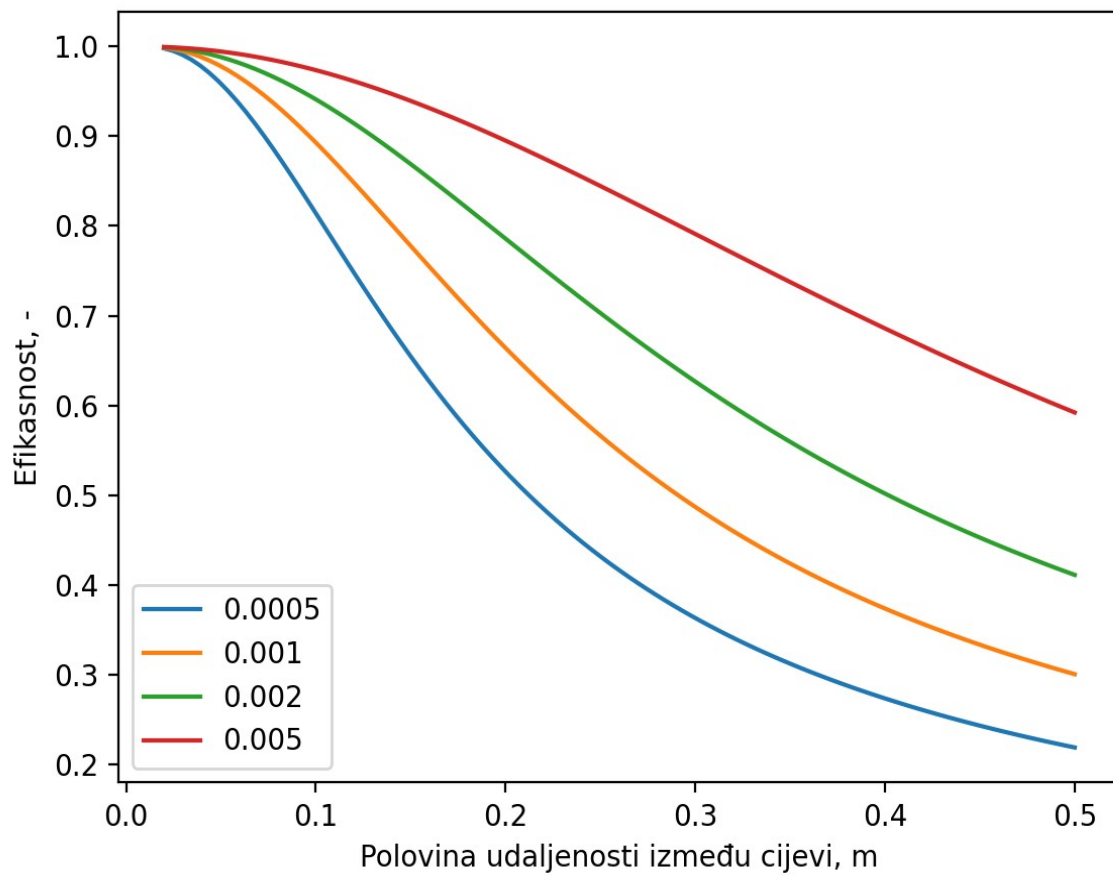
$$F' = \frac{1/\alpha_{hladnjak}}{W * \left[\frac{1}{\alpha_{hladnjak} * [D + (W - D) * F]} \right] + \left(\frac{1}{C_b} \right) + \frac{1}{\pi * D_i * \alpha_{cijevi}}} \quad (32)$$

Grafički prikaz ovisnosti efikasnosti izmjenjivača pri različitim toplinskim provodnostima materijala uz konstantan $\alpha_{hladnjaka} = 5$, $\alpha_{cijevi} = 5000$ i $\delta = 2 \text{ mm}$ uz pretpostavku beskonačne provodnosti lem nalazi se na .



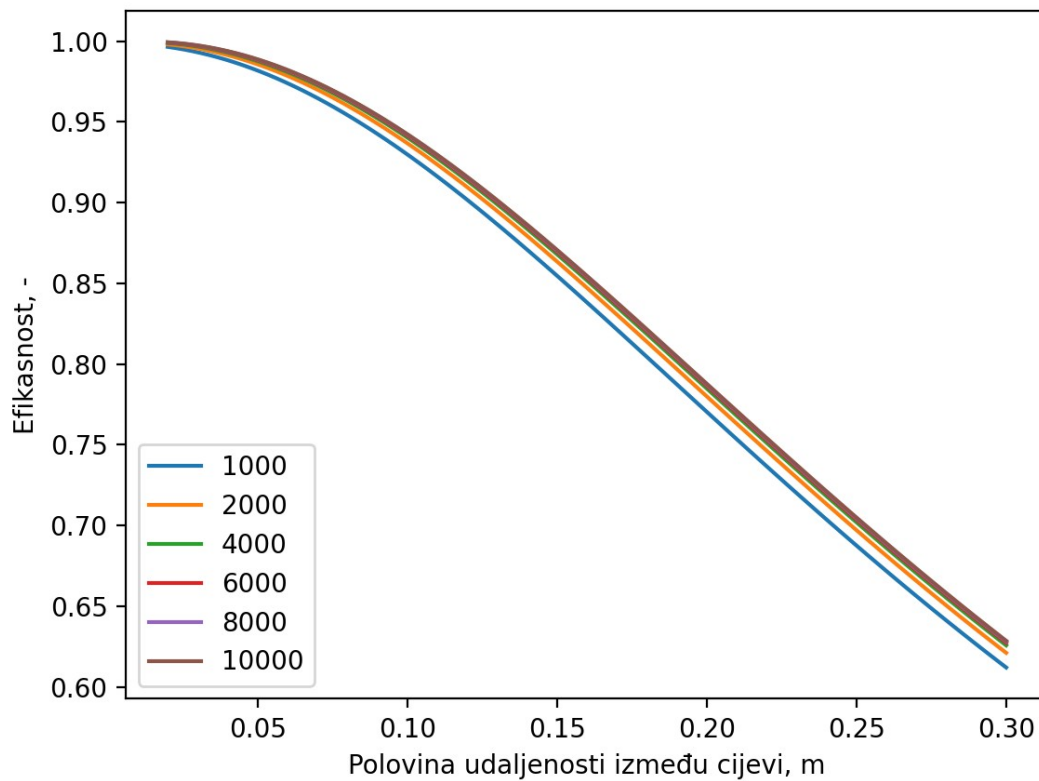
Slika 28 Učinkovitost izmjenjivača za različite toplinske provodnosti lima [k (W/mK)]

Grafički prikaz ovisnosti efikasnosti izmjenjivača pri različitim debljinama lima uz konstantan $\alpha_{\text{hladjaka}}=5$, $\alpha_{\text{cijevi}}=5000$ i $k=25$ uz pretpostavku beskonačne provodnosti lema nalazi se na Slika 29.



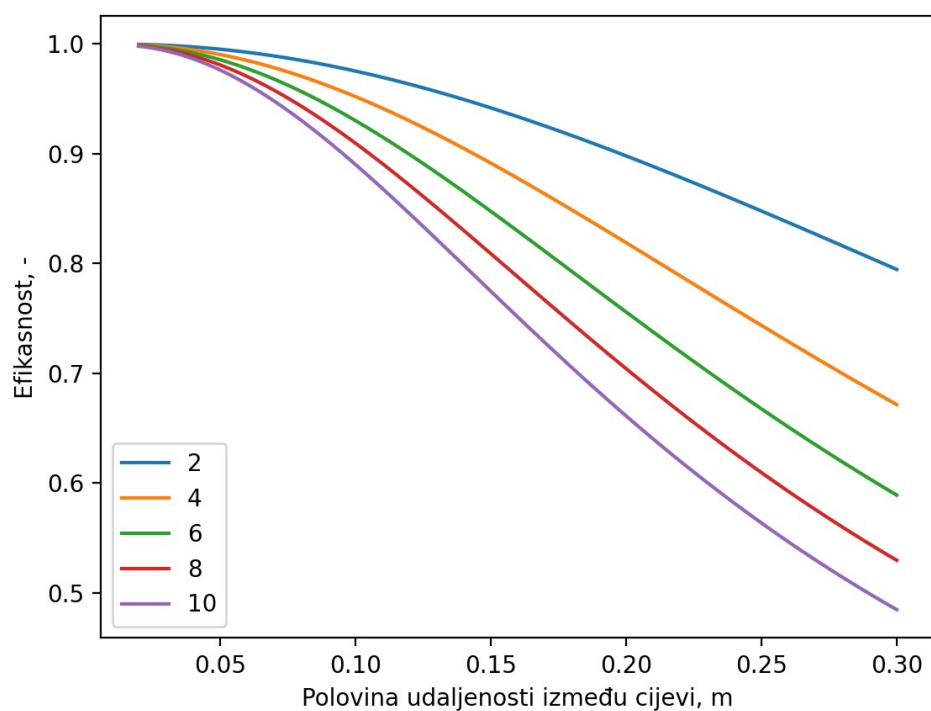
Slika 29 Efikasnost izmjenjivača pri različitim debljinama lima δ (oznake su u metrima [m])

Grafički prikaz ovisnosti efikasnosti izmjenjivača s različitim α_{cijevi} uz konstantan $\alpha_{hladnjaka} = 5$, $\delta = 2 \text{ mm}$ i $k = 25$ te uz pretpostavku beskonačne provodnosti lema nalazi se na Slika 30.



Slika 30 Efikasnost izmjenjivača pri različitim α_{cijevi} isparavanja radne tvari (oznake su u W/m^2K)

Iako se α_{cijevi} mijenja tokom isparavanja zbog vrlo malog utjecaja na efikasnost isparivača uzima se konstanta od $\alpha_{cijevi} = 5000$ pri prikazu ovisnosti efikasnosti o $\alpha_{hladjaka}$, pri konstantnim $\delta = 2\text{ mm}$, $k = 25$ te uz pretpostavku beskonačne provodnosti lema nalazi se na Slika 31.



Slika 31 Efikasnost izmjenjivača pri različitim α fama na strani hladnjaka (oznake su u W/m^2K)

U teorijskom slučaju kada se omogućilo da je površina lima unutar hladnjaka ujednačene temperature rashladni kapacitet isparivača bi bio (Tablica 14):

$$\Phi_{stranice} = \alpha_{hladnjaka} * A_{stranice} * (T_{hladnjaka} - T_{isparavanja}) \quad (33)$$

Tablica 14 Teorijski rashladni kapacitet i udaljenost cijevi

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Ukupno toplinsko opterećenje komore	Φ_{UK}	140.1	W
Teorijski rashladni kapacitet donje horizontalne stranice	$\Phi_{unutarnji, hg}$	21.6	W
Teorijski rashladni kapacitet vertikalnih stranica	$\Phi_{unutarnji, v}$	149	W
Teorijski rashladni kapacitet gornje horizontalne stranice	$\Phi_{unutarnji, hd}$	8.64	W
Ukupni teorijski rashladni kapacitet	$\Phi_{uk, rashladno}$	179.2	W

Udaljenost između cijevi na vertikalama i donjoj horizontali	W	100	mm
Udaljenost između cijevi na gornjoj horizontali	W	50	mm

Kako bi se osiguralo potrebni rashladni kapacitet uređaja, održalo pad tlaka u isparivaču na minimumu te ostavilo određenu sigurnosnu rezervu odabire se da je razmak između cijevi isparivača 100 mm na vertikalama te donjoj horizontali, a kako bi se kompenzirao učinak prirodnog gradijenta temperature odabrano je da na gornjoj horizontali cijevi budu razmaknute 50 mm. Pri tom razmaku stvarni rashladni kapacitet iznosi 94% teorijskog odnosno 168.5 W.

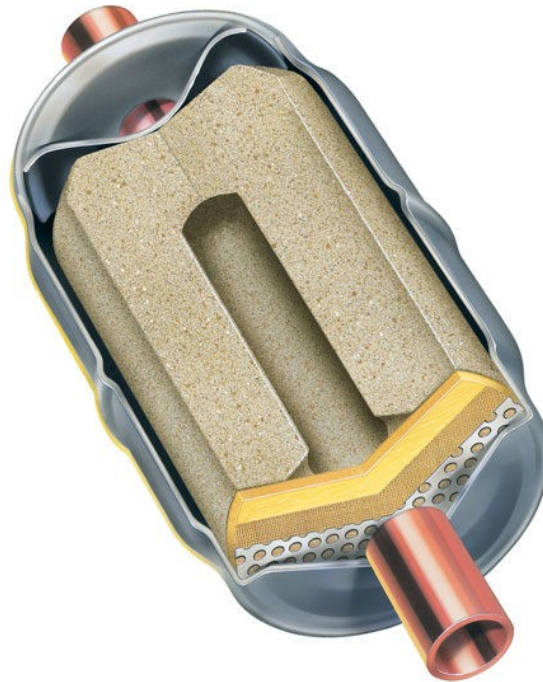
Pri tim dimenzijama isparivača ukupna duljina iznosi 38 m. Uz pomoć programske skripte pisane u Python programskom jeziku (nalazi se u Prilogu) dobiveni pad tlaka iznosi 6216 Pa.

Kod izbora cijevi uzima se cijev od bakra tip K koja u slučaju da je žarena ima maksimalan radni tlak od 66 bara, dok pri korištenju vučene bakrene cijevi tipa K ima radni tlak od 130 bara[21]. Navedene vrijednosti zadovoljavaju visoke tlakove koje se javljaju pri ambijentalnim temperaturama radne tvari R170 kada uređaj je isključen iz napajanja.

5.3. Povrat ulja

Ulja obavljaju višestruku ulogu u kompresoru. Osim glavne zadaće podmazivanja uređaja pomažu kod hlađenja elektromotora te poboljšava brtvljenje pri kompresiji i na taj način smanjuju propuštanje kompresora. Zbog toga je važan odabir odgovarajućeg ulja s radnom tvari kako bi se postiglo željeni rezultat. Današnja ulja su uglavnom sintetička te zahvaljujući svojim svojstvima svojtvima lakše podnose ekstremne uvjete kojima su izloženi te produljuju radni vijek uređaja. Jedan od problema kojem su ulja podložna je kada u rashladnom sustavu dođe do kontaminacije vlagom. Spoj ulja i vlage tvori kiselinu te mijenja viskoznost i svojstva ulja. Zbog nastanka kiseline dolazi do ranijeg otkazivanja rada kompresora i problema s hlađenjem. Neki od načina sprječavanja tih problema je vakuumiranje sustava prije puštanja u rad te ugradnja filter sušača ispred komponenta koje treba zaštititi (uglavnom u kapljevinskom

vodu ispred ekspanzijskih ventila, a prije kontrolnog stakalca)[9]. Primjer takvog filtera nalazi se na Slika 32.



Slika 32 Filter sušać [22]

Filter se mijenja kada je sadržaj vlage u sustavu prevelik (ima li vlage u sustavu može se provjeriti preko kontrolnog stakalca, primjer se nalazi na Slika 33), kada se vrši zamjena dijelova sustava, kada se otvara sustav i kada je pad tlaka kroz filter prevelik. U slučaju izgaranja elektromotora kompresora potrebno je ugraditi u „burn-out-filter” na usisni vod te zamijeniti radnu tvar kao i ulje u uređaju.



Slika 33 Kontrolno stakalce [23]

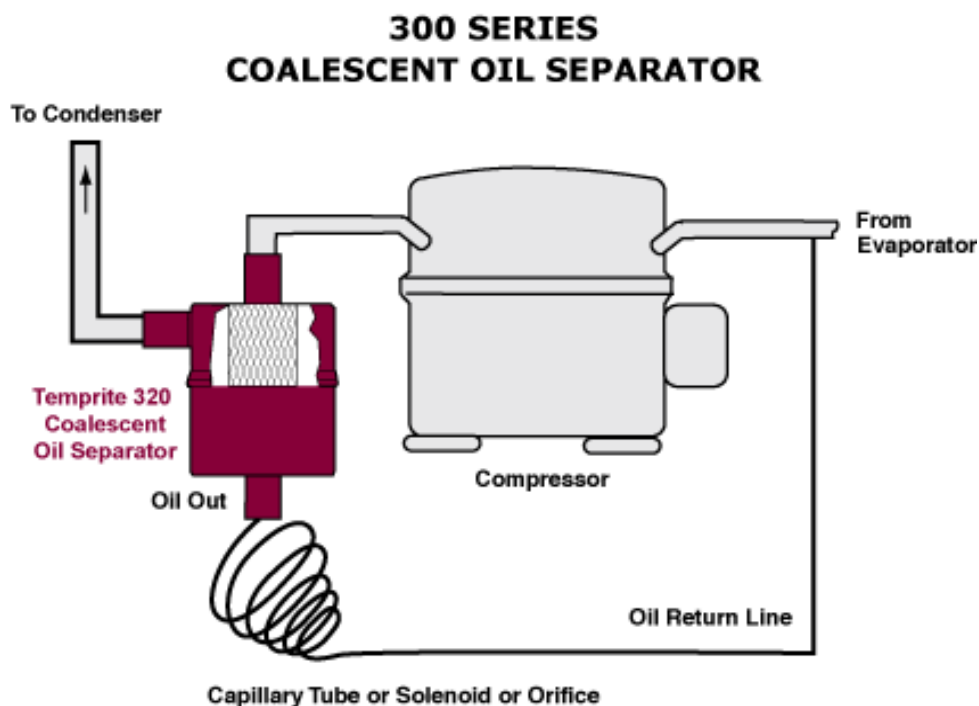
Ugljikovodici kao radne tvari se kemijski kompatibilne s mnogim vrstama maziva koje se upotrebljavaju unutar rashladnih sustava. Zbog velike topivosti mineralnog ulja u kombinaciji s ugljikovodicima potrebno je koristiti ulja niže topivosti ili povećane viskoznosti kako bi se kompenziralo moguće razrjeđivanje ulja. Takva pojava može uzrokovati pjenjenja ulja što pak dovodi do povećanog trošenja kliznih površina kompresora. Jedan od načina za sprječavanje pojave pjenjena ulja je dodavanje silikona i silikata, ali takve smjese nisu kompatibilne u uporabi s ugljikovodicima.

Tip ulja koji se koristi u ovom rashladnom sustavu s radnom tvari R170 je Polyolester ulje (POE 22). Važnost odabira odgovarajućeg odvajača ulje je u tome što u slučaju neadekvatnosti dolazi do kruženja ulja kroz cijeli rashladni sustav uzrokujući manjak ulja u kompresoru, taloženja ulja u isparivaču (na taj način se smanjuje učinkovitost isparivača te dolazi do problema s hlađenjem) i mogućnost začepljena kapilarne cjevčice.

Odabrani model odvajača ulja od tvrtke Temprite za ULT primjene, malene kapacitete i radnu tvar R170 je iz serije 300, a naziv modela 320[24]. Primjer takvog odvajača ulja nalazi se na Slika 34, dok prikaz spajanja na sustav nalazi se na Slika 35. Maksimalni radni tlak iznosi 44.5 bara.



Slika 34 Odvajač ulja Temprite 320 [24]



Slika 35 Spajanje odvajača ulja na rashladni sustav [25]

5.4. Međuzmjenjivač

Uloga međuzmjenjivača je da povezuje gornju i donju kaskadu uređaje te osigura prijenos toplinskog toka s donje kaskade na gornju kaskadu. Pri tom procesu događa se da radna tvar (R170) iz donje kaskade kondenzira i pothlađuje se, a radna tvar iz gornje kaskade (R290) isparava i pregrijava se. Izabrani parametri tlakova kondenzacije i isparavanja izravno utječu na efikasnost i učinkovitost rada sustava. Kod previsoko odabranih temperatura kondenzacije donje kaskade u međuzmjenjivaču pojavljuje se rizik prevelikih kompresijskih omjera, mogućnost približavanja tlakova kompresije koji graniče s konstrukcijskim limitom kompresora te previsokim izlaznim temperaturama radne tvari što negativno utječe na maziva ulja. U slučaju prenisko odabranih tlakova kondenzacije moguć je nedovoljan protok radne tvari kroz isparivač, a samim time i nedovoljan rashladni kapacitet.

Specifikacije preka kojemu je odabran međuzmjenjivač nalaze se u Tablica 15.

Tablica 15 Parametri odabira međuzmjenjivača

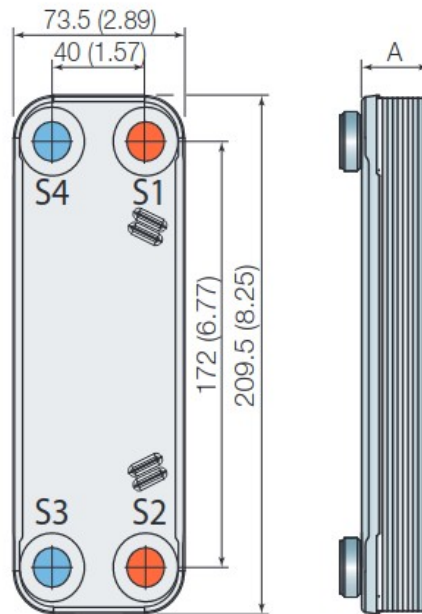
Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Tlak kondenzacije u međuzmjenjivaču	$p_{kond, R170}$	10.64	bar
Tlak isparavanja u međuzmjenjivaču	$p_{isp, R290}$	1.11	bar
Maseni protok R170	$q_{m, R170}$	1.77	kg/h
Maseni protok R290	$q_{m, R290}$	3.85	kg/h
Učin međuzmjenjivača	$\Phi_{međuzmjenjivač}$	290.9	W

Odabrani model je ACK16 od tvrtke Alfa Laval. Model je dizajniran specifično za kaskadne sustave u rashladnoj tehnici. Navedena komponenta nalazi se na Slika 36.



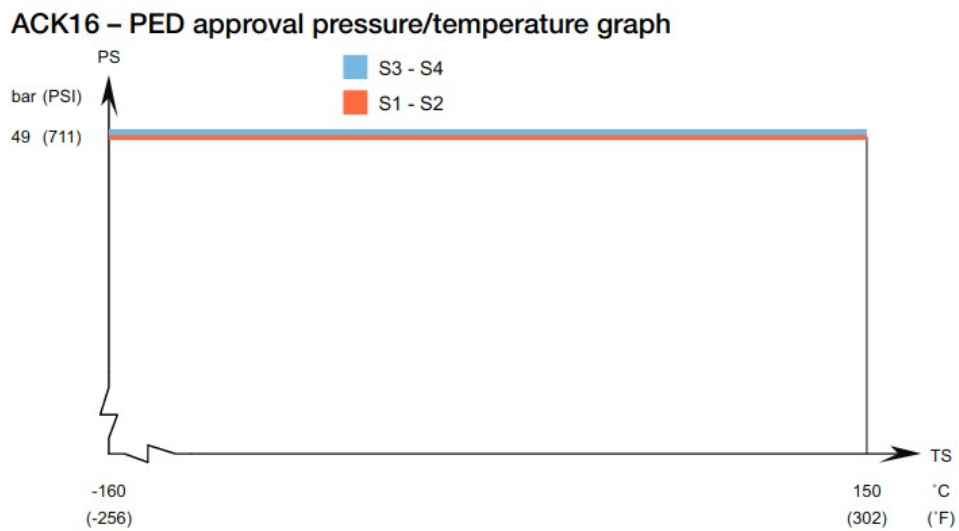
Slika 36 Alfa laval ACK16 [26]

Odlikuje ga kompaktnost, minimalno održavanje, jednostavna instalacija te izrada bez brtvi između ploča. Dimenzije uređaja dane su na Slika 37. Dimenzija A se mijenja u dogovoru s proizvođačem u ovisnosti o potrebnom kapacitetu prema kojemu se dodaju ploče kako bi se osigurala potrebna izmjena topline. Minimalan broj ploča je 4, dok maksimalan je 60. Konekcije na ostatak sustava, pokrovne ploče te ploče unutar izmjenjivača napravljene su od nehrđajućeg čelika, a materijal korišten za postupak lemljenja je bakar. Unutar izmjenjivača najveća dopuštena veličina čestica je 1.1 mm. Prednost kompaktnosti osim u prostornom aspektu očituje se i kod manje količine potrebne radne tvari u sustavu. ACK16 je dizajniran za paralelan tok fluida. Zahvaljujući izboru materijala pogodan je za korištenje s većinom HFC, HFO i prirodnim rashladnim tvarima.



Slika 37 Dimenzije ACK16 [26]

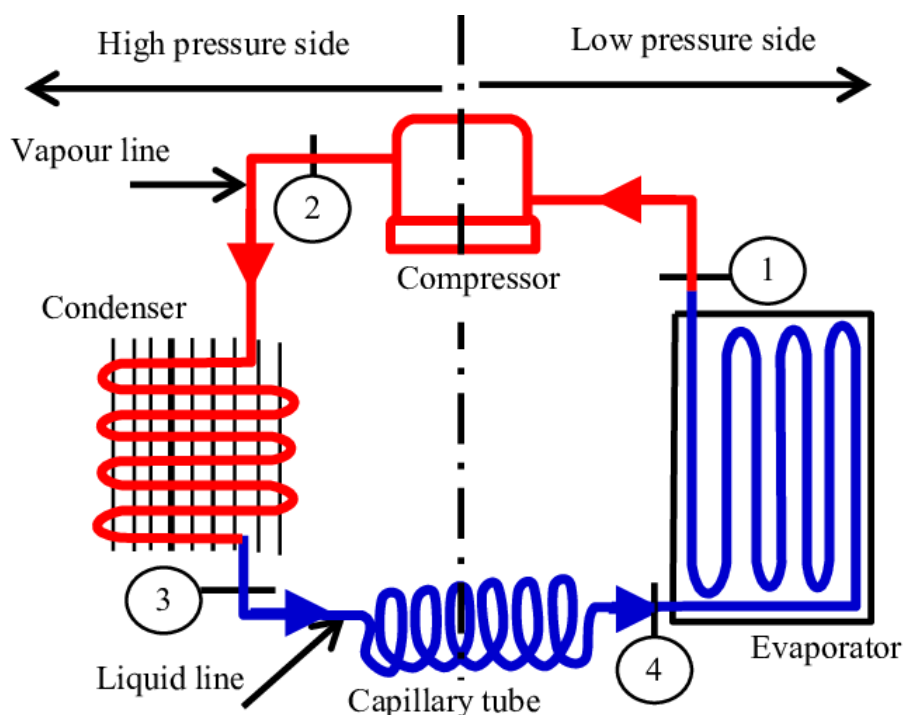
Zahvaljujući tehnologiji lemljenja s bakrom izbjegava se korištenje brtvi koje bi mogle predstavljati slabu točku kod visokih tlakova. Na Slika 38 se nalazi diagram radnog područja međuizmjenjivača ACK16.



Slika 38 Radno područje međuizmjenjivača ACK16 [26]

5.5. Prigušna cijev

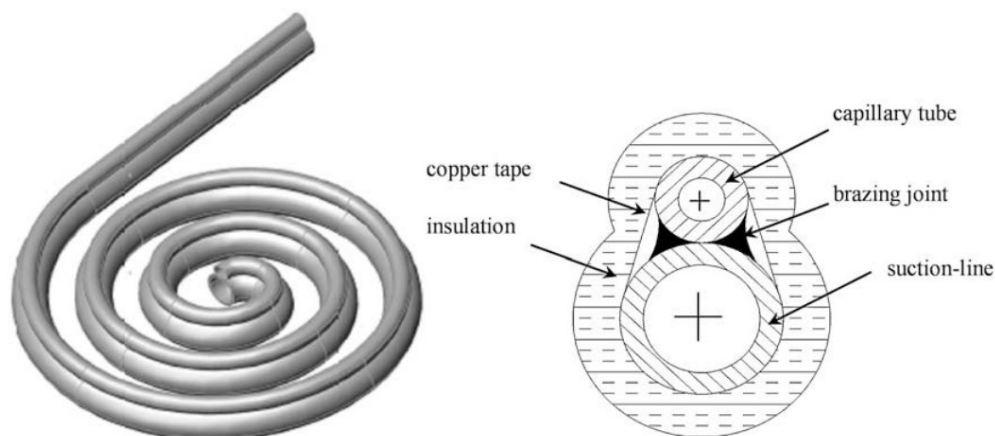
U rashladnim sustavima pad tlaka od kondenzatora prema isparivaču vrši se pomoću ekspanzijskih ventila ili kapilarne cijevi. Iako se tako gubi mogući koristan rad koji bi radna tvar mogla obaviti pri svojoj ekspanziji zbog jednostavnosti uređaja i smanjena mogućnosti kvara odabire se gubitak energije. Ekspanzijski ventili i kapilarne cijevi zajedno s kompresorom čine komponente koje dijele sustav na visokotlačni i niskotlačni dio. Kapilarne cijevi primjenjuju se u uređajima u kojima se očekuje uglavnom konstantno i maleno toplinsko opterećenje te u hermetički zatvoreni kompresorima. Njihova mana u usporedbi s ekspanzijskim ventilima je da nemaju povratnu informaciju o stanju radne tvari na kraju isparivača i mogućnost promjene protoka radne tvari pa s toga može doći do velikog pregrijanja radne tvari. Jedna od prednosti kapilarne cijevi je njihova jednostavnost, dostupnost i cjenovno su vrlo prihvatljive. Shematski prikaz lokacije kapilarne cijevi nalazi se na Slika 39.



Slika 39 Podjela sustava na visokotlačni i niskotlačni dio [27]

Kapilarna cijev u suštini je dugačka cijev malenoga promjera smještena između kondenzatora i isparivača koja zbog smanjenog promjera uzrokuje trenje u fluidu te na taj način dolazi do pada tlaka. Iako jednostavna dizajnom potreban je proračun komponente kako bi se osiguralo optimalan pad tlaka i dovoljan protok radne tvari kroz sustav. Kako bi se uštedjelo na prostoru

kapilarne cijevi uglavnom su zakrivljene te tvore zavojnicu kao na Slika 41. Povećanje efikasnosti sistema moguće je omotavanjem kapilarne cijevi oko usisne cijevi kompresora koja zbog svoje niže temperature preuzima određeni toplinski tok na sebe te tako povećava učin isparivača. Tada se više ne radi o adijabatskoj kapilarnoj cijevi nego o dijabatskoj. Prikaz takve konfiguracije nalazi se na Slika 40.



Slika 40 Izometrijski prikaz i presjek diabatke kapilare [28]



Iako nema pokretnih dijelova za razliku od ekspanzijskih ventila i kontrole pregrijanja, kapilarana cijev će varirati protok u ovisnosti o tlakovima isparivača te kondenzatora. U slučaju povećanja razlike tlakova dolazi do povećanja protoka kroz kapilarnu cijev i obrnuto. Zahvaljujući tom svojstvu kapilarana cijev ima veliki raspon radnih tlakova kroz koji obavlja

zadaću u slučaju promjene parametara uređaja, ali s povećanjem odmaka od projektirane radne točke pada i efikasnost. Zbog toga je od krucijalne važnosti pravilno dimenzioniranje.

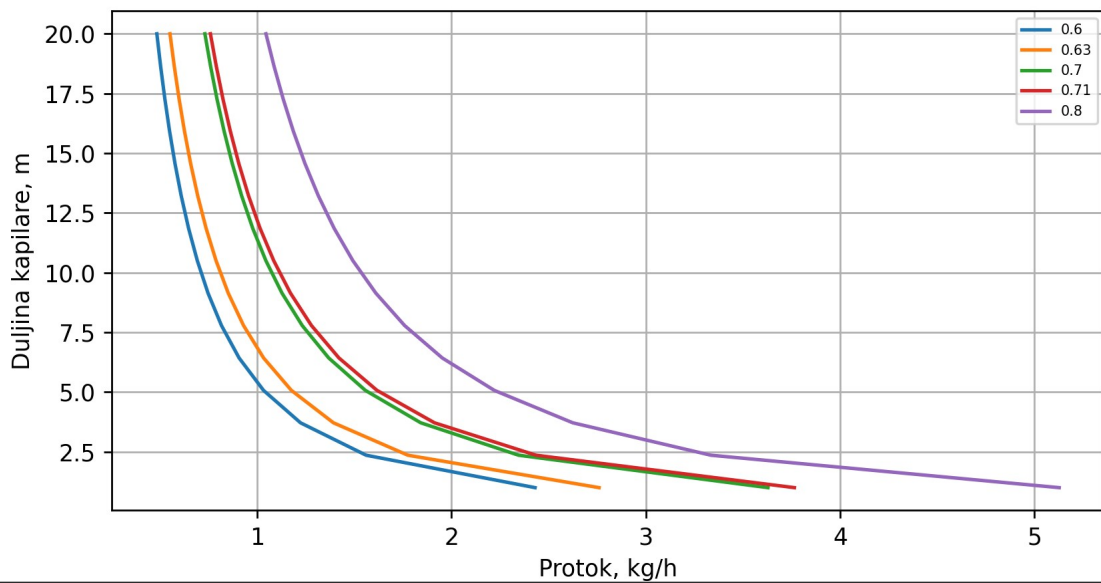
Svi glavni dijelovi rashladnog sustava (kompresor, kondenzator, kapilarna cijev i isparivač) su povezani u seriju tako način uvelike utječu jedan na drugoga. U slučaju predugačke cijevi, premalenog promjera ili prevelikoga broja zavojnica dolazi do povećanja otpora te smanjenja radnog kapaciteta koji je manji od kapaciteta kompresora za projektiranu radnu točku. Tada dolazi do problema premalo radne tvari u isparivaču, preniskog tlaka u isparivaču i velikog pregrijanja radne tvari. U isto vrijeme dolazi do gomilanja radne tvari u kondenzatoru te stvaranja većeg tlaka na izlazu iz kompresora. Nastankom veće razlike u tlakovima isparivača i kondenzatora kapilarna cijev propušta veću količinu radne tvari kroz sustav te se stvara nova ravnotežna radna točka, ali pod cijenu dodatne neefikasnosti sustava.

Problemi koji nastaju u slučaju predimenzioniranja kapilarne cijevi kao što su preveliki promjer ili premala duljina su povećanje tlakova isparivanja, smanjenje pregrijanja radne tvari te povećanja mogućnosti zalijevanja kompresora radnom tvari. S druge strane dolazi do smanjenja pothlađenja u kondenzatoru i manjeg izlaznog tlaka iz kompresora. Približavanjem tlakova kompresije i isparavanja smanjuje se kompresijski omjer što uzrokuje veće dobave kompresora te se ostvaruje nova radna točka sustava. U slučaju da kompresor ne može podržati povećani protok radne tvari u isparivaču doći će do zalijevanja kompresora i mogućeg kvara sustava.

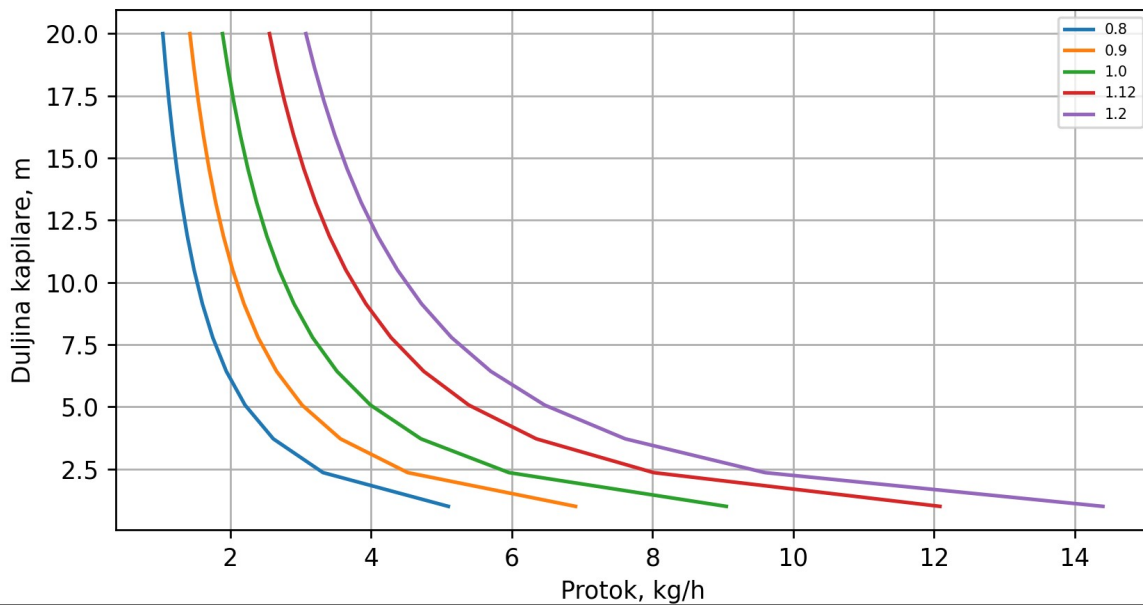
Zbog navedenih razloga iznimno je važno da sustavi s kapilarnim cijevima imaju točno određenu količinu radne tvari jer u protivnom može doći do uništavanja kompresora i nepravilnog rada.

Prednost kapilarne cijevi napram ekspanzijskog ventila očituje se i kada uređaj ne radi. Tada dolazi do izjednačavanja tlaka na visokotlačnoj i niskotlačnoj strani sistema te onda pri ponovnom pokretanju uređaja kompresor ne treba savladavati velike kompresijske omjere. Na taj način moguća je ušteda jer se pri izboru modela kompresora može se odabrati jeftiniji model. [7]

Kod proračuna kapilare važno je da se zadovolji potreban pad tlaka, maseni protok radne tvari te minimalnu i maksimalnu preporučenu duljinu kapilare. Na Slika 42 može se vidjeti ovisnost protoka radne tvari o promjeru i duljini kapilare za donju kaskadu te na Slika 43 za gornju kaskadu. Algoritam za dobivanje rezultata nalazi se u prilogu.



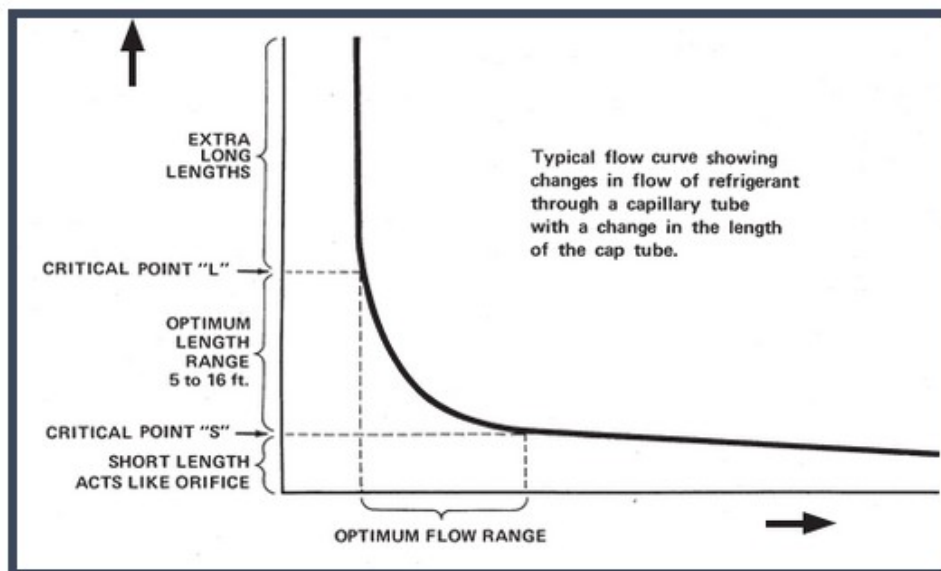
Slika 42 Ovisnost protoka o duljini kapilare za različite promjere (oznake su u mm) – donja kaskada



Slika 43 Ovisnost protoka o duljini kapilare za različite promjere (oznake su u mm) – gornja kaskada

Kod odabira važno je da se ostane u području optimalne duljine kako je prikazano na Slika 44. Na slici postoje dvije kritične točke unutar kojih treba biti duljina kapilare L i K. Kod potreba za smanjenjem protoka produljenje kapilare se isplati samo do točke L jer nakon toga

sve je neekonomično te nemoguće. Duljine kraće od kritične točke S treba izbjegavati pod svaku cijenu jer tada i minimalno skraćenje kapilara uzrokuje preveliki protok radne tvari. Iskustvena preporuka je držati se duljine između 1.5 m do 5 m duljine [30].



Sli

ka 44 Prikaz optimalnog područja rada kapilare [30]

Odabrane duljine i promjeri kapilara nalaze se u Tablica 16. U ovom rashladnom sistemu koristi se adijabatska kapilara.

Tablica 16 Odabrani promjeri te duljine kapilare gornje i donje kaskade

Parametar	Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
Maseni protok R170	$q_{m,R170}$	1.42	kg/h
Promjer kapilare donje kaskade	d_{R170}	0.63	mm
Duljina kapilare donje kaskade	L_{R170}	4	m
Maseni protok R290	$q_{m,R290}$	3.94	kg/h
Promjer kapilare gornje kaskade	d_{R290}	1	mm
Duljina kapilare gornje kaskade	L_{R290}	5	m

5.6. Cjevovod

Postupak proračuna cjevovoda provodi se prema izračunatim protocima po pojedinim dionicama na način da brzine strujanja moraju odgovarati prema sljedećim vrijednostima:

- Brzina strujanja u usisnom vodu: 8 – 12 m/s
- Brzina strujanja u tlačnom vodu: 10 – 15 m/s
- Brzina strujanja u kapljevinskom vodu: 0.4 - 1.2 m/s

Temeljem navedenih vrijednosti proračunava se promjer potrebne cijevi te se onda odabire najadekvatnija standardna cijev od proizvođača.

Jednadžba kontinuiteta glasi:

$$q_{m,RT} = \rho * w * \frac{d^2 * \pi}{4} \quad (34)$$

Gdje je:

ρ - gustoća radne tvari (kg/m³)

w - odabrana brzina strujanja (m/s)

d - promjer cijevi (m)

Iz čega slijedi da promjer cijevi iznosi:

$$d = \sqrt{\frac{4 * q_{m,RT}}{\rho * w * \pi}} \quad (35)$$

Nakon toga slijedi odabir standardne cijevi te provjera zadovolja li navedena tražene uvjete brzine:

$$w_{kor} = \frac{4 * q_{m,RT}}{\rho * d^2 * \pi} \quad (36)$$

Tablica 17 Odabrani promjeri cijevi te stvarne brzine protoka

Parametar	Oznaka cijevi	Stvarna brzina strujanja	Mjerna jedinica
Tlačna cijev donje kaskade	DN 4	5.70	m/s
Kapljevinska cijev donje kaskade	DN 10	0.93	m/s
Usisna cijev donje kaskade	DN 6	10.37	m/s
Tlačna cijev gornje kaskade	DN 4	8.67	m/s
Kapljevinska cijev gornje kaskade	DN 15	1.07	m/s
Usisna cijev gornje kaskade	DN 9	8.61	m/s

6. ZAKLJUČAK

Cilj ovog rada bio je proračun ULT (ultra low temperature) hladnjaka koji se koriste za skladištenje cjepiva, medicinskih uzoraka te raznih drugih potrepština koje zahtijevaju temperaturu okoline od -80°C . Proračun opterećenja opterćenja napravljen je preko proračuna transmisije te infiltracije. Pri vanjskim uvjetima od 20°C , izolacije od poliuretana i VIP (vakuum izolacijske ploče) panela te projektnom temperaturom od -80°C uređaj je toplinski opterećen sa 140 W. Odabrani rashladi sustav za takve uvijete je kaskadni s prirodnim radnim tvarima etanom (R170) u donjoj kaskadi te propanom (R290) u gornjoj kaskadi. Cilj je bio iskoristiti pozitivna termodinamička svojstva pojedinih tvari na radnim temperaturama u kojima obavljaju svoj ciklus. Odabrani kompresor donje kaskade je od tvrtke EMBARCO , a naziv modela je Embarco NT 2192ULT, dok za gornju kaskadu odabrana je kondenzacijska jedinica od tvrtke Danffos modela OP-LCNC011NYA11G. Isparivač je napravljen u izvedbi „tube on sheet” gdje se tehnikom lemljenja cijevi pričvršćuje na lim. Pri proračunu isparivača bilo je potrebno odabrati veličinu, vrstu te razmak između cijevi kako bi se održala što bolja uniformnost temperature na unutrašnjoj strani lima, a s druge strane da se ne uzrokuje preveliki pad tlaka tijekom isparavanja. Odabrana je bakrena cijev 3/8” tipa K [21] kako bi se izdržalo visoke tlakove koje nastaju pri okolišnim temperaturama za radnu tvar R170. Nakon proračuna utvrđeno je da optimalna razmak između cijevi donje horizontalne te vertikalnih stranica iznosi 100 mm, dok razmak od 50 mm je korišten pri gornjoj horizontalnoj stranici zbog temperaturnog gradijenta koji nastaje u hladnjaku po visini. Kako bi se osiguralo potreban pad tlaka od visokotlačne na niskotlačnu stranu sustava korištene su kapilarne cijevi. U slučaju gornje kaskade odabran je promjer od 1 mm te duljina od 5 m, a u slučaju donje kaskade odabran je promjer od 0.63 mm te duljina od 4 m.

LITERATURA

- [1] <https://www.phchd.com/global/biomedical/preservation/ultra-low-freezers>
- [2] https://betterbuildingssolutioncenter.energy.gov/sites/default/files/attachments/ult_demo_report.pdf
- [3] <https://www.kingspan.com/meati/en-in/product-groups/insulation/insulation-boards/optim-r>
- [4] <https://www.shutterstock.com/image-illustration/2d-diagram-air-conditioning-refrigeration-cycle-1678112242>
- [5] <https://www.secop.com/ult>
- [6] <https://slidetodoc.com/thermodynamics-an-engineering-approach-8-th-edition-in/>
- [7] <https://www.achrnews.com/articles/142282-all-you-need-to-know-about-hvac-capillary-tubes-part-1>
- [8] <https://www.youtube.com/watch?v=-ZkiEs-mHWQ>
- [9] V.Soldo, Podloge za predavnje iz Projektiranje rashladnih sustava, FSB
- [10] <https://repozitorij.unin.hr/islandora/object/unin%3A919/datastream/PDF/view>
- [11] https://quickfield.com/natural_convection.htm
- [12] <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/heat-transfer/heat-losses/insulation-materials/thermal-conductivity-of-polyurethane-foam/>
- [13] <https://solarenergy-shop.ch/en/solar-heatingwarm-water/34-high-vacuum-insulation-30mm-vip-00045-w-m-k.html>
- [14] <https://www.phchd.com/global/biomedical/preservation/Product-Technology/advanced-frost-control-and-EZlatch>
- [15] <https://www.medgadget.com/2018/07/strategic-overview-of-ultra-low-temperature-freezer-market-with-primary-manufacturers-by-type-upright-ult-freezers-chest-ult-freezers-etc-during-2018-2022.html>
- [16] Genetron Properties Suite
- [17] Coolprop 6.4.1
- [18] <https://www.cantas.com/urunpdf/embraco-compressors-catalogue-2017.pdf>
- [19] <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>

- [20] John A Duffie, William A. Beckman; Solar Engineering of Thermal Processes, University of Wisconsin-Madison, Fourth Edition
- [21] https://www.engineeringtoolbox.com/copper-tubes-dimensions-pressure-d_84.html
- [22] <https://www.achrnews.com/articles/145687-how-to-diagnose-partially-restricted-filter-driers>
- [23] <https://www.sanhuaeurope.com/apa/products/sight-glass/sight-glass-series-syj>
- [24] <https://temprite.com/products/coalescent-oil-separators/300-series/model-320/>
- [25] <https://temprite.com/products/coalescent-oil-separators/300-series/>
- [26] <https://assets.alfalaval.com/documents/pe7745521/alfa-laval-ac16-product-leaflet-en.pdf>
- [27] https://www.researchgate.net/figure/Schematic-illustration-and-components-layout-of-the-refrigeration-system-1-Evaporator_fig1_349961233
- [28] Mohd. Kaleem Khan, Ravi Kumar, Pradeep K. Sahoo, Experimental investigation on diabatic flow of R-134a through spiral capillary tube, International Journal of Refrigeration, Volume 32, Issue 2, 2009
- [29] <https://www.linquip.com/blog/capillary-tube-refrigeration/>
- [30] <https://www.rsl.ca/resources/references/capillary-tubing-info>

PRILOZI

- I. Python algoritam
- II. Tehnička dokumentacija

PRILOG I

```

def pad_tlaka(Qo, te, tc, dT_pot, dT_pre, L_isp, d_u, fluid):
    #L_isp - duljina isparivača, d_u - unutarnji promjer cijevi isparivača, dT_pot -
    iznos pothlađenja
    #N - broj sekcija, dT_pre - pregrijanje na izlazu iz isparivača
    # d - [mm] L - [mm]
    #imports
    import numpy as np
    from numpy import log, pi, tanh, sqrt
    from CoolProp.CoolProp import PhaseSI, PropsSI, HAPropsSI
    import statistics

    #konstante

    N = int(input('Broj sekcija :'))

    #Za navedeni slučaj broj sekcija ne smije preći 25

    g = 9.80665 #[m/s^2]

    #tlak kondenzacije
    p_c = PropsSI('P','Q',0,'T',tc + 273.15,fluid) #[Pa]

    #tlak isparivanja
    p_e = PropsSI('P','Q',0,'T',te + 273.15,fluid) #[Pa]

    #surface tension
    sigma = PropsSI('I','P',p_e,'Q',0,fluid)

    #pothlađenje
    t4 = tc - dT_pot #dT_pot - pothlađenje

    p4 = p_c

    h4 = PropsSI('H','P',p4,'T',t4 + 273.15,fluid) #[J/kg] entalpija RT nakon
    pothlađenja

    h5 = h4 #h5 - entalpija na ulazu u isparivač

    p5 = p_e #p5 - tlak isparivanja

    t_izl = PropsSI('T','P',p5,'Q',1,fluid) + dT_pre #[K]

    h_izl = PropsSI('H','P',p5,'T',t_izl,fluid) #entalpija na izlazu - početni podatak za
    iteraciju

    mi_l = PropsSI('viscosity','P',p5,'Q', 0 ,fluid) #[Pas] viskoznost kapljevine faze
    mi_g = PropsSI('viscosity','P',p5,'Q', 1 ,fluid) #[Pas] viskoznost parne faze
    rho_l = PropsSI('D','P',p5,'Q', 0 ,fluid) #[kg/m3] gustoća kapljevine faze

```

```

rho_g = PropsSI('D','P',p5,'Q', 1 ,fluid) #[kg/m3] gustoća parne faze
m_rt = Qo/(h_izl - h5) #maseni protok radne tvari

h = []
X = []
rho = []
p = []
Re_lo = []
Re_go = []
f_lo = []
f_go = []
deltaP = []
p.append(p5)
h.append(h5)
X.append(PropsSI('Q', 'H', h[0], 'P', p[0], fluid))
rho.append(PropsSI('D', 'H', h[0], 'P', p[0], fluid))
for i in range(1,N,1):
    h.append(h[i-1] + (Qo/N)/m_rt)
    X.append(PropsSI('Q','P',p[0],'H', h[i] ,fluid))
    if X[i] >= 1:
        print('U', i ,'-toj sekciji dolazi do pregrijanja!!')
    else:
        rho.append(PropsSI('D','P',p[0],'Q', X[i] ,fluid))
        w = (m_rt/rho[i])*4/((d_u/1000)**2*pi)
        rho_sr = (rho[i] + rho[i-1])/2 #srednja gustoca za sekciju
        X_sr = (X[i] + X[i-1])/2 #srednji X za sekciju
        Re_lo.append(w*(d_u/1000)*rho_sr/mi_l)
        Re_go.append(w*(d_u/1000)*rho_sr/mi_g)

    if mi_l/mi_g<1000:
        if Re_lo[i-1] > 2000:

```

```

    f_lo.append(0.0791/((Re_lo[i-1])**0.025)))
else:
    f_lo.append(16/(Re_lo[i-1]))

if Re_go[i-1] > 2000:
    f_go.append(0.0791/((Re_go[i-1])**0.025)))
else:
    f_go.append(16/(Re_go[i-1]))

E = (1-X_sr)**2+X_sr**2*(rho_l/rho_g)*(f_go[i-1]/f_lo[i-1])

F = X_sr**(0.78)*(1-X_sr)**(0.224)

H = (rho_l/rho_g)**(0.91)*(mi_g/mi_l)**(0.19)*(1-mi_g/mi_l)**(0.7)

rho_h = (X_sr/rho_g + (1-X_sr)/rho_l)**(-1)

Fr = (rho_sr*w)**2/(g*(d_u/1000)*rho_h**2)

We = ((rho_sr*w)**2*(d_u/1000))/(sigma*rho_h)

deltaP.append(2*f_lo[i-1]*(rho_sr*w)**2/((d_u/1000)*rho_l)*(E+(3.24*F*H)/
(Fr**(0.045)*We**(0.035)))*(L_isp/1000)/N)

else:
    print('Za zadane ulazne vrijednosti, ne upada u Feridelove izraze')

pad_tlaka = sum(deltaP)

return pad_tlaka

def L_kapilara(m, hin, te=, tc= dsub=, fluid="):
    # imports
    import numpy as np
    from numpy import log, pi
    from CoolProp.CoolProp import PhaseSI, PropsSI

    # input operating conditions and mass flow rate
    pe = PropsSI('P','T',te + 273.15,'Q',1,fluid) # [Pa]
    pc = PropsSI('P','T',tc + 273.15,'Q',1,fluid) # [Pa]

    # choose inner diameter
    D = 1.2/1000 # [m] available capillary tube inner diameter [mm]: 0.6, 0.63, 0.7,
    0.71, 0.8, 0.9, 1, 1.12, 1.2, 1.25, 1.4, 1.5, 1.6

    # mass flux
    G = m/(D**2*pi/4) # [kg/sm2]

    # reference point
    h3 = hin
    phase = PhaseSI('P',pc,'H',h3,fluid) # [-]
    if phase == 'twophase':

```

```

    print('Stanje tvari na ulazu u kapilaru je: dvofazno!')
    p1 = pc # [Pa]
    pr = p1 # [Pa]
    p3 = PropsSI('P','T',ph_iter(tc,h3) + 273.15,'Q',0,fluid) # [Pa]
    vr = 1 / PropsSI('D','P',p1,'H',h3,fluid) # [m3/kg]
elif phase == 'liquid':
    print('Stanje tvari na ulazu u kapilaru je: kapljevina!')
    pr = PropsSI('P','T',ph_iter(tc-dtsub,h3) + 273.15,'Q',0,fluid) # [Pa]
    p1 = pr # [Pa]
    p3 = pr # [Pa]
    vr = 1 / PropsSI('D','P',p1,'Q',0,fluid) # [m3/kg]
else:
    print('Greška kod proračuna reference point stanja na ulazu u kapilaru!')
p3_dls = p3/pr # [-]

# dimensionless pressure
pin_dls = pc / pr # [-]
pout_dls = pe / pr # [-]

# beta
beta = (1.63e5/p3**0.72)*p3_dls/(1+(1.63e5/p3**0.72)*(p3_dls-1)) # [-]

# dimensionless mass flux
G_dls = G * (vr/pr)**0.5 # [-]

# choked pressure: when the flow through the capillary tube is choked, the
reduced choked pressure at the exit plane is:
pch_dls = beta**0.5 * G_dls # [-]

# dynamic viscosity at the entrance of two-phase region
dinVisIn = PropsSI('viscosity','P',pc,'T',tc - dtsub + 273.15,fluid) # [Pas or kg/sm]
dinVisTp = PropsSI('viscosity','P',p1,'H',h3,fluid) # [Pas or kg/sm]

# friction factor of capillary tube
C1 = 0.23; C2 = 0.216
fin = C1 * (G * D / dinVisIn)**(-C2)
ftp = C1 * (G * D / dinVisTp)**(-C2)

# Lenght for non choked flow
if pch_dls < pout_dls:
    L = 2*D*(pin_dls-1)/(fin*G_dls**2) + 2*D/ftp*log(pout_dls/(beta+(1-
beta)*pout_dls)) - 2*D/(ftp*G_dls**2*(1-beta)) * (pout_dls-1-beta/(1-
beta)*log(beta+(1-beta)*pout_dls))
# Lenght for choked flow
elif pch_dls >= pout_dls:
    L = 2*D*(pin_dls-1)/(fin*G_dls**2) + 2*D/ftp*log((beta**0.5*G_dls)/(beta+(1-
beta)*beta**0.5*G_dls)) - 2*D/(ftp*G_dls**2*(1-beta)) * (beta**0.5*G_dls-1-beta/(1-
beta)*log(beta+(1-beta)*beta**0.5*G_dls))

# return of function results
return D, L # [mm], [m]

def m_kapilara(L, D, hin, te=, tc=, dtsub=, fluid="):
    # imports
    import numpy as np
    from numpy import log, pi, sqrt
    from CoolProp.CoolProp import PhaseSI, PropsSI

```

```

# input operating conditions
pe = PropsSI('P','T',te + 273.15,'Q',1,fluid) # [Pa]
pc = PropsSI('P','T',tc + 273.15,'Q',1,fluid) # [Pa]

# reference point
h3 = hin
phase = PhaseSI('P',pc,'H',h3,fluid) # [-]
if phase == 'twophase':
    print('Stanje tvari na ulazu u kapilaru je: dvofazno!')
    p1 = pc # [Pa]
    pr = p1 # [Pa]
    p3 = PropsSI('P','T',ph_iter(tc,h3,fluid) + 273.15,'Q',0,fluid) # [Pa]
    vr = 1 / PropsSI('D','P',p1,'H',h3,fluid) # [m3/kg]
elif phase == 'liquid':
    print('Stanje tvari na ulazu u kapilaru je: kapljevina!')
    pr = PropsSI('P','T',ph_iter(tc-dtsub,h3,fluid) + 273.15,'Q',0,fluid) # [Pa]
    p1 = pr # [Pa]
    p3 = pr # [Pa]
    vr = 1 / PropsSI('D','P',p1,'Q',0,fluid) # [m3/kg]
else:
    print('Greška kod proračuna reference point stanja na ulazu u kapilaru!')
p3_dls = p3/pr # [-]

# dimensionless pressure
pin_dls = pc / pr # [-]
pout_dls = pe / pr # [-]

# beta
beta = (1.63e5/p3**0.72)*p3_dls/(1+(1.63e5/p3**0.72)*(p3_dls-1)) # [-]

# dynamic viscosity at the entrance of two-phase region
dinViscIn = PropsSI('viscosity','P',pc,'T',tc - dtsub + 273.15,fluid) # [Pas or kg/sm]
dinViscTp = PropsSI('viscosity','P',p1,'H',h3,fluid) # [Pas or kg/sm]

# friction factor of capillary tube
C1 = 0.23; C2 = 0.216

# m-prediction solution for choked flow
mp = D**2*pi/4 * (2/C1*(D**(1+C2))/L)*(pr/(vr*dinViscIn**C2))*(pin_dls-
1+(1+beta*(log(beta)-1))/(1-beta)**2)**(1/(2-C2))

# predicted mass flux
Gp = mp/(D**2*pi/4) # [kg/sm2]

# predicted dimensionless mass flux
Gp_dls = Gp * (vr/pr)**0.5 # [-]

# predicted choked pressure: when the flow through the capillary tube is choked,
the reduced choked pressure at the exit plane is:
pch_dls = beta**0.5 * Gp_dls # [-]

# m-prediction solution for non choked flow
if pch_dls < pout_dls:
    mp = D**2*pi/4 * (2/C1*(D**(1+C2))/L)*(pr/(vr*dinViscIn**C2))*(pin_dls-1-
((pout_dls-1)/(1-beta)-beta/(1-beta)**2*log(beta+(1-beta)*pout_dls))))*(1/(2-C2))

# predicted friction factor of capillary tube
finp = C1 * (Gp * D / dinViscIn)**(-C2)
ftpp = C1 * (Gp * D / dinViscTp)**(-C2)

```

```

# calculate choked mass flux
m = D**2*pi/4 * sqrt( ((pin_dls-1)-finp/ftpp*((beta**0.5*Gp_dls-1)/(1-beta)-
beta/(1-beta)**2*log(beta+(1-beta)*beta**0.5*Gp_dls)))/(L*finp/(2*D)-finp/
ftpp*log(beta**0.5*Gp_dls/(beta+(1-beta)*beta**0.5*Gp_dls))) * pr/vr )

# mass flux
G = m/(D**2*pi/4) # [kg/sm2]

# dimensionless mass flux
G_dls = G * (vr/pr)**0.5 # [-]

# choked pressure: when the flow through the capillary tube is choked, the
reduced choked pressure at the exit plane is:
pch_dls = beta**0.5 * G_dls # [-]

# m-prediction solution for non choked flow
if pch_dls < pout_dls:
    m = D**2*pi/4 * sqrt( ((pin_dls-1)-finp/ftpp*((pout_dls-1)/(1-beta)-beta/(1-
beta)**2*log(beta+(1-beta)*pout_dls)))/(L*finp/(2*D)-finp/ftpp*log(pout_dls/
(beta+(1-beta)*pout_dls))) * pr/vr )

# return of function results
return m

```