

Utjecaj napunjenosti rashladnog uređaja radnom tvari na njegove radne karakteristike

Dergestin, Denis

Undergraduate thesis / Završni rad

2018

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:235:617170>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-22**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Denis Dergestin

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Dr. sc. Marino Grozdek, dipl. ing.

Student:

Denis Dergestin

Zagreb, 2018.

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

Zahvaljujem se mentoru.dr.sc. Marinu Grozdeku koji je bio uvijek spreman pomoći i obitelji koji su mi omogućili da studiram.

Denis Dergestin



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klusa:	
Uč.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Denis Dergestin** Mat. br.: **0035198193**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Utjecaj napunjenosti rashladnog uređaja radnom tvari na njegove radne karakteristike**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Influence of a refrigerant charge on performance of a refrigeration system**

Opis zadatka:

Potrebno je provesti analizu utjecaja napunjenosti rashladnog uređaja radnom tvari na njegove radne karakteristike na postojećem rashladnom uređaju smještenom u Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje, Fakulteta strojarstva i brodogradnje.

U radu je potrebno:

- o U literaturi istražiti utjecaj manjka i viška radne tvari u rashladnom uređaju na njegove radne karakteristike.
- o Nacrtati shemu postojećeg rashladnog uređaja s prikazom svih linijskih, elektroničkih i regulacijskih elemenata te procijeniti utjecaj manjka/viška radne tvari u sustavu na radne karakteristike pojedine komponente.
- o Izmjeriti radne karakteristike rashladnog uređaja; temperature, tlakove, učinak isparivača i kondenzatora te snagu kompresora za područje hlađenje od -5°C do -20°C i različit stupanj napunjenosti sustava.
- o Provesti potrebne termodinamičke proračune te analizirati i komentirati dobivene rezultate.


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

Zadatek zadan:
30. studenog 2017.

Rok predaje rada:
1. rok: 23. veljače 2018.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.
3. rok: 21. rujna 2018.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.
3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadan:


Džc. dr. sc. Marino Grozdek

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	1
2. RADNE KARAKTERISTIKE RASHLADNIH UREĐAJA.....	4
2.1. Učink isparivača i kondenzatora	4
2.2. Kriteriji za prijelaz na višestupanjsku kompresiju.....	8
2.3. Snaga kompresora	10
3. PUNJENJE SUSTAVA	13
3.1. Punjenje u parnoj fazi	13
3.2. Punjenje u kapljevitoj fazi.....	15
4. UTJECAJ NAPUNJENOSTI SUSTAVA.....	20
4.1. Prenapunjenost i podnapunjenost sustava radnom tvari	20
5. MJERNA LINIJA I POSTUPAK MJERENJA.....	41
5.1. Mjerna linija.....	41
5.2. Provođenje mjerenja i rezultati	42
5.3. Analiza rezultata mjerenja	43
6. ZAKLJUČAK.....	46
LITERATURA.....	47

POPIS SLIKA

Slika 1.	Tijek korištenja radnih tvari kroz povijest [3].....	2
Slika 2.	Osnovni rashladni proces	4
Slika 3.	a) Shell&Tube kondenzator b) zrakom hlađen kondenzator [4]	6
Slika 4.	Proces s promjenom temperature hlađenja [2]	8
Slika 5.	Rad kompresora u p-v dijagramu [2]	9
Slika 6.	Proces s promjenom temperature okoline [2].....	10
Slika 7.	Snaga kompresora u ovisnosti o temperaturi isparavanja [2].....	11
Slika 8.	Promjena snage kompresora od početka hlađenja do balansne točke [2]	12
Slika 9.	Shematski prikaz punjenja parnom fazom [6].....	14
Slika 10.	Punjenje kapljevitom fazom pomoću gravitacije [6]	16
Slika 11.	Punjenje kapljevitom fazom prema kondenzatoru i sakupljaču kapljevine [6].....	17
Slika 12.	Shematski prikaz "piercing" ventila [6]	18
Slika 13.	Shematski prikaz punjenja parnom i kapljevitom fazom [4]	19
Slika 14.	Utjecaj propuštanja radne tvari na faktor hlađenja rashladnika kapljevine [7].....	20
Slika 15.	Utjecaj propuštanja radne tvari na rashladni učinak rashladnika kapljevine [7]...	21
Slika 16.	Shematski prikaz mjernog uređaja [8].....	22
Slika 17.	Pregrijanje u odnosu na pothlađenje za termoekspanzijski ventil [8]	24
Slika 18.	Pregrijanje u odnosu na pothlađenje za prigušnicu [8]	25
Slika 19.	Predviđeno punjenje u odnosu na stvarno punjenje za termoekspanzijski ventil [8]	26
Slika 20.	Predviđeno u odnosu na stvarno punjenje za prigušnicu [8].....	27
Slika 21.	Stvarni rashladni proces u uređaju [9].....	27
Slika 22.	Shematski prikaz jednostavnog rashladnog uređaja [9]	28
Slika 23.	Shematski prikaz automobilskog rashladnog uređaja [10].....	34
Slika 24.	Rashladni učinak isparivača za različite brzine kompresora i masu punjenja [10]	35
Slika 25.	Snaga kompresora za različite brzine kompresora i masu punjenja [10]	35
Slika 26.	Temperature na kraju kompresije za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]	36
Slika 27.	Faktor hlađenja za različite brzine kompresora i mase punjenja [10].....	37
Slika 28.	Tlak kondenzacije za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]	37
Slika 29.	Tlak isparavanja za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]	38
Slika 30.	Izlazna temperatura zraka na isparivaču [10].....	38
Slika 31.	Pothlađenje za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]	39
Slika 32.	Pregrijanje za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]	40
Slika 33.	Rashladni učinak za različiti postotak punjenja	43
Slika 34.	Snaga kompresora za različiti postotak punjenja	44
Slika 35.	Faktor hlađenja za različiti postotak punjenja	44
Slika 36.	Učinak kondenzatora za različiti postotak punjenja.....	45

POPIS TABLICA

Tablica 1. Podaci o mjernom uređaju [8]	23
Tablica 2. Ispitni uvjeti [8]	23
Tablica 3. Rezultati mjerenja jednostavnog rashladnog uređaja [9]	29
Tablica 4. Rezultati mjerenja.....	42

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

Crteži:

1-1-2018 Shema spajanja i regulacije

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
CL	-	predviđena razina punjenja
c_p	$\text{kJ}/(\text{kg K})$	specifični toplinski kapacitet pri konst.tlaku
h_1	J/kg	specifična entalpija na ulazu u kompresor
h_2	J/kg	specifična entalpija nakon kompresije
h_3	J/kg	specifična entalpija nakon pothlađenja
h_4	J/kg	specifična entalpija nakon prigušivanja
k	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$	koeficijent prolaza topline
m	kg	masa
P	W	snaga kompresora
$P_{ef\ max}$	W	efektivna snaga kompresora
p_i	bar	tlak isparavanja
P_{is}	W	snaga potrebna za izentropsku kompresiju
p_K	bar	tlak kondenzacije
P_{liqv}	kPa	tlak u kapljevinskom vodu
P_{ref}	kPa	referentni tlak
P_{suct}	kPa	tlak u usisnom vodu
P_{inst}	W	instalirana snaga kompresora
T	K	apsolutna temperatura
T_o	K	temperatura hlađenja
T_{ok}	K	temperatura okoliša
U	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$	koeficijent prolaza topline
V_u	m^3/kg	usisni volumen kompresora (volumen usisavanja)
$q_{m,RT}$	kg/s	maseni protok radne tvari
q_0	J/kg	specifični rashladni učinak isparivača
q_K	J/kg	specifični rashladni učinak kondenzatora
w	J/kg	specifični rad kompresije

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
ΔT	°C	temperaturna razlika
ΔT_{ref}	°C	referentna temperaturna razlika
ΔT_{sc}	°C	temperaturna razlika pothlađenja
ΔT_{sh}	°C	temperaturna razlika pregrijanja
ε_{hl}	-	faktor hlađenja
η_{el}	-	gubici u namotaju i željezu elektromotora
η_{i-is}	-	izentropski stupanj djelovanja
η_m	-	mehanički stupanj djelovanja
ϑ	°C	Celzijeva temperatura
ϑ_i	°C	temperatura isparavanja
ϑ_k	°C	temperatura kondenzacije
ϑ_p	°C	temperatura pothlađenja
ϑ_{ok}	°C	temperatura okoliša
Φ_k	W	toplinski tok kondenzatora
Φ_o	W	rashladni učinak
$\Phi_{o,isp}$	W	rashladni učinak isparivača
$\Phi_{o,komp.}$	W	rashladni učinak kompresora

SAŽETAK

Ključne riječi: radne karakteristike, napunjenost sustava, podnapunjenost sustava, prenapunjenost sustava

U sklopu završnog rada preddiplomskog dijela studija strojarstva provedena je analiza utjecaja napunjenosti rashladnog sustava radnom tvari na radne karakteristike. Analiza je potkrijepljena provedenim eksperimentom u rasponu napunjenosti sustava od 70% do 130%. U prvom dijelu rada je dan pregled radnih karakteristika rashladnih sustava i mogućih načina punjenja sustava radnom tvari. Nakon toga je slijedila analiza podnapunjenosti i prenapunjenosti rashladnih sustava iz literature kojom je pokazan utjecaj na rad i radne karakteristike rashladnih sustava. Zatim je slijedilo provođenje eksperimenta te analiza dobivenih rezultata mjerenja s kojima su se potvrdio utjecaj na radne karakteristike pokazanih iz literature. U prilogu rada se nalazi i shema spajanja i regulacije mjerne linije korištene u eksperimentu.

SUMMARY

Key words: performance of a refrigeration unit, charge, undercharge, overcharge

As a part of bachelor's degree thesis in mechanical engineering analysis of the influence of a refrigerant charge on performance of a refrigeration unit has been carried out. Analysis has been supported with the experiment with charge levels ranging from 70% to 130%. In the first part of the thesis were given different performances of a refrigeration unit and different methods of refrigerant charging. Then followed the analysis of undercharge and overcharge of refrigeration units based on the literature from which the influence of a refrigerant charge on performance of a refrigeration unit has been shown. After that, the experiment has been carried out as well as the analysis of results, which confirmed the influence of a refrigerant charge of a refrigeration unit previously described. A scheme of regulation of refrigerant line used for the experiment is in the attachment.

1. UVOD

Tehničko hlađenje bavi se hlađenjem neke tvari ili materije na temperaturu nižu od temperature okoline. Putem rashladnog uređaja toplina se prenosi s toplinskog spremnika niže temperature preko radnog medija na toplinski spremnik više temperature, okolinu, uz privedenu kompenzacijsku energiju u obliku mehaničkog rada ili toplinske energije. Prijenos topline s toplinskog spremnika niže temperature izvodi se na isparivaču, a prijenos topline na toplinski spremnik više temperature izvodi se na kondenzatoru. [1] U početku rashladne tehnike koristile su se prirodne radne tvari, ali se njihova primjena napustila zbog sigurnosnih nedostataka kao što su zapaljivost i otrovnost i počele su se koristiti sintetičke radne tvari (CFC i HCFC) tridesetih godina 20. stoljeća. Otkriveno je da te radne tvari imaju negativan utjecaj na razgradnju ozona i ozonskog omotača. Zbog toga se na Montrealskom protokolu 1987. godine donijela odluka o smanjenju uporabe tih radnih tvari za 50% kojom su se, nakon dvije izmjene, potpuno zabranile CFC i HCFC radne tvari. Rashladna tehnika se okrenula HFC radnim tvarima koje imaju ODP=0 (Ozone Depletion Potential), ali imaju visoki GWP (Global Warming Potential) broj i koje uzrokuju efekt staklenika. Zbog toga je 1997. godine usvojen Kyoto protokol, a na snagu je stupio od 2005. Glavni cilj protokola je bio smanjenje emisije stakleničkih plinova za industrijski razvijene zemlje u prosječnom iznosu od pet posto prema razini bazne godine za petogodišnje razdoblje (2008.-2012.). [2]

Uredba (EU) br. 517/2014 o fluoriranim stakleničkim plinovima, takozvana F-gas regulativa, i današnja istraživanja u rashladnoj i klimatizacijskoj tehnici i dizalicama topline sve više usmjeravaju na primjenu prirodnih radnih tvari kao što su amonijak, ugljikov dioksid i ugljikovodici. Primjenjuje se od 01.01.2015. godine, a propisuje postupanje s fluoriranim stakleničkim plinovima tijekom njihovog životnog ciklusa, od proizvodnje do zbrinjavanja. Uredba propisuje i provjeru propusnosti sustava s 5 tona ekvivalenta ugljikovog dioksida ili više. [1]

Time se rashladna tehnika sve više ponovno okreće prirodnim radnim tvarima i rješavanju sigurnosnih nedostataka.



Slika 1. Tijek korištenja radnih tvari kroz povijest [3]

Za dobro i kvalitetno odvijanje rashladnog procesa, radne tvari neposrednih sustava moraju ispunjavati određene uvjete [1]:

1. Termodinamičke osobine:

- niska temperatura isparavanja pri atmosferskom tlaku
- umjereni tlak zasićenja pri temperaturi 35-45 °C
- umjereni kompresijski omjer, kad su ispunjena prva dva uvjeta
- velika latentna toplina isparavanja i kondenzacije
- velika gustoća (mali specifični volumen) pri temperaturi isparavanja
- visoko položena kritična točka
- mala viskoznost
- veliki koeficijent toplinske provodnosti
- veliki dielektrični otpor za rad u hermetičkim i poluhermetičkim kompresorima
- niska točka smrzavanja

2. Sigurnosne osobine:

- nezapaljivost, čista tvar ili u smjesi sa zrakom, uljem i vlagom
- neotrovnost
- neeksplozivnost
- lagano otkrivanje prisutnosti u zrak

3. Funkcionalne osobine:

- nekorozivnost, ne smije otapati materijale konstrukcije
- ne reagiranje fizikalno ili kemijsko s mazivim uljem, naročito uz prisutnost vlage
- fizikalna i kemijska stabilnost

4. Utjecaj na okoliš:

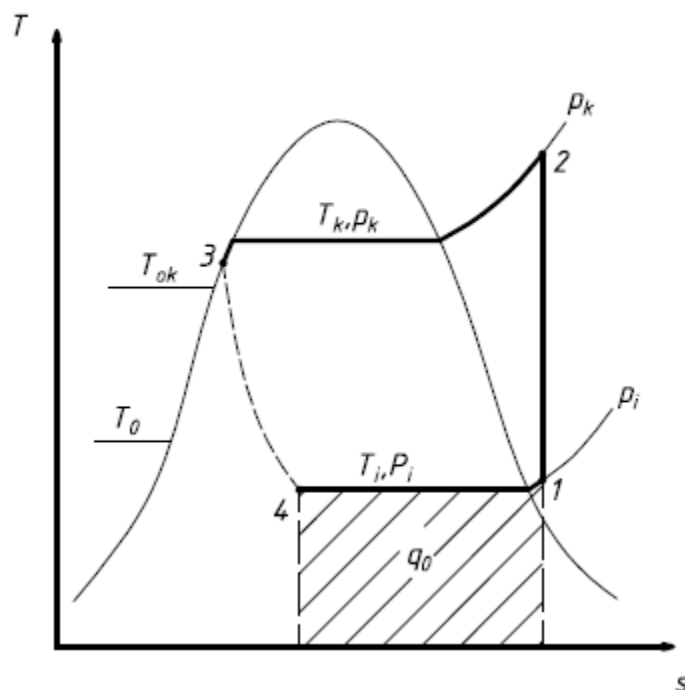
- bez utjecaja na razgradnju ozonskog sloja (ODP=0)
- mali utjecaj na zagrijavanje atmosfere (mali GWP)

Trenutno ne postoji radna tvar koja zadovoljava sve tražene uvjete i zato se izabire radna tvar ovisno o zahtjevima rashladnog procesa i primjene. Može se dogoditi da za određeni temperaturni režim hlađenja i primjenu na raspolaganju imamo više radnih tvari. Tada se odlučujemo za onu radnu tvar koja će nam zadovoljiti sigurnosne i ekološke uvjete, ali i za onu koja će nam omogućiti povoljnije parametre sustava (protočna količina radne tvari, veličina kompresora, dimenzije izmjenjivača i cjevovoda, punjenje sustava) određenih termofizikalnim svojstvima radnih tvari. [1] Radne tvari s velikom toplinom isparavanja imaju općenito manje dimenzije cjevovoda zbog manjeg protoka radne tvari. Radne tvari s visoko položenom kritičnom točkom imaju veću toplinu isparavanja. Gledajući s energetskog i ekološkog stajališta amonijak je najbolja radna tvar. Nezamjenjiva je u industrijskim postrojenjima i industrijskom hlađenju. Međutim, amonijak se ne može razmatrati kao zamjena za HCFC radne tvari, jer agresivno djeluje na bakar, konstrukcijski materijal za freonske sustave, u prisustvu vlage. Iz istog razloga se ne mogu koristiti ni hermetički i poluhermetički kompresori. Gustoća kapljevine određuje koliko će biti punjenje sustava. Tvari s manjom gustoćom kapljevite faze imat će manje punjenje u kilogramima. Postrojenja moraju raditi s punim punjenjem radnom tvari kako bi se omogućio efikasan rad u projektnim uvjetima.

2. RADNE KARAKTERISTIKE RASHLADNIH UREĐAJA

2.1. Učinak isparivača i kondenzatora

Najosnovniji rashladni uređaj sastoji se od isparivača, kompresora, kondenzatora i ekspanzijskog (prigušnog) ventila. Ovisno o daljnoj primjeni i za funkcionalan rad rashladnog uređaja, dodaju se ostali elementi opreme i nadopunjava sustav. Prikaz rashladnog procesa jednog takvog uređaja dan je slikom 2.



Slika 2. Osnovni rashladni proces

Ovakav rashladni proces, s pothlađivanjem kondenzata i pregrijanjem pare, karakterističan je za gotovo sve radne tvari. Izvedba procesa razlikuje se za uređaje s amonijakom koji imaju potopljene isparivače i separator tako da kompresor usisava suhozasićenu paru stanja 1. Pregrijanje pare regulira termoekspanzijski (TEV) ventil s kojim se osigurava da sva radna tvar ispari u isparivaču. Premda se time povećava potrebni specifični rad s nešto višim temperaturama na kraju kompresije, svjesno se dio površine isparivača iskorištava za pregrijanje pare kako bi se spriječio ulazak kapljevine u kompresor i kako ne bi došlo do hidrauličkog udara. Slično se događa i s pothlađivanjem kondenzata, gdje se isto povećava potrebni specifični rad, ali se istovremeno osigurava normalan rad prigušnog ventila bez pojave pare na ventilu i povećava se specifični rashladni učinak. Općenito ako su definirane temperature ϑ_i , ϑ_k i ϑ_p , specifični rashladni učinak q_0 jednog rashladnog procesa jednoznačno

je definiran. [1] Prema tome najveći utjecaj na učinak imaju toplinski spremnici. Specifični rashladni učinak računa se kao razlika entalpija stanja 1 i stanja 4 prema izrazu:

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (1)$$

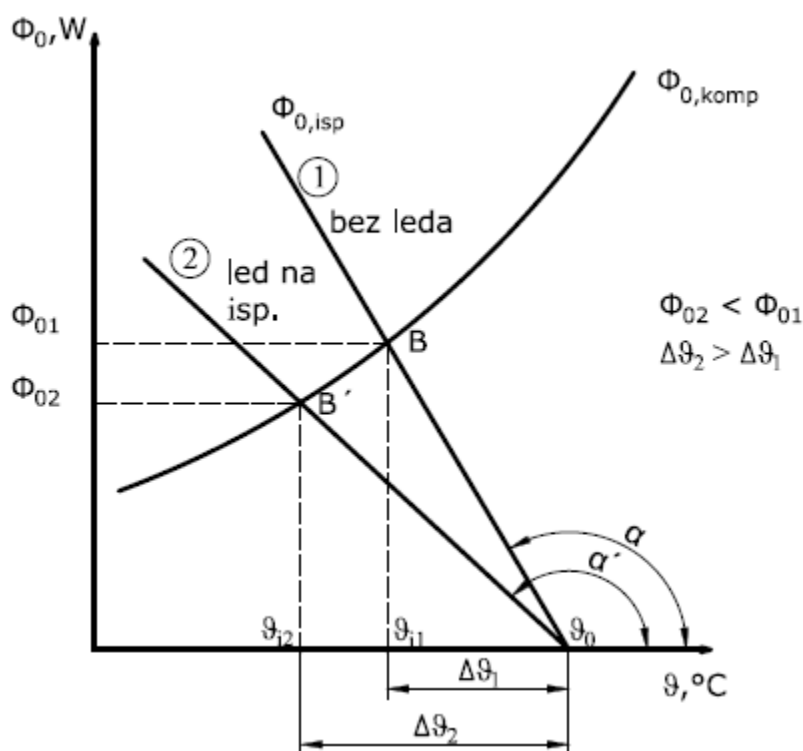
Ukupni rashladni učinak isparivača dobije se množenjem specifičnog rashladnog učinka s protočnom masom radne tvari u sustavi prema izrazu:

$$\Phi_0 = q_{m,RT} \cdot q_0 \quad (2)$$

Prema tome protočnu masu radne tvari u sustavu možemo dobiti korištenjem jednadžbi (1) i (2) te izraz glasi:

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4} \quad (3)$$

Temperatura isparavanja određena je ravnotežnim stanjem koje se zove balansna (radna) točka, $\Phi_{0,isp} = \Phi_{0,komp}$. To je točka u kojoj se sijeku karakteristike isparivača i kompresora. Prikazuje se u $\Phi_0-\vartheta_i$ dijagramu. Dijagram vrijedi samo za konstante temperature kondenzacije i pothlađenja.



Dijagram 1. Rashladni učinak kompresora i isparivača [1]

Rashladni učinak kompresora je sposobnost kompresora da usisa svu paru koja je isparila u isparivaču. Izraz za rashladni učinak kompresora glasi:

$$\Phi_{0,komp} = A_c \cdot s \cdot f \cdot i \cdot \lambda \cdot \rho_{(1)} \cdot q_0 \quad (4)$$

S obzirom da su veličine A_c , s , f , i konstrukcijske veličine, gdje spada i izbor radne tvari, može se reći da je rashladni učinak kompresora funkcija [1]:

$$\Phi_{0,komp} = \Phi_{0,komp}(\text{konstrukcijske veličine}, \vartheta_i, \vartheta_k, \vartheta_p)$$

Rashladni učinak isparivača u $\Phi_0-\vartheta_i$ dijagramu prikazuje se kao linearna funkcija koja ovisi samo o temperaturi isparavanja, ako uvedemo pretpostavku da je umnožak koeficijenta prolaza topline i površine isparivača, $k \cdot A_i$, konstantan. Jako nam je bitno gdje se ta točka nalazi u dijagramu zbog optimiranja procesa. Naime, transport vlage iz proizvoda je intezivniji što je veća temperaturna razlika $\vartheta_0-\vartheta_i$, što može dovesti do stvaranja leda i gubitka na masi hlađenog proizvoda. Uobičajena temperaturna razlika iznosi $\Delta T=10^\circ \text{C}$ ako je u hladionici potrebno osigurati zrak. Temperatura kondenzacije određena je vanjskim stanjem okoliša. Temperaturna razlika ovisi o načinu hlađenja kondenzatora. Ako se kondenzator hladi vodom, uobičajena temperaturna razlika iznosi $\Delta T=5^\circ \text{C}$, a za zrakom hlađene kondenzatore iznosi $\Delta T=10^\circ \text{C}$. Oba tipa kondenzatora prikazana su slikom 3. gdje su prikazani: a) Shell&Tube kondenzator i b) zrakom hlađeni kondenzator.



Slika 3. a) Shell&Tube kondenzator



b) zrakom hlađen kondenzator [4]

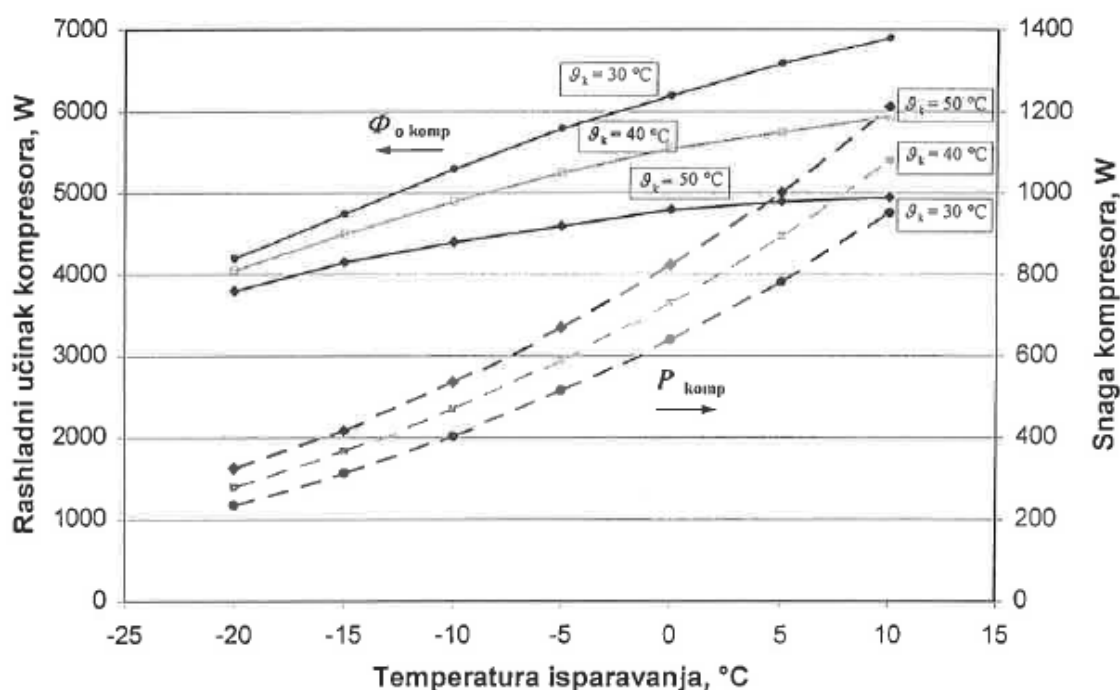
Specifični učinak kondenzatora određen je razlikom entalpija stanja 2 i stanja 3 i glasi:

$$q_K = h_2 - h_3 \quad (5)$$

Ukupni učinak kondenzatora dobije se množenjem s protočnom masom radne tvari i izraz glasi:

$$\Phi_K = q_{m,RT} \cdot (h_2 - h_3) \quad (6)$$

Kao što je već rečeno, najveći utjecaj na učinak imaju toplinski spremnici. Dijagramom 2. dana je promjena rashladnog učinka kompresora s promjenom temperature kondenzacije i temperature isparavanja i ovisnost rashladnog učinka i snage kompresora o temperaturama isparavanja i kondenzacije za radnu tvar R134a.



Dijagram 2. Ovisnost rashladnog učinka i snage kompresora o temperaturama isparavanja i kondenzacije [1]

Iz dijagrama 2. se vidi kako se smanjenjem temperature isparavanja smanjuje rashladni učinak kompresora, ali i potrebna snaga kompresora, jer se s nižom temperaturom isparavanja smanjuje gustoća radne tvari, a time i protočna masa koja daje učinak i snagu kompresora. Slikom 7. prikazana je promjena snage kompresora u ovisnosti o temperaturi isparavanja u P - ϑ_i dijagramu. Isto se događa i s povišenjem temperature kondenzacije, pri čemu se povisuje kompresijski omjer. Faktor hlađenja ε_{hl} ili na eng. COP je omjer rashladnog učinka i potrebne snage kompresora. Taj faktor daje podatak o toplini koja se može podići s T_o na T_{ok} utroškom jedinice snage. Faktor hlađenja je uvijek veći od jedan.

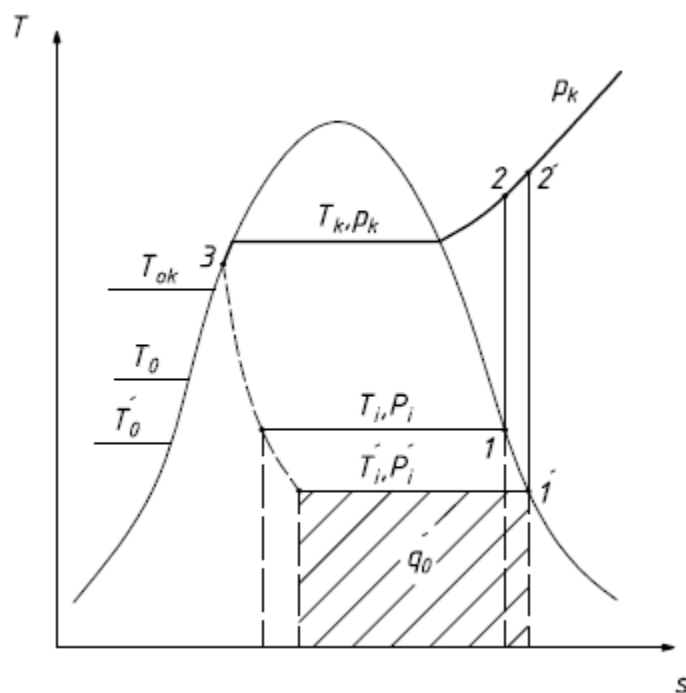
Izraz za faktor hlađenja glasi:

$$\varepsilon_{hl} = \frac{\Phi_0}{P} \quad (5)$$

Pri tome su faktori hlađenja dani za projektno opterećenje i projektne uvjete, što nije isto kao i sezonski faktor hlađenja (SCOP ili SEER) koji se izračunava kao godišnji zahtjev za rashladnom energijom podijeljen s godišnjom potrošnjom električne energije za hlađenje. [5]

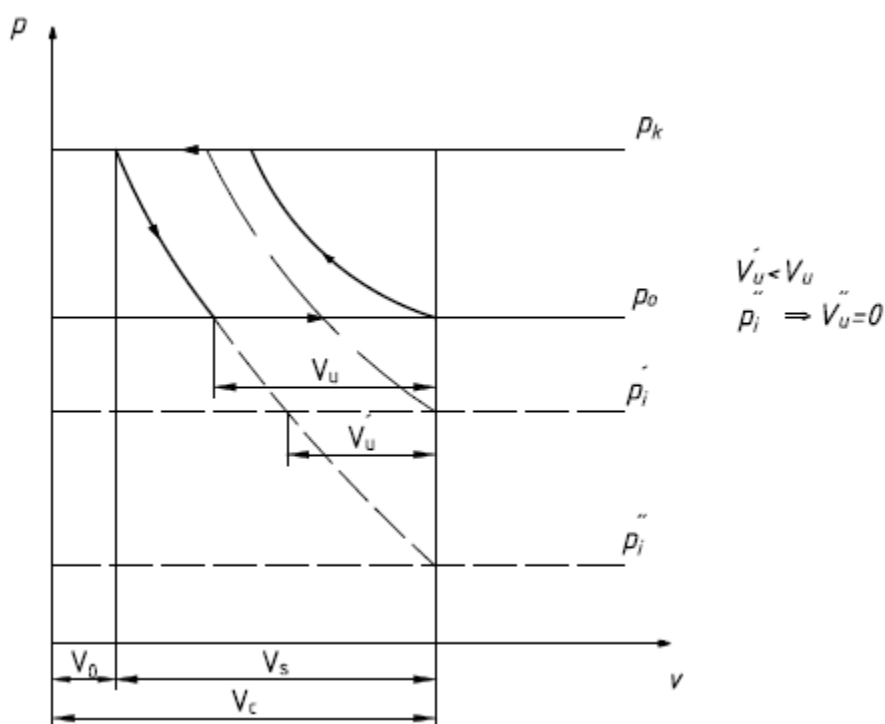
2.2. Kriteriji za prijelaz na višestupanjsku kompresiju

Postoje dva osnovna kriterija za prijelaz na višestupanjsku kompresiju, a to su kompresijski i temperaturni kriterij. Kompresijski kriterij, odnosno I. uvjet, kaže da omjer kompresije ne smije biti veći od 10 do 12, ($p_k/p_i < 10 \div 12$). Temperaturni kriterij, odnosno II. uvjet, kaže da temperature na kraju kompresije ne smiju biti veće od $135 \div 140^\circ \text{C}$ kako ne bi došlo do zapaljenja i nagaranja mazivog ulja u kompresoru. [1] Do mogućeg prekoračenja ova dva uvjeta može doći pri radu rashladnog uređaja pri promjeni temperature hlađenja. Promjenom temperature hlađenja mijenja se i potrebna temperatura isparavanja. Slika 4. prikazuje proces s promjenjivom temperaturom isparavanja kao posljedicom promjene temperature hlađenja.



Slika 4. Proces s promjenom temperature hlađenja [1]

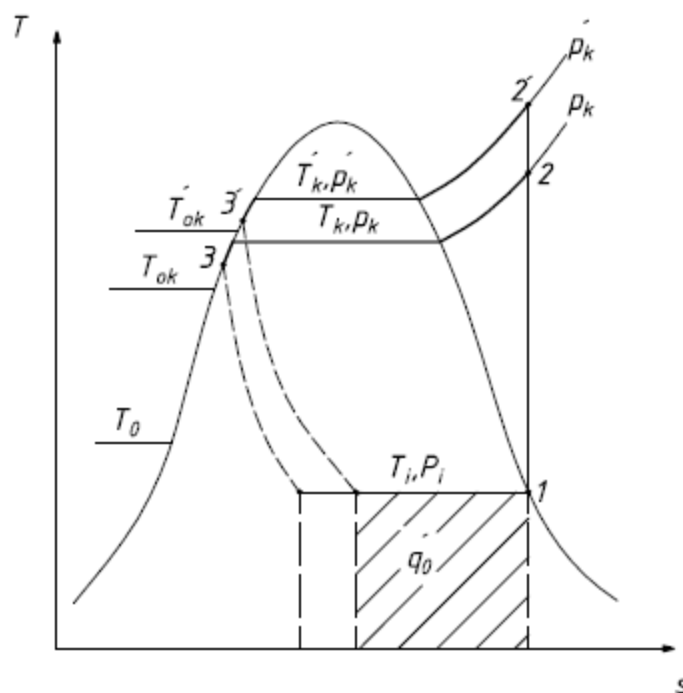
Pri tome se povećava kompresijski omjer s povišenjem temperature na kraju kompresije. Posljedično tome, specifični rashladni učinak se smanjuje. Također, povećanjem kompresijskog omjera mijenja se dobava kompresora. S promjenom temperature isparavanja mijenja se gustoća radne tvari na usisu u kompresor, a time i protočna masa radne tvari s obzirom da umnožak gustoće radne tvari na usisu u kompresor i dobava kompresora (usisni volumen kompresora V_u) čine protočnu masu radne tvari. Slikom 5. prikazan je rad kompresora u p - v dijagramu u kojem se vidi promjena usisnog volumena kompresora s promjenom tlaka isparavanja, odnosno promjenom temperature isparavanja kao posljedica promjene temperature hlađenja. Postoji mogućnost da u graničnom slučaju pri određenom tlaku isparavanja p_i'' , odnosno određenoj temperaturi isparavanja ϑ_i , dobava kompresora bude jednaka nuli.



Slika 5. Rad kompresora u p - v dijagramu [1]

Isto tako kompresijski omjer se mijenja i promjenom temperature okoline pri čemu se mijenja temperatura kondenzacije i pothlađenja. Kao i kod promjene temperature hlađenja, smanjuje se specifični rashladni učinak, a raste temperatura na kraju kompresije. Slikom 6. dan je prikaz procesa s promjenjivom temperaturom kondenzacije kao posljedicom promjenjive temperature okoline. Pri tome prvi i drugi uvjet moraju biti zadovoljeni kako bi se proces mogao ostvariti.

U praksi je moguć i kombinirani porast temperature okoline i pad temperature hlađenja što brzo dovodi proces u kritične radne uvjete. [1]



Slika 6. Proces s promjenom temperature okoline [1]

2.3. Snaga kompresora

S obzirom da drugi zakon termodinamike nalaže da je za odvijanje procesa hlađenja i podizanje s temperature hlađenja T_0 na temperaturu okoline T_{ok} potrebna dodatna kompenzacijska energija, ona se sustavu dovodi u obliku snage kompresora, a može biti dovođena i toplina za apsorpcijske sustave. Specifični rad kompresora za osnovni rashladni proces prikazan slikom 1. izračunava se kao razlika entalpija stanja 2 i stanja 1 i izraz glasi:

$$w = h_2 - h_1 \quad (6)$$

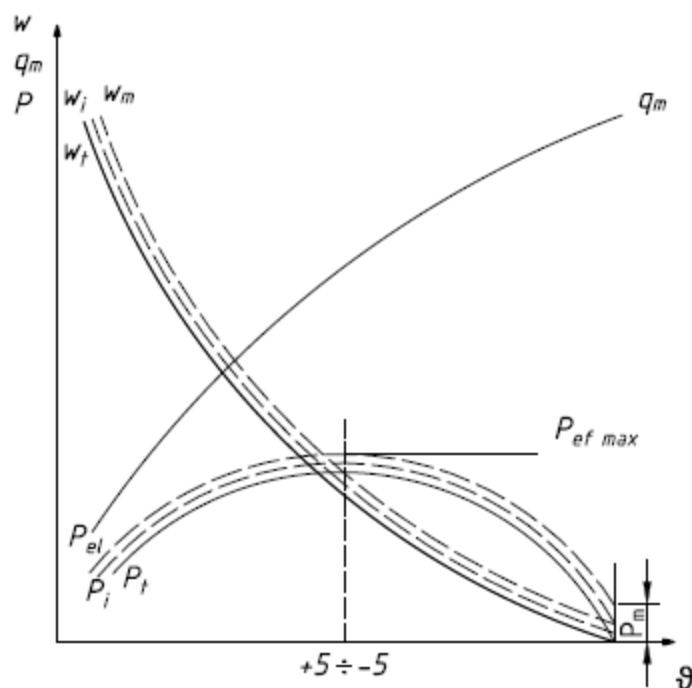
Ukupna snaga kompresora izračunava se množenjem specifičnog rada s protočnom masom radne tvari i izraz glasi:

$$P = q_{m,RT} \cdot (h_2 - h_1) \quad (7)$$

Pri tome treba se uzeti u obzir da izraz dan jednadžbom (7) ne predstavlja instaliranu snagu kompresora, nego samo snagu potrebnu za kompresiju radne tvari (indicirana snaga) koja je veća od snage potrebne za izentropsku kompresiju zbog potrebnog viška specifičnog rada za politropsku kompresiju zbog trenja među česticama plina i plina uz stijenku cilindra, zbog

otpora u usisnim i tlačnim ventilima, zbog zagrijavanja plina u cilindru i propuštanja. [1] Instalirana snaga kompresora dobije se tako da se potrebna snaga za izentropsku kompresiju uveća za indicirani stupanj djelovanja, mehanički stupanj djelovanja i stupanj djelovanja kompresorskog agregata u kojima su sadržani svi gubici prijenosa i trenja i gubici u namotaju i željezu elektromotora:

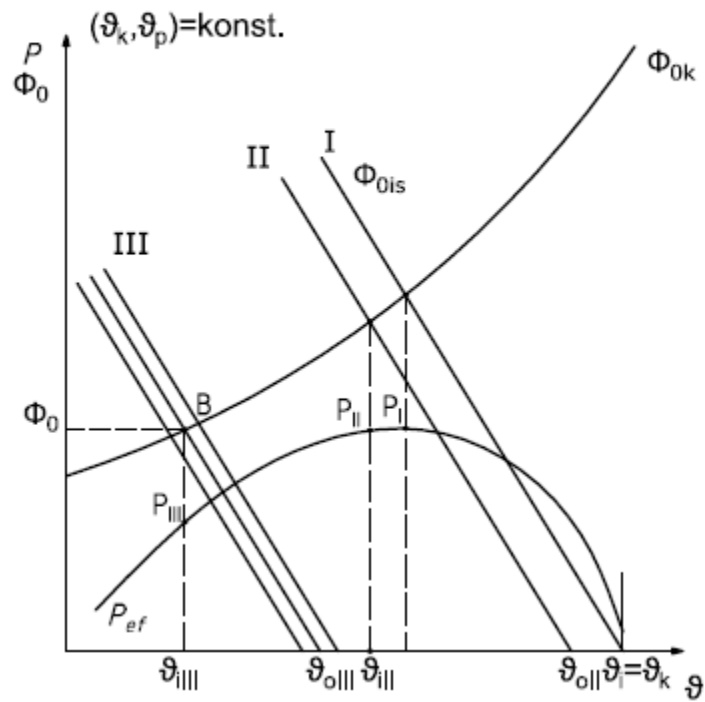
$$P_{inst} = \frac{P_{is}}{\eta_{i-is} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el}} \quad (8)$$



Slika 7. Snaga kompresora u ovisnosti o temperaturi isparavanja [1]

S obzirom da je maksimum snage koju kompresor vuče iz mreže negdje između $+5$ i -5°C , za niže potrebne temperature isparavanja to bi značilo da bi u procesu hlađenja od početne temperature ϑ_{ok} do balansne točke, kompresor morao u svom radu proći kroz taj maksimum. Slikom 8. dan je prikaz promjene snage od početka hlađenja do balansne točke. U prvoj fazi na početku hlađenja, kada je temperatura isparavanja ϑ_i jednaka temperaturi okoline ϑ_{ok} , uspostavlja se početno stanje u rashladnom uređaju gdje je rashladni učinak najveći. Snižavanjem temperature hladionice snižava se i temperatura isparavanja, a raste potrebna snaga za pogon kompresora i maksimalna je kod neke temperature hladionice ϑ_{oII} i odgovarajuće temperature isparavanja ϑ_{iII} . Daljnjim snižavanjem temperature postiže se željeno stanje hladionice ϑ_{oIII} , a time i temperature isparavanja ϑ_{iIII} . Daljna regulacija temperature postiže se termostatom u zadanom intervalu. Međutim u stvarnosti, proces se odvija sporim puštanjem kompresora u rad s prigušenim ventilima koji propuštaju malo kapljevine i malim

tlakovima kako bi temperatura isparavanja u startu bila niska. Iz slike 7. i 8. vidi se da kompresor troši manje snage pri nižim temperatura isparavanja, ali je faktor hlađenja procesa također manji zbog manjeg rashladnog učinka.



Slika 8. Promjena snage kompresora od početka hlađenja do balansne točke [1]

3. PUNJENJE SUSTAVA

Punjenje sustava radnom tvari može se izvesti na više načina. Način punjenja djelomično ovisi i o vrsti radne tvari, ali i o nekim tehničkim zahtjevima. Najosnovnija podjela punjenja sustava radnom tvari je:

- a) punjenje u parnoj fazi
- b) punjenje u kapljevitoj fazi

Ako je potrebno puniti sustav radnom tvari uslijed propuštanja i gubitka značajne količine radne tvari, prvo se mora pronaći mjesto propuštanja, popraviti te testirati na propuštanje nakon popravka. Ako je mjesto propuštanja na niskotlačnoj strani, popravak se izvodi nakon što je sustav ispumpnan (eng. „pumped-down“) [6]

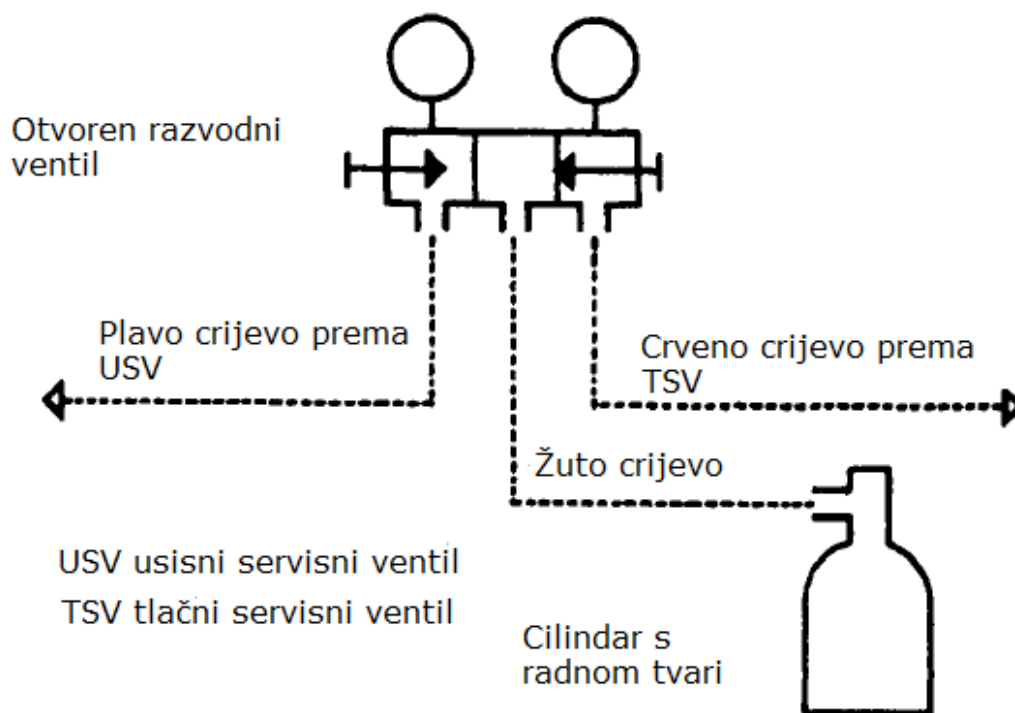
3.1. Punjenje u parnoj fazi

Manji gubitak radne tvari može se primjetiti pojavom mjehurića na pokaznom staklu oglednog stakalca smještenog u kapljevinskom vodu sustava, smanjenju radnog učinka, djelomičnim smrzanjem isparivača te nižim nego uobičajenim radnim tlakovima. Punjenje parnom fazom može se izvesti na niskotlačnoj strani sustava, ako je radna tvar kojom se sustav puni azeotropska smjesa kao što je R502. To znači da se ona ponaša kao jednokomponentna radna tvar. Procedura punjenja parnom fazom je sljedeća [6]:

1. Postaviti mjerne instrumente, podesiti servisne ventile za radno stanje i pustiti postrojenje u rad.
2. Uzeti servisni cilindar s odgovarajućom radnom tvari; to se može utvrditi u papirima opreme, natpisnoj pločici kompresora ili na oznaci termoekspanzijskog ventila.
3. Spojiti žutim crijevom servisni cilindar i sredinu razvodnika.
4. Otvoriti ventil na cilindru, popustiti vezu sa središnjim crijevom na razvodniku i ispuhati zrak iz crijeva.
5. Pritegnuti vezu sa središnjim crijevom i podesiti usisni zaporni ventil na 50% otvorenosti.
6. Polako otvoriti ventil na razvodniku i regulirati ulazak radne tvari s prosječnim usisnim tlakom, npr. 2 bar za radnu tvar R12.
7. Pratiti ogledno stakalce u kapljevinskom vodu i kada nestanu mjehurići, zatvoriti ventil na razvodniku. Ako se nakon kratkog vremena ponovno pojave mjehurići, opet pustiti

malo radne tvari. Kada mjehurići potpuno nestanu, radni tlakovi će se vratiti u normalu, a isparivač će biti potpuno zaleđen.

Slikom 9. dan je shematski prikaz punjenja parnom fazom s bitnim elementima za punjenje i rasporedom.



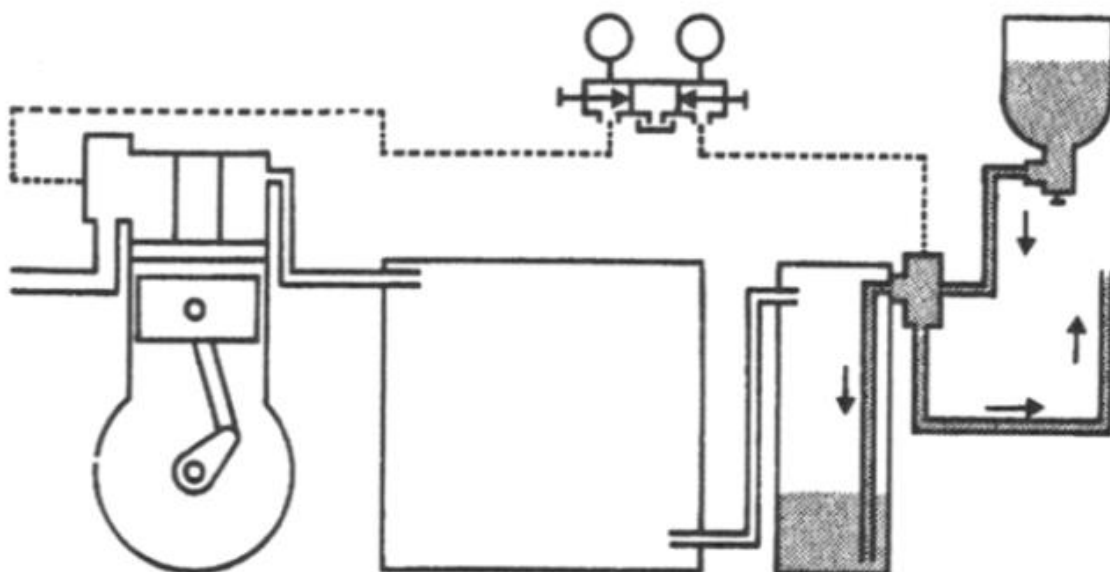
Slika 9. Shematski prikaz punjenja parnom fazom [6]

Kada se sustav puni s radnom tvari u parnoj fazi, kao što je R502, cilindar radne tvari mora se držati uvijek u vertikalnom položaju kako bi se spriječila mogućnost ulaska kapljevite radne tvari u kompresor. Ako bi se to dogodilo, može se stvoriti dinamički tlak pri startu kompresora, pri čemu bi se oštetili ventili ili bi se čak i slomio stap cilindra. Kapljevita radna tvar bi također sa sobom pokupila mazivo ulje s ležaja. Najveći nedostatak punjenja u parnoj fazi na niskotlačnoj strani sustava je da je to relativno spor proces, posebno pri niskim vanjskim temperaturama i kada je potrebno veliko punjenje sustava. Veliki kompresor će vrlo brzo spustiti tlak u usisnom vodu i cilindar će postati hladan. Ako se drži dulje vrijeme pri niskim tlakovima, cilindar će se zalediti. Poseban problem javlja se kod hermetičkih i poluhermetičkih kompresora koji su hlađeni hladnim parama radne tvari u dovoljnim količinama. Moguće je da mali volumen pare koji ulazi u kompresor tijekom postupka punjenja nije dovoljan za hlađenje

namotaja elektromotora kompresora. Postupak punjenja može se ubrzati postavljanjem krpica umočenih u toplu vodu na cilindar. Cilindar se nikada ne smije grijati plamenikom ili umočiti u vrelu vodu. Također, postupak se može ubrzati s rapidnim punjačima, smještenih između crijeva i cilindra, koji se ponašaju kao restriktori pri čemu održavaju konstantan tlak u cilindru i sprječavaju smrzavanje na početku. Para koja prolazi kroz taj uređaj je manje pregrijana kada dođe do kompresora pa je potrebno manje vremena za punjenje sustava. [6]

3.2. Punjenje u kapljevitoj fazi

Za razliku od azeotropskih radnih tvari, zeotropske smjese ne ponašaju se jednako te je njih potrebno puniti u kapljevitoj fazi. Ova metoda punjenja nije uvijek najbolje prihvaćena s obzirom da se punjenje odvija na visokotlačnoj strani. Ako tlačni ventili ne bi bili dobro namješteni, postoji opasnost da kapljevita radna tvar uđe u kompresor što će uzrokovati štetu pri startanju kompresora. Neke kondenzacijske jedinice opremljene su ventilima za punjenje u kapljevitoj fazi na sakupljaču kapljevine. Punjenje kapljevitom fazom izvodi se tijekom puštanja postrojenja u rad ili kada je sustav potpuno ispražnjen. Kada se sustav puni kapljevitom fazom, kompresori ne bi trebali raditi. Neki sustavi punjeni su, osim s radnom tvari, dodatno i s posebnim bojama kao vizualnim indikatorima propuštanja. Takav postupak mora se uvijek izvoditi punjenjem u kapljevitoj fazi. Jednostavna metoda kojom se može izvesti takvo punjenje je pomoću gravitacije prikazana slikom 10. i mora se izvesti jako oprezno, pogotovo tijekom prvog punjenja. [6]



Slika 10. Punjenje kapljevatom fazom pomoću gravitacije [6]

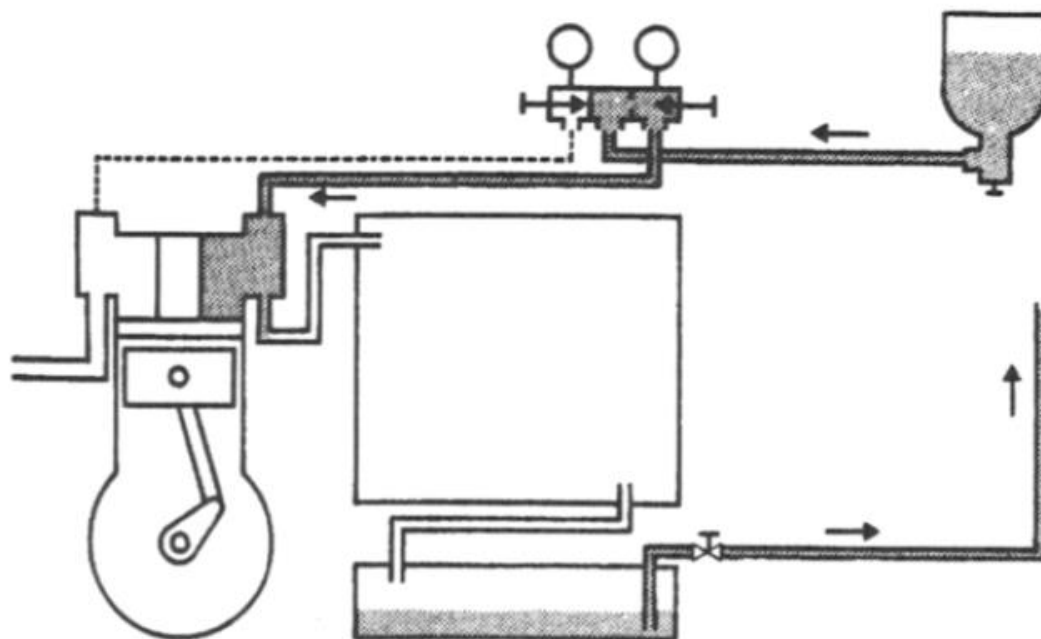
Procedura punjenja kapljevatom fazom pomoću gravitacije je sljedeća [6]:

1. Postaviti mjerne instrumente i spojiti cilindar s radnom tvari kako je prikazano.
2. Potpuno otvoriti ventile za punjenje ili servisne ventile.
3. Otvoriti ventile na servisnim cilindrima s radnom tvari i okrenuti cilindar prema dolje. Dokle god je tlak u cilindru veći od tlaka u sustava kapljevita radna tvar će teći. Protjecanje radne tvari može se čuti.
4. Kada protok prestane, pustiti da se tlakovi na mjernim instrumentima stabiliziraju, zatvoriti ventil za punjenje i pustiti postrojenje u rad.
5. Završiti punjenje sustava u parnoj fazi na niskotlačnoj strani.

Kako bi se spriječilo oštećenje kompresora, može se slijediti sljedeća procedura (slika 11.) [6]:

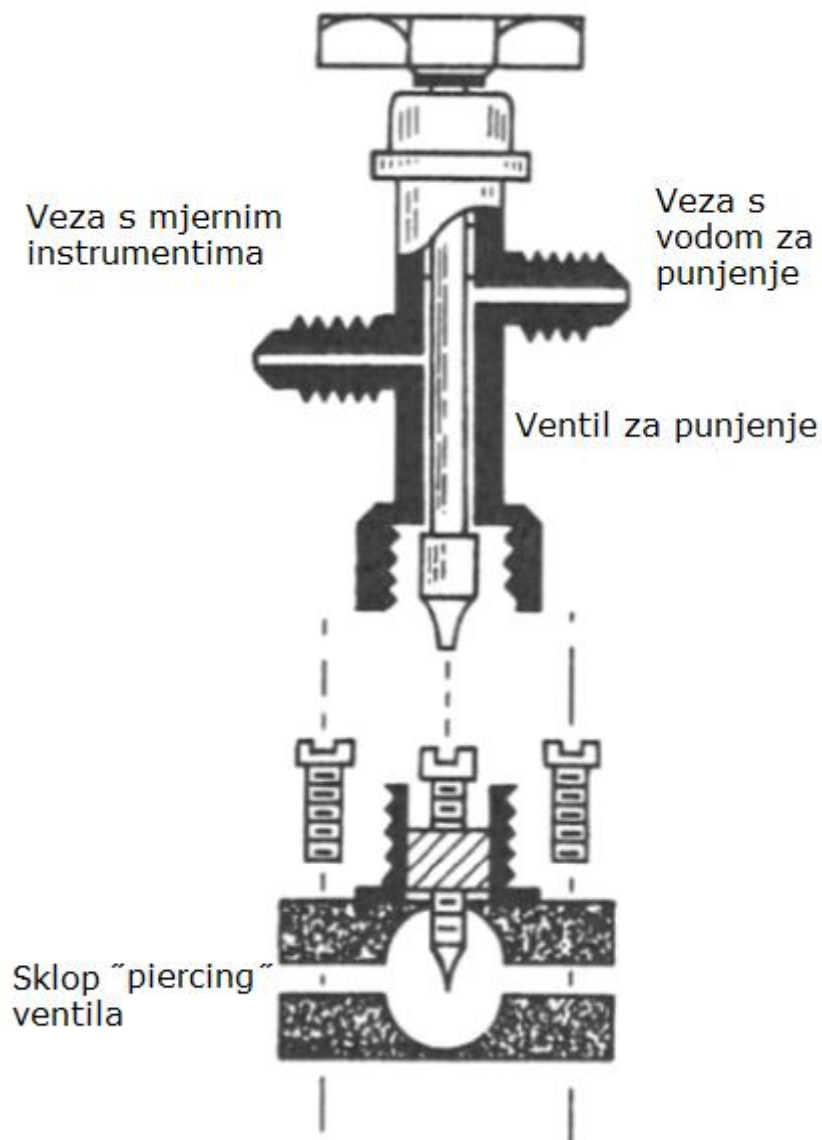
1. Pokrenuti kompresor s nekoliko okretaja i potpuno zatvorenim tlačnim servisnim ventilom dok se na mjernom instrumentu ne pojavi tlak između 1.5 do 2 bar. To će biti tlak između kompresora i cilindra.
2. Zaustaviti rad kompresora.
3. Okrenuti cilindar s radnom tvari i otvoriti ventil za punjenje.
4. Otvoriti ventil za punjenje na razvodniku ili servisni ventil na spremniku ukapljene radne tvari.

5. Otvoriti tlačni servisni ventil na kompresoru. Visoki tlak između cilindra i kompresora će potjerati kapljevitu radnu tvar u kondenzator i sakupljač radne tvari.
6. Postaviti tlačni servisni ventil na radno stanje, zatvoriti ventile na razvodniku i cilindru s radnom tvari te pokrenuti rad postrojenja.
7. Završiti punjenje sustava u parnoj fazi.



Slika 11. Punjenje kapljevitom fazom prema kondenzatoru i sakupljaču kapljevine [6]

Tlak vodom hlađenih kondenzatora bit će u većini slučajeva veći u cilindru nego u sustavu. Punjenje u kapljevitoj fazi danas se sve više izvodi za nove i zamjenske radne tvari. Za jako dobro brtvljene sustave koriste se posebni ventili kako bi se moglo ući u sustav, a često se nazivaju "piercing" ventili. Sastoje se od malih stezaljki koje su pričvršćene na cjevovod. Na njih je navojem pričvršćen punjač s ventilima za punjenje. [6]



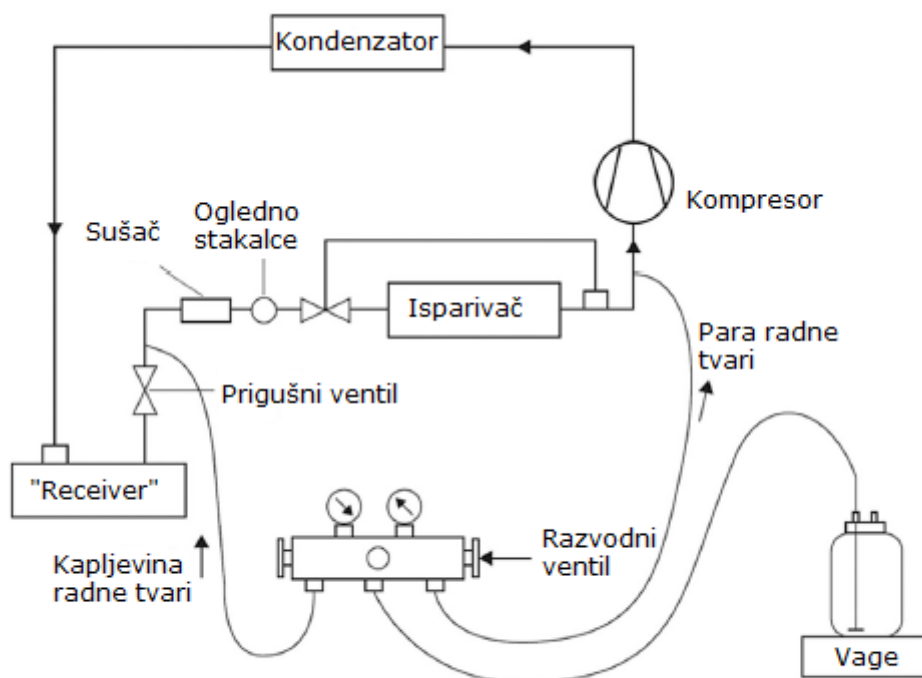
Slika 12. Shematski prikaz "piercing" ventila [6]

Postupak punjenja s ovakvim ventilom je sljedeći:

1. Uz pretpostavku da je "piercing" ventil već ranije pričvršćen i da je sustav ispražnjen, spojiti crijevo s ventilom za punjenje.
2. Otvoriti ventil za punjenje i protresti crijevo kako bi izašao zrak iz crijeva. Zatvoriti ventil za punjenje.
3. Zabilježiti temperaturu okoliša. Rotirati na ekranu dok se potrebna skala radne tvari ne poklopi sa temperaturom okoliša na temperaturnoj skali.
4. Zabilježiti razinu radne tvari na oglednom stakalcu.

5. Otvoriti potpuno ventil i polako bilježiti predodređenu količinu radne tvari u sustav. Ako punjač sadrži i grijač, može se zagrijati prije otvaranja ventila kako bi se stvorila razlika tlaka između sustava i cilindra s radnom tvari.
6. Kada je postignuta potrebna količina radne tvari koja se može vidjeti na oglednom stakalcu, zatvoriti ventil za punjenje.
7. Pričekati nekoliko trenutaka dok kapljevina ne ispari u crijevu i dok se tlak u sustavu ne izjednači.
8. Odvojiti punjač i provjeriti sustav na propuštanja.

Ako se količina radne tvari ne može točno izmjeriti ovim načinom, mora se napuniti pomoću kompresora na način da je usisa na niskotlačnoj strani. Vrlo je važno da se takav postupak izvodi polako kako se ne bi sustav prenapunio i oštetio kompresor. Puštajući u sustav male količine radne tvari u parnoj fazi na niskotlačnoj strani i prateći zaleđivanje na isparivaču, može se spriječiti prenapunjenost sustava. Potrebna količina punjenja radnom tvari obično je otisnuta na natpisnoj pločici rashladnog uređaja.



Slika 13. Shematski prikaz punjenja parnom i kapljevitom fazom [4]

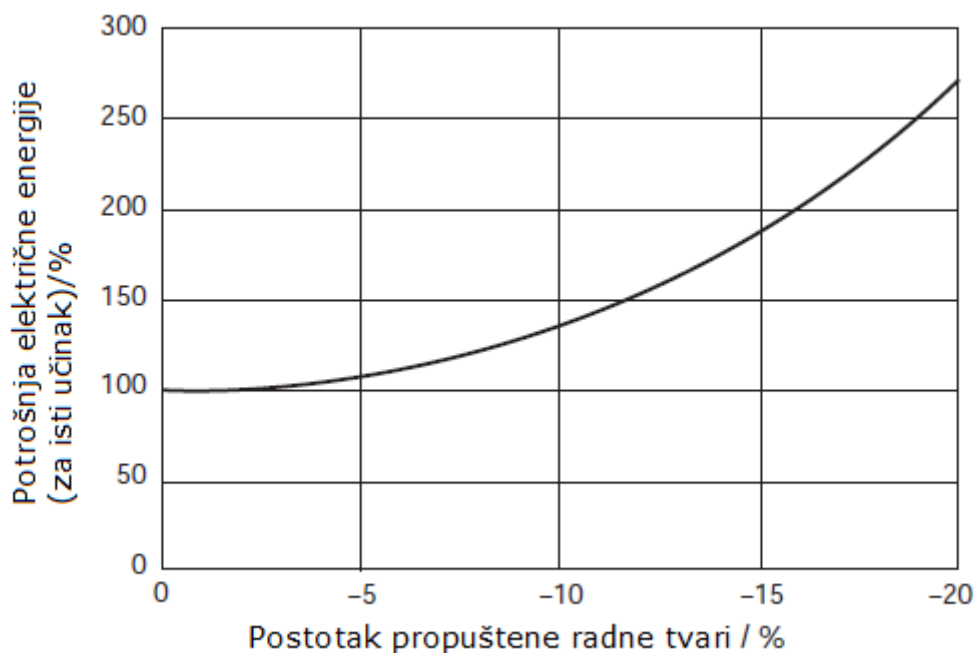
4. UTJECAJ NAPUNJENOSTI SUSTAVA

4.1. Prenapunjenost i podnapunjenost sustava radnom tvari

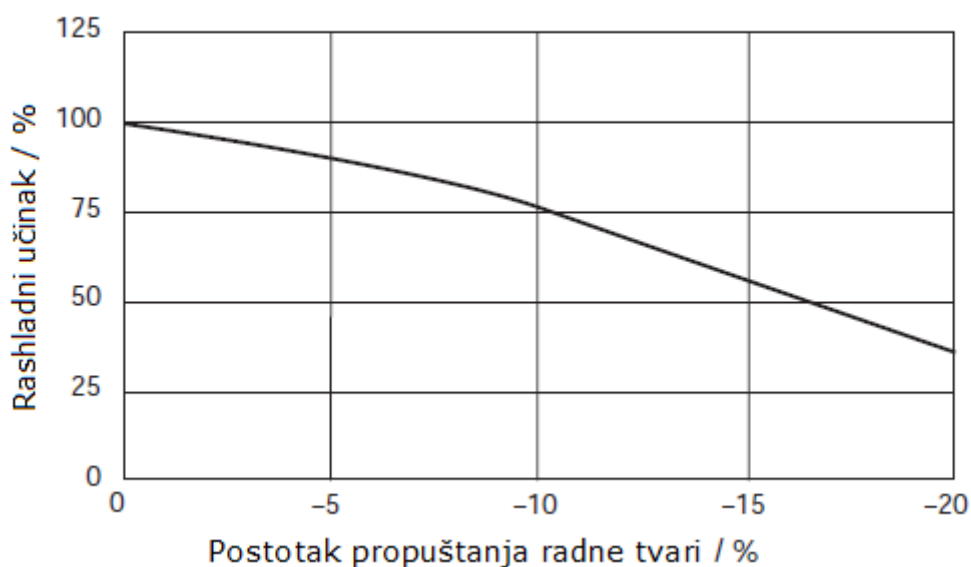
Kao što je prethodno rečeno, s pravilnim načinom punjenja puštajući male količine radne tvari, može se spriječiti prenapunjenost sustava i problemi koji nastaju s njim. Prenapunjenost sustava rezultirat će zaleđivanjem na usisnom vodu, pregrijavanjem radne tvari, povećanim pogonskim troškovima i mogućem oštećenju kompresora. [6] Ako je punjenje sustava bilo ispravno, do podnapunjenosti sustava može doći uslijed propuštanja radne tvari. Propuštanje je neželjeni gubitak radne tvari iz sustava, koje može biti postupno ili iznenadno, uslijed kvara jednih od komponenata sustava. Posljedice propuštanja uključuju [7]:

1. utjecaj na okoliš
2. veće pogonske troškove i smanjen rashladni učinak
3. zdravstvene i sigurnosne rizike
4. veći troškovi kod servisiranja i popravaka postrojenja
5. nesigurnost

Slikom 14. pokazano je kako propuštanje utječe na faktor hlađenja rashladnog sustava za isti kapacitet, a slikom 15. kako utječe na rashladni učinak.



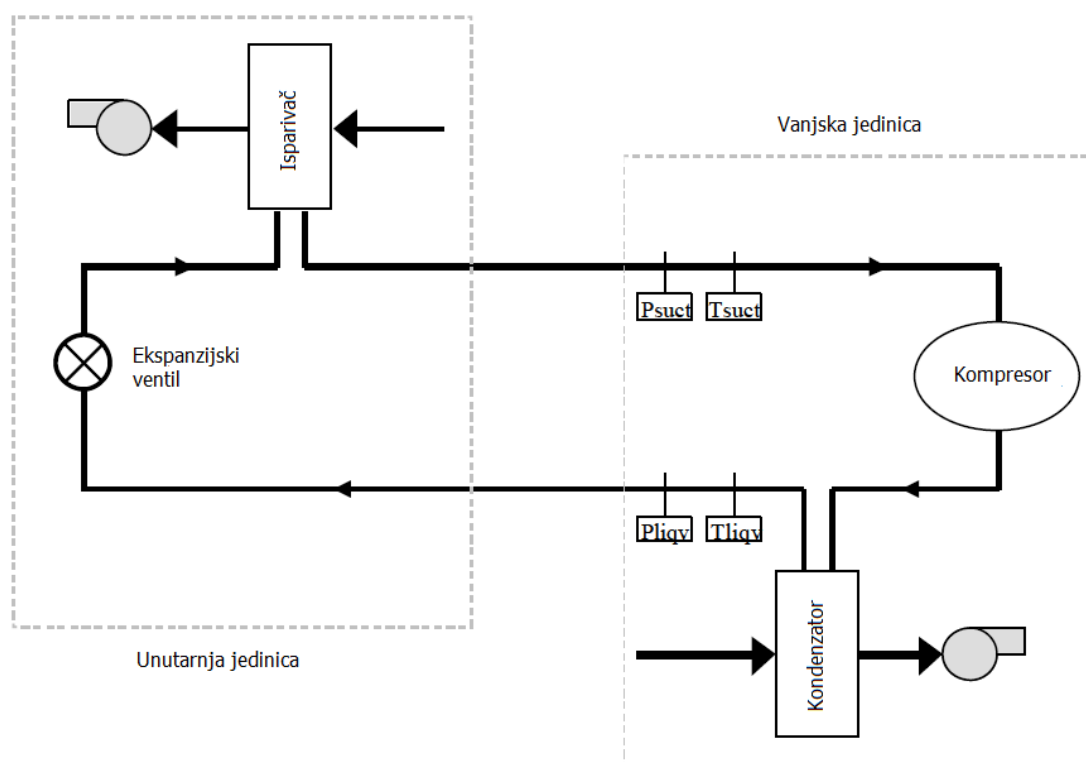
Slika 14. Utjecaj propuštanja radne tvari na faktor hlađenja rashladnika kapljevine [7]



Slika 15. Utjecaj propuštanja radne tvari na rashladni učinak rashladnika kapljevine [7]

Nedostatak potrebne količine radne tvari uzrokovat će dulji ili čak kontinuirani rad sustava te niske temperature isparavanja kako bi se postigli traženi uvjeti. [6,4] Najlakši način, kako prepoznati da je u sustavu nedovoljna količina radne tvari, je prateći ogledno stakalce. Ako se pojave mjehurići pare ili samo para, to je pokazatelj da je ili nedovoljna količina radne tvari ili u sustavu postoji djelomično začepljenje. [1, 6] Odgovarajuće punjenje (količina radne tvari) posebno je bitna za sustave s regulatorima razine, bilo na niskotlačnoj ili visokotlačnoj strani. Za regulatore razine s plovkom na visokotlačnoj strani, prenapunjenost sustava radnom tvari dovest će do povratka kapljevite radne tvari u kompresor i proizvesti štetu na kompresoru. Podnapunjenost će uzrokovati nestabilan i neučinkovit rad zbog nedostatka radne tvari koja ulazi u isparivač. Regulator razine s plovkom na niskotlačnoj strani direktno regulira količinu radne tvari koja ulazi u isparivač. Jako je bitno da je odgovarajuća razina radne tvari osigurana u svim radnim uvjetima i opterećenjima. [7] Postoji nekoliko metoda za određivanje punjenja (količine radne tvari u sustavu). Metoda vaganjem radne tvari može se upotrijebiti na bilo kojem sustavu, ali je potrebno takav sustav isprazniti kako bi se moglo izvagati. Zatim, metoda pothlađenja preporuča se za sustave s termoekspanzijskim ventilima. Metoda zahtijeva samo mjerenja tlaka i temperature u kapljevinskom vodu tijekom stabilnog rada sustava. Proizvođači opreme obično daju podatak temperature pothlađenja koja se može ostvariti neovisno o uvjetima okoline. Metoda pregrijanja preporuča se za sustave s kapilarnom i prigušnicom. Metoda zahtijeva mjerenje tlaka i temperature u usisnom vodu tijekom stabilnog rada sustava. Dodatno je još potrebno znati temperaturu suhog termometra vanjskog zraka i temperaturu

vlažnog termometra unutrašnjeg prostora kako bi se odredila željena temperatura pregrijanja. [8] U svom istraživanju, K. A. Temple, predlaže novu metodu za određivanje količine radne tvari u monoblok klima jedinicima i sustavima s dizalicama topline. Metoda zahtijeva mjerenje radnih karakteristika, kao funkciju količine radne tvari, samo vanjske jedinice i može se primijeniti i za sustave s termoekspanzijskim ventilima i za sustave s kapilalom. Na oba sustava napravljena su mjerenja s jedanaest različitih uvjeta okoline i s pet različitih količina radne tvari, s 70%, 85%, 100%, 115% i 130% inicijalnog punjenja sustava.[8] Slikom 16. dan je shematski prikaz mjernog uređaja s pozicijama mjernih točki.



Slika 16. Shematski prikaz mjernog uređaja [8]

Tablicom 1. dani su podaci mjernog uređaja s obje vrste ekspanzijskih ventila.

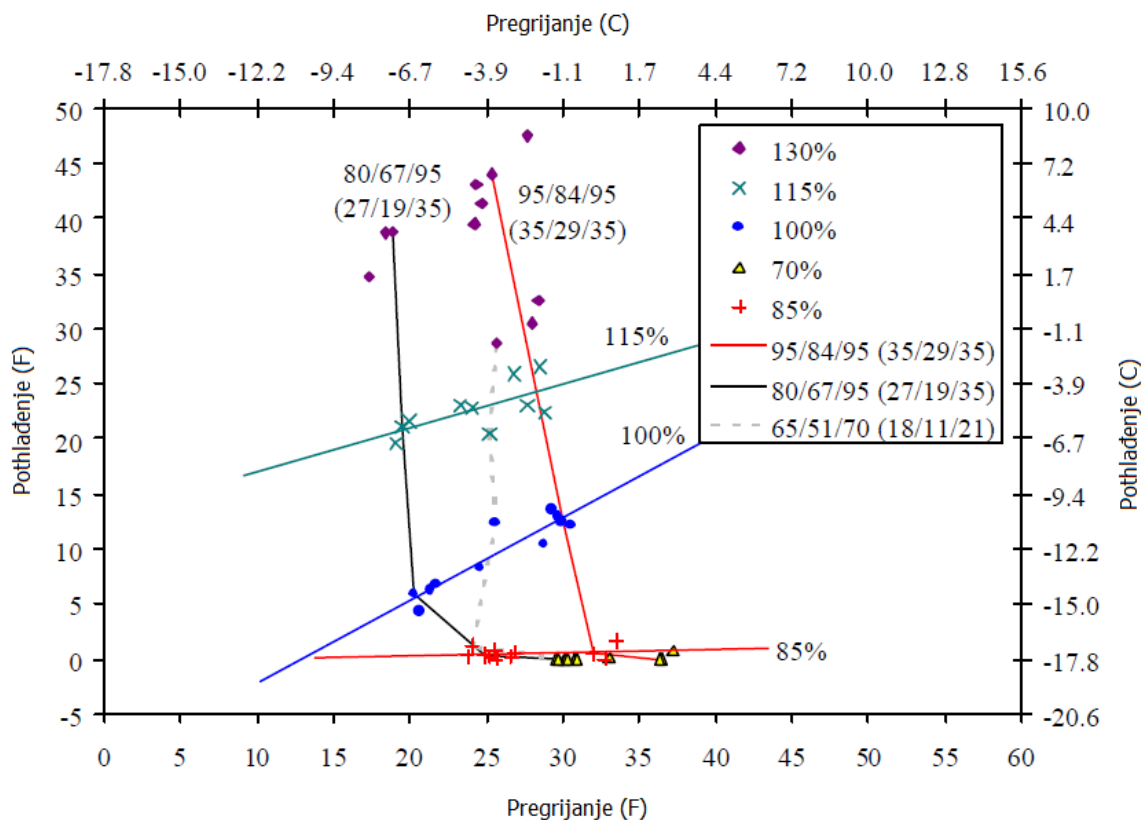
Tablica 1. Podaci o mjernom uređaju [8]

Ekspanzijski uređaj	Termoekspanzijski ventil (TXV)	Prigušnica
Tip sustava	Split sustav AC	Split sustav AC
Nazivni ukupni rashladni učinak, Btu/h (kW)	48000 (14,1)	48000 (14,1)
Radna tvar	R22	R22
Početno punjenje sustava, lb (kg)	6,7 (3,0)	6,7 (3,0)
Protok zraka na strani isparivača, cfm (l/s)	1400 (660)	1400 (660)
Duljina cjevovoda, ft (m)	25 (7,6)	25 (7,6)
Ukupni rashladni učinak, Btu/h (kW), pri početnom punjenju sustava i 80/67/95 (27/19/35)	41900 (12,3)	41900 (12,3)
Faktor hlađenja, Btu/Wh (W/W), pri početnom punjenju sustava i 80/67/95 (27/19/35)	8,9 (2,6)	8,9 (2,6)

Tablicom 2. dani su podaci o ispitnim uvjetima za jedanaest stanja okoline i ispitivanja, a slikom 17. prikazani su rezultati kojima se pokazuju pothlađenje i pregrijanje za termoekspanzijski ventil.

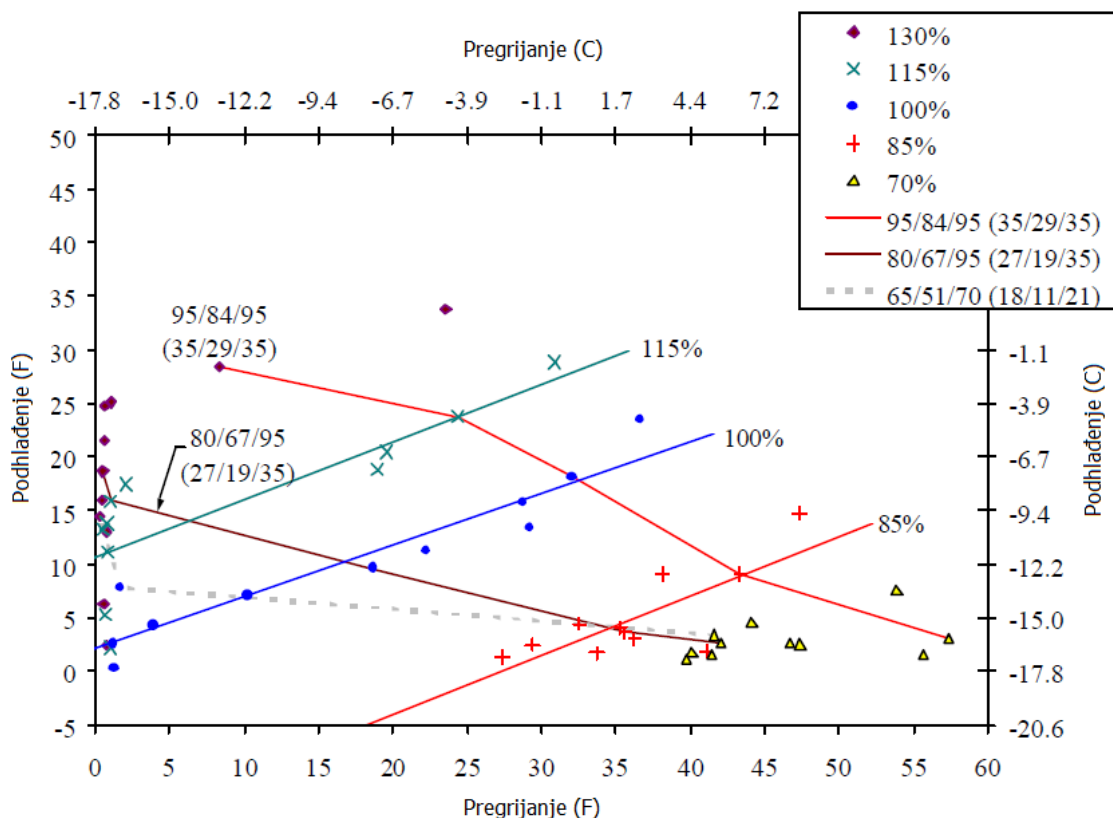
Tablica 2. Ispitni uvjeti [8]

Broj ispitnog stanja	Unutrašnja temperatura suhog termometra, F (C)	Unutrašnja temperatura vlažnog termometra, F (C)	Vanjska temperatura vlažnog termometra, F (C)	Unutrašnja relativna vlažnost (%)
1	65 (18,3)	51 (10,6)	70 (21,1)	35
2	65 (18,3)	51 (10,6)	95 (35,0)	35
3	65 (18,3)	51 (10,6)	115 (46,1)	35
4	80 (26,7)	62 (16,7)	95 (35,0)	35
5	80 (26,7)	67 (19,4)	70 (21,1)	50
6	80 (26,7)	67 (19,4)	95 (35,0)	50
7	80 (26,7)	67 (19,4)	115 (46,1)	50
8	80 (26,7)	71 (21,7)	95 (35,0)	65
9	95 (30,0)	84 (28,9)	70 (21,1)	60
10	95 (30,0)	84 (28,9)	95 (35,0)	60
11	95 (30,0)	84 (28,9)	115 (46,1)	60



Slika 17. Pregrijanje u odnosu na pothlađenje za termoekspanzijski ventil [8]

Dobiveni eksperimentalni podaci su za svih jedanaest ispitnih stanja za količine punjenja 85%, 100% i 115%. Iz dobivenih rezultata može se vidjeti kako za određenu količinu punjenja postoji promjena pothlađenja s promjenom uvjeta okoline, dok se za pregrijanje može vidjeti kako raste sa smanjenjem količine radne tvari za određene uvjete okoline, recimo 80/67/95 (27/19/35 °C). To može biti pokazatelj kako pregrijanje u kombinaciji s pothlađenjem može biti pokazatelj količine radne tvari u sustavu s termoekspanzijskim ventilom. [8] Zatim se isti eksperiment proveo i s prigušnicom. Također su rezultati dobiveni za 85%, 100% i 115% količine radne tvari u sustavu. Slikom 18. dani su rezultati pregrijanja u odnosu na pothlađenje. Iz slike se može zaključiti da se pregrijanje povećava, a pothlađenje smanjuje, kako se smanjuje i punjenje (količina radne tvari u sustavu). Relativno paralelne linije pothlađenja za tri različite količine punjenja pokazuju kako pothlađenje može biti dodatni faktor koji se treba uzeti u obzir pri promjeni radnih karakteristika s promjenom uvjeta okoline. Time se može smanjiti potreba za mjerenjem uvjeta okoline kako bi se odredila željena vrijednost pregrijanja i čime se pokazuje da pothlađenje u kombinaciji s pregrijanjem dovoljno dobro pokazuje količinu radne tvari u sustavu s kapilarom ili prigušnicom. [8]



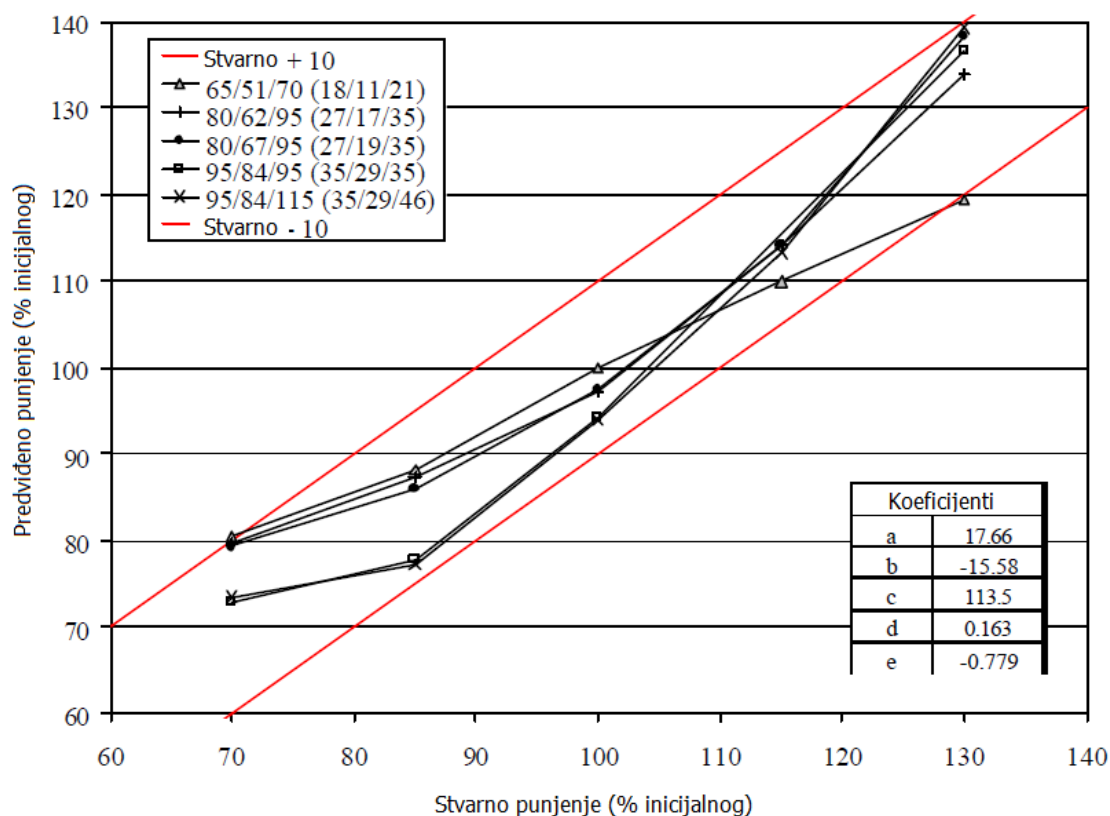
Slika 18. Pregrijanje u odnosu na pothlađenje za prigušnicu [8]

Na temelju eksperimentalnih podataka, K. A. Temple dao je i jednadžbu prema kojoj se može predvidjeti količina radne tvari. Jednadžba sadrži bezdimenzijske parametre temperature i tlaka s koeficijentima a , b , c , d i e . Referentna razlika temperatura, ΔT_{ref} , postavljena je na $8,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($15\text{ }^{\circ}\text{F}$), referentni tlak P_{ref} postavljen je na $101,3\text{ kPa}$ ($14,7\text{ psi}$). Vrijednosti tlaka su apsolutne vrijednosti. [8]

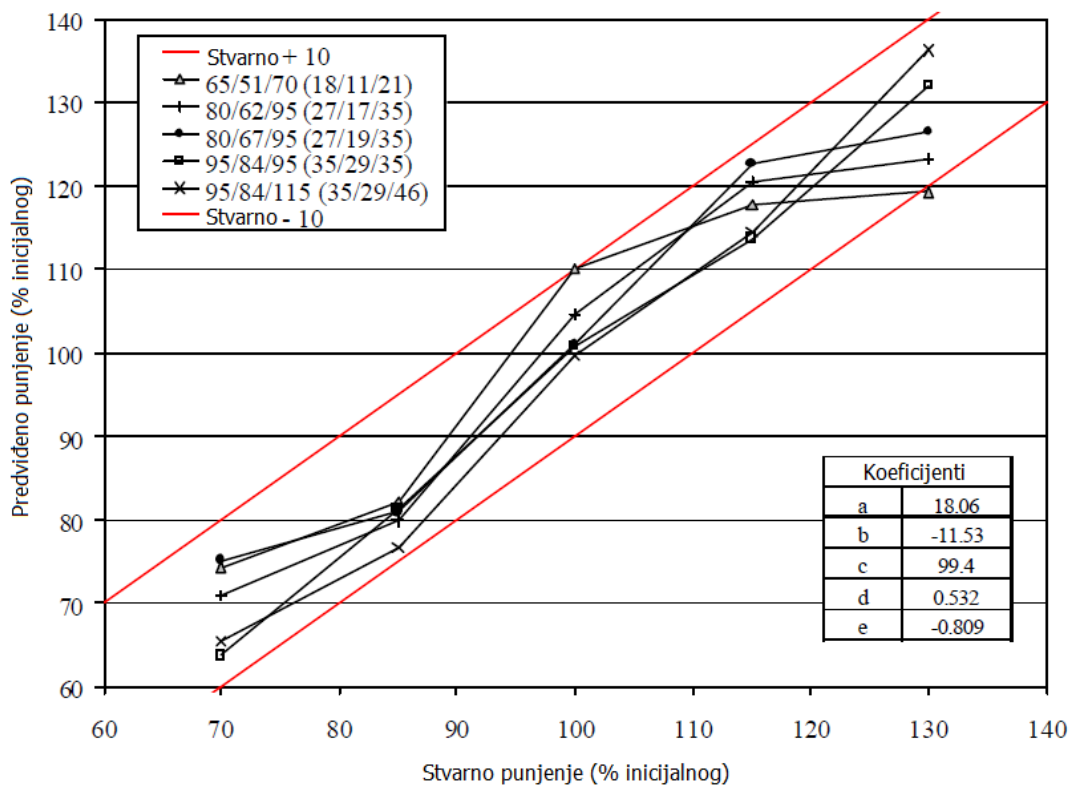
$$CL = a \left(\frac{\Delta T_{sc}}{\Delta T_{ref}} \right) + b \left(\frac{\Delta T_{sh}}{\Delta T_{ref}} \right) + c + d \left(\frac{P_{liqv}}{P_{ref}} \right) + e \left(\frac{P_{suct}}{P_{ref}} \right) \quad (9)$$

Ključne varijable u jednadžbi su pregrijanje i pothlađenje, a jednadžba je poboljšana time što se u obzir uzimaju tlakovi. Zbog toga što je ova metoda predviđanja temeljena na vrijednostima pothlađenja i pregrijanja u radnim uvjetima i karakteristikama, željene radne karakteristike ovise o vanjskim komponentama (kondenzacijska jedinica) i ekspanzijskom ventilu. S određenim koeficijentima dobiveni su konačni rezultati istraživanja i metode za sustave s termoeckspanzijskim ventilima, kojima je pokazana predviđena količina radne tvari u sustavu kao funkcija stvarne količine radne tvari. Podaci su izabrani za pet mjernih točaka i uvjeta okoline. U rasponu količine radne tvari u sustavu između 85% i 115%, podudaranja u vrijednostima između predviđenog i stvarnog punjenja (količine radne tvari) su unutar približno $\pm 6\%$.

U rasponu količine radne tvari u sustavu između 70% i 130%, podudaranja u vrijednostima između predviđene i stvarne količine radne tvari su unutar približno $\pm 10\%$ što se može vidjeti na slici 19. [8] Za sustave s prigušnicom također je pokazana predviđena količina radne tvari u sustavu kao funkcija stvarne količine radne tvari. Podaci su izabrani za pet mjernih točaka i uvjeta okoline koji su najbolji pokazatelj stanja okoliša. U rasponu između 85% i 115% količine radne tvari, podudaranja u vrijednostima između predviđenog i stvarnog punjenja (količine radne tvari) su unutar približno $\pm 9\%$. U rasponu od 70% i 130% količine radne tvari, podudaranja između predviđene i stvarne količine radne tvari su unutar približno $\pm 10\%$ što se vidi na slici 20. [8] U zaključku K. A. Temple navodi kako u metodi nisu uzeti svi mogući faktori, ali kako ova metoda može poslužiti za određivanje količine radne tvari u sustavu.

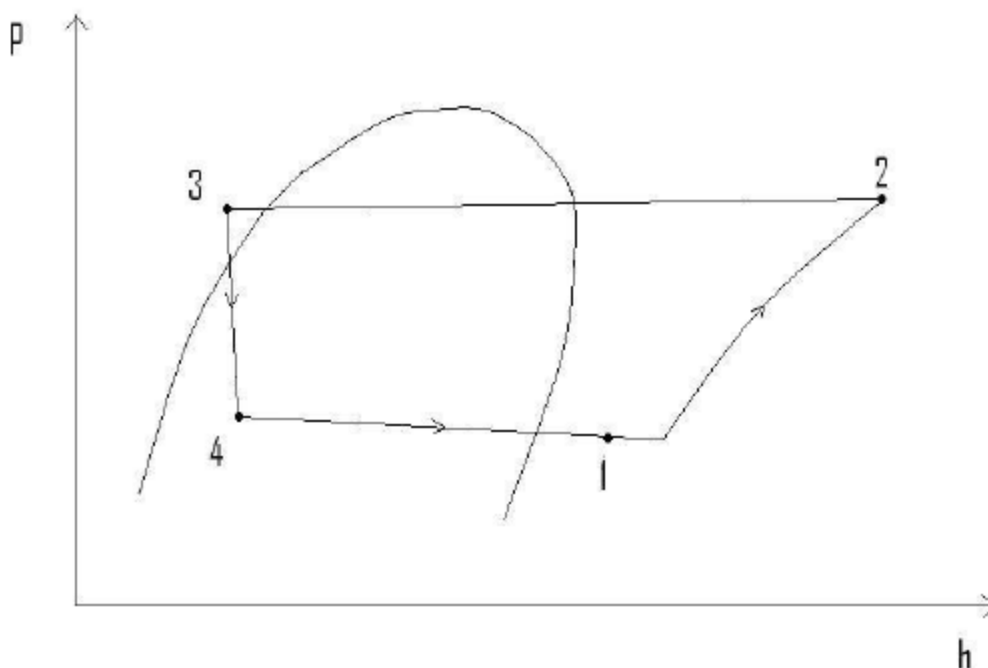


Slika 19. Predviđeno punjenje u odnosu na stvarno punjenje za termoekspanzijski ventil [8]



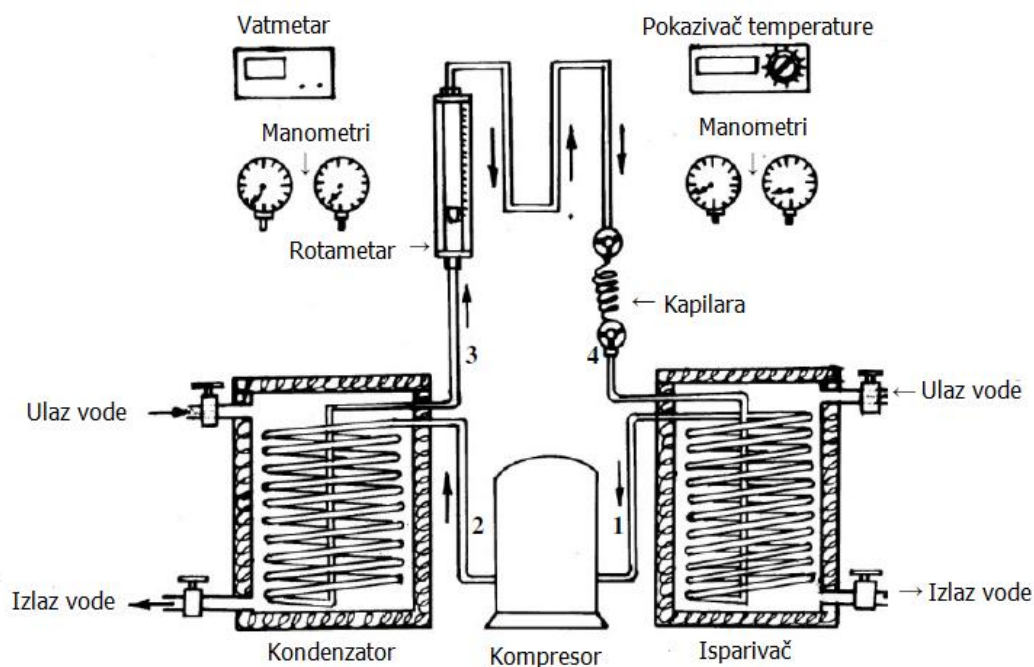
Slika 20. Predviđeno u odnosu na stvarno punjenje za prigušnicu [8]

U istraživanju na jednostavnom rashladnom uređaju s kapilarnom pokazao se utjecaj duljine cijevi kapilare i količine radne tvari na koeficijent prolaza toplote u isparivaču i kondenzatoru i na faktor hlađenja. Jednostavni rashladni uređaji su u širokoj primjeni u rashladnoj tehnici kao što su kućni hladnjaci, rashladnici kapljevine, male kućne klima jedinice i tako dalje. [9]



Slika 21. Stvarni rashladni proces u uređaju [9]

Shematski prikaz uređaja na kojem je proveden eksperiment s mjernim točkama dan je slikom 22., a slikom 21. prikazan je stvarni rashladni proces koji se odvija u uređaju.



Slika 22. Shematski prikaz jednostavnog rashladnog uređaja [9]

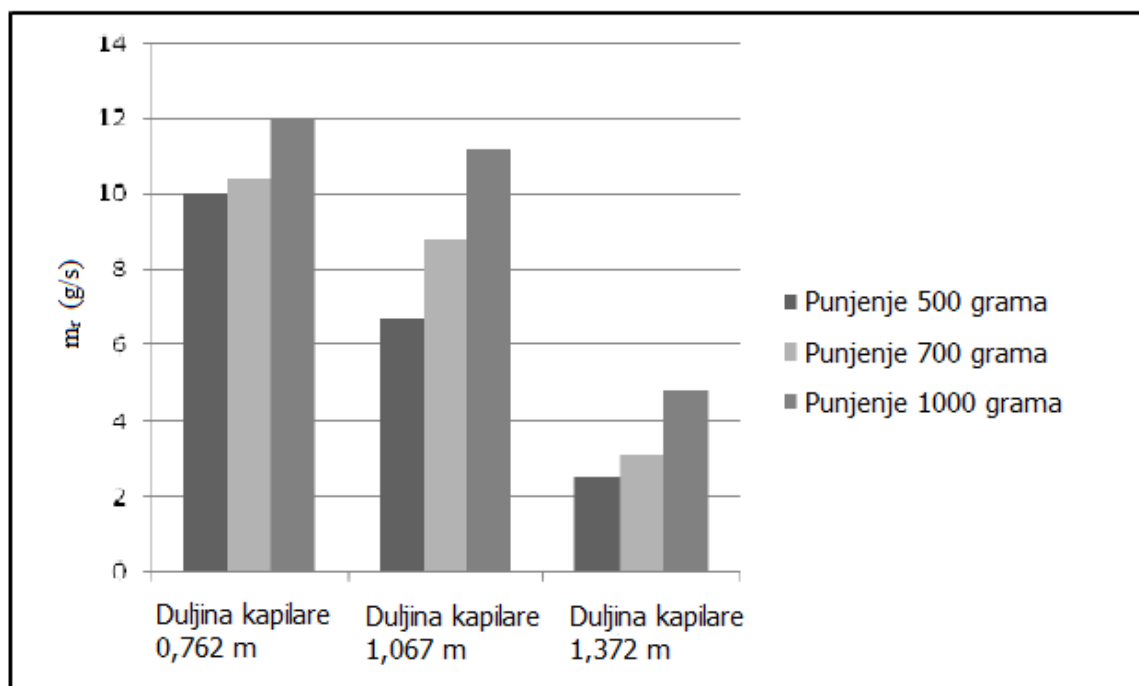
Isparivač i kondenzator su izvedeni s cijevima u plaštu (shell & tube), radna tvar R-134a struji bakrenim cjevovodima koji su izolirani s poliuretanom. Rotametar mjeri protok kapljevite radne tvari nakon kondenzatora, a manometri mjere tlak na ulazu i izlazu iz isparivača i kondenzatora. Digitalni vatmetar daje iznos snage koju kompresor vuče iz mreže. Iz ukupnog volumena sustava i određenih aproksimacija, izračunalo se da je masa radne tvari u sustavu 700 g, a eksperiment se proveo i s 500 i 1000 g radne tvari. [9] Kod jednostavnih uređaja s kapilaram u stanju mirovanja izjednačava se tlak u isparivaču i kondenzatoru, čime se olakšava start kompresora, a sva ukapljena radna tvar nalazi se u isparivaču. [1,9] Pri pokretanju kompresora isparavanje je vrlo intenzivno i protok radne tvari kroz kompresor je velik zbog visokog tlaka i temperature isparavanja. S druge strane protok kroz kapilaru je u tom trenutku najmanji zbog pregrijane pare i najmanje razlike tlaka. Posljedica toga je da se u kratkom periodu radna tvar iz isparivača prebaci u kondenzator te u isparivač dolazi nedovoljna količina radne tvari. Tlak isparavanja počinje padati, a tlak u kondenzatoru raste. Nakon što radna tvar kondenzira u kondenzatoru, isparivač počinje dobivati sve više kapljevite radne tvari. Ako postoji pothlađivanje radne tvari na izlazu iz kondenzatora, isparivač brže dobiva kapljevitu radnu tvar i veći je protok kroz kapilaru. Kako isparivač dobiva ponovo dovoljnu količinu radne tvari, tlak

u isparivaču počinje padati uslijed isparavanja. Rad takvog uređaja se nakon nekoliko trenutaka ustabilizira i postigne se balansna točka. U tim uvjetima rada može se promatrati utjecaj duljine cijevi kapilare i različito punjenje. [9] Rezultati mjerenja za različite duljine cijevi kapilare i tri različite količine radne tvari u sustavu dani su u tablici 3.

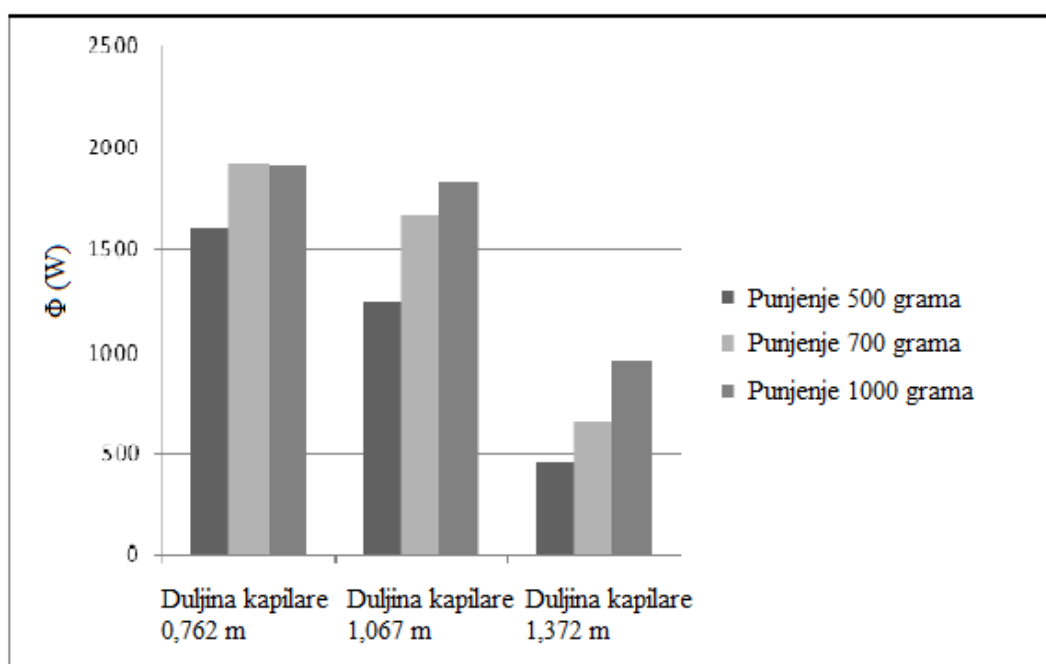
Tablica 3. Rezultati mjerenja jednostavnog rashladnog uređaja [9]

Duljina kapilare (m)	Masa punjenja radne tvari (g)	Tlak kondenzacije (bar)	Tlak isparavanja (bar)	Kompresijski omjer	Pregrijanje pare na usisu u kompresor (°C)	Pothlađenje radne tvari u kondenzatoru (°C)
0,762	500	10,103	4,69	2,15	13,1	6,5
	700	10,586	5,345	1,98	8,2	6,3
	1000	11,413	5,828	1,96	1,7	10,4
1,067	500	9,69	3,897	2,49	19,4	5,9
	700	10,241	4,793	2,14	12,4	6,7
	1000	11,62	5,62	2,07	2,49	12,5
1,372	500	8,655	1,862	4,65	41,2	3,9
	700	8,724	2,276	3,83	35,1	4,2
	1000	11,275	3,207	3,52	27,8	11,2

Kako se vidi iz tablice, tlak kondenzacije i tlak isparavanja su viši za veće punjenje sustava radnom tvari. Razlog tome je, da je s većom količinom radne tvari, bolja izmjena topline i bolji je proces isparavanja pri čemu se povisuje tlak isparavanja, a posljedično tome i tlak kondenzacije na kraju kompresije. Ipak, treba reći da je povećanje tlaka kondenzacije manje nego tlaka isparavanja, jer je i proces kondenzacije učinkovitiji pri većoj količini radne tvari. Također, može se vidjeti da je kompresijski omjer najmanji za veće punjenje pri istoj duljini kapilare, a isto tako i najmanji za najmanju duljinu kapilare. Pregrijanje pare na usisu je veće za veće duljine kapilare zbog nižih temperatura isparavanja. Ono se smanjuje za veću količinu radne tvari pri istoj duljini kapilare. Pothlađenje ima suprotan tijek, povećava se za veću količinu radne tvari, a i što je veća temperatura pregrijanja na usisu kompresora, veće su temperature na kraju kompresije pa je i pothlađenje samim time manje. [9] Na dijagramu 2. prikazana je promjena masenog protoka za različite duljine kapilare i količine radne tvari u sustavu. Iz dijagrama se vidi kako se maseni protok radne tvari jako povećava sa smanjenjem duljine kapilare te se relativno umjereno povećava s većom količinom radne tvari u sustavu zbog pojačanog efekta isparavanja s većom količinom radne tvari. Kako rashladni učinak ovisi o protoku, tako i njegova promjena prati isti trend, što je prikazano dijagramom 3.



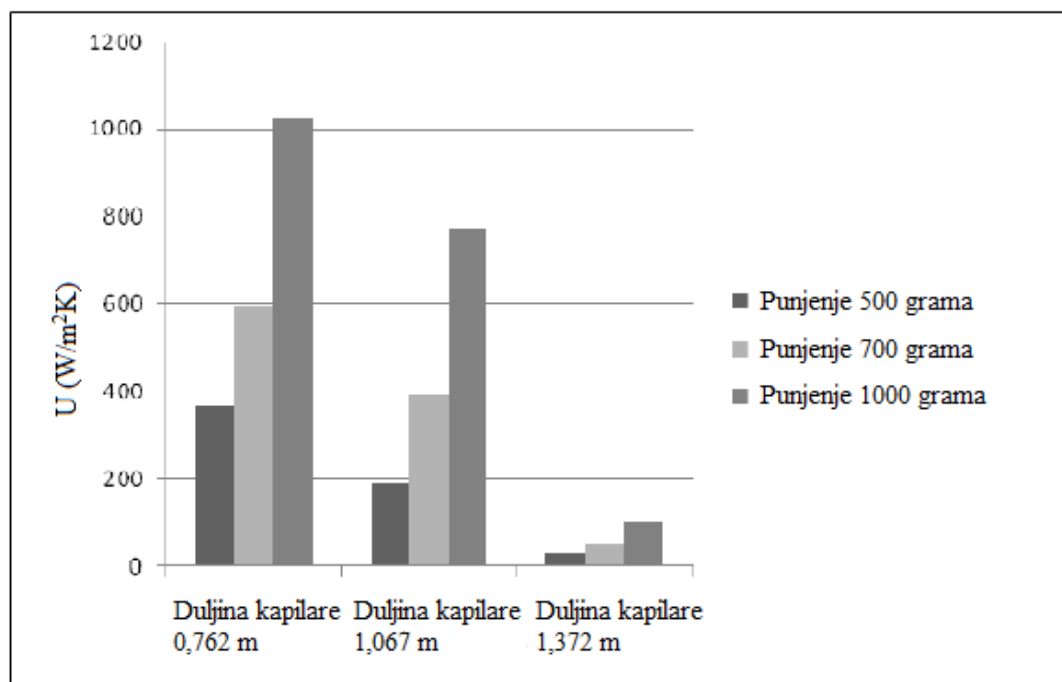
Dijagram 2. Promjena masenog protoka za različite duljine kapilare i punjenja sustava [9]



Dijagram 3. Promjena rashladnog učinka za različite duljine kapilare i punjenja sustava [9]

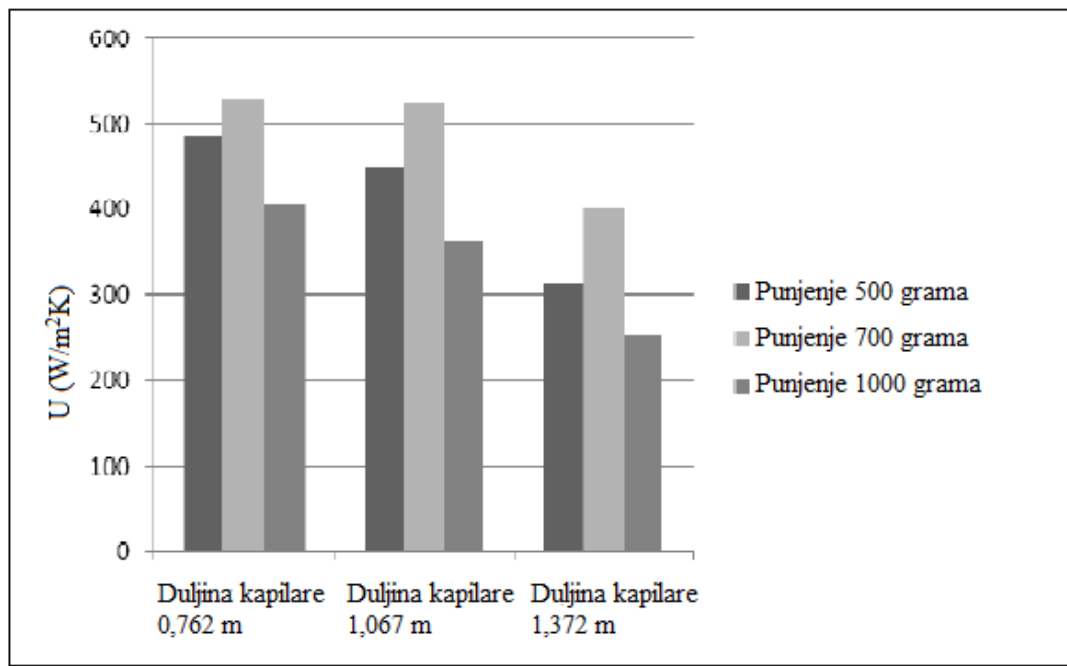
Za istu duljinu kapilare, ukupni koeficijent prolaza topline u isparivaču se znatno povećava s povećanim punjenjem radne tvari, što se može vidjeti na dijagramu 4. To je načelno zbog veće količine kapljevite radne tvari u isparivaču, koja onda isparava na većoj površini duž isparivača.

Veliko smanjenje koeficijenta prijelaza topline događa se pri većoj duljini kapilare zbog smanjenjog masenog protoka radne tvari kroz kompresor i veće razlike razlika. Najveća vrijednost ukupnog prijelaza topline je za najmanju duljinu kapilare i najveće punjenje, a najmanja vrijednost (30 puta manja) je u slučaju najveće duljine kapilare i najmanjeg punjenja radnom tvari. [9]



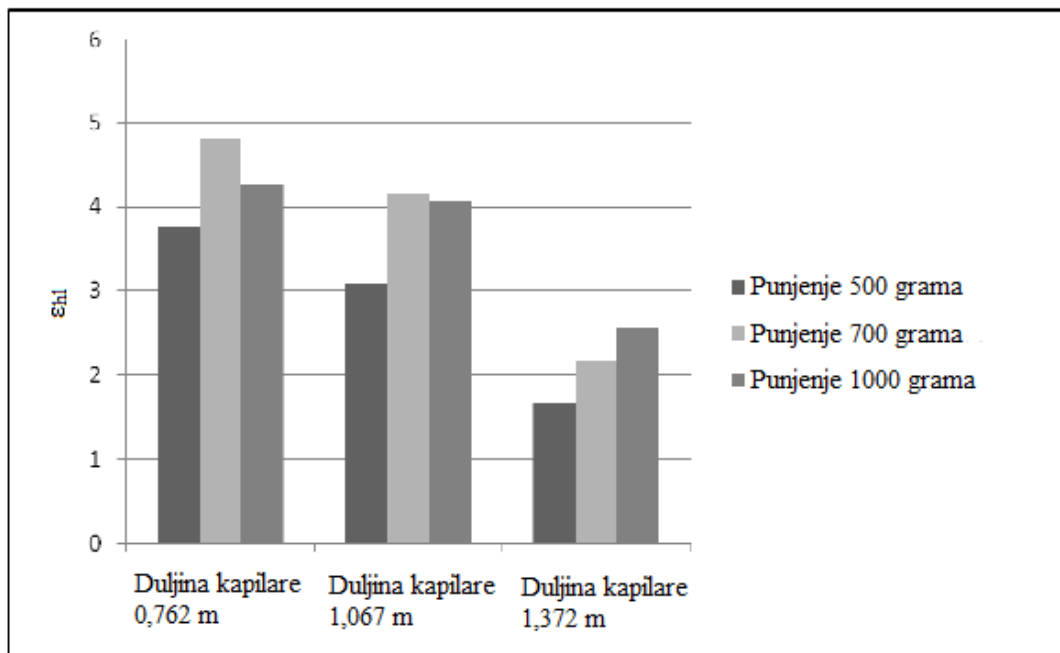
Dijagram 4. Koeficijent prolaza topline isparivača za različite duljine kapilare i punjenja sustava [9]

Koeficijent prolaza topline u kondenzatoru se smanjuje za veću duljinu kapilare i za isto punjenje, što se može vidjeti na dijagramu 5. Razlog tome je smanjen maseni protok radne tvari kroz kondenzator. Ipak, to smanjenje nije tako jako zbog istovremenog smanjenja tlaka kondenzacije. Uslijed smanjenog tlaka kondenzacije i temperaturna razlika duž kondenzacijskog sloja se također smanjuje, a povećava se latentna topline kondenzacije. Za istu duljinu kapilare, koeficijent prolaza topline se povećava za punjenje sustava s 500 i 700 grama, ali pada za punjenje s 1000 grama. Povećanje koeficijenta prolaza topline posljedica je povećanog masenog protoka kroz kondenzator. Međutim, time se povećava i tlak kondenzacije pri čemu se događa smanjenje koeficijenta prolaza topline za punjenje sustava s 1000 grama. Upravo zbog tog razloga, odabir duljine kapilare i količine punjenja treba gledati zajedno, a ne odvojeno. [9]



Dijagram 5. Koeficijent prolaza topline kondenzatora za različitu duljinu kapilare i punjenje sustava [9]

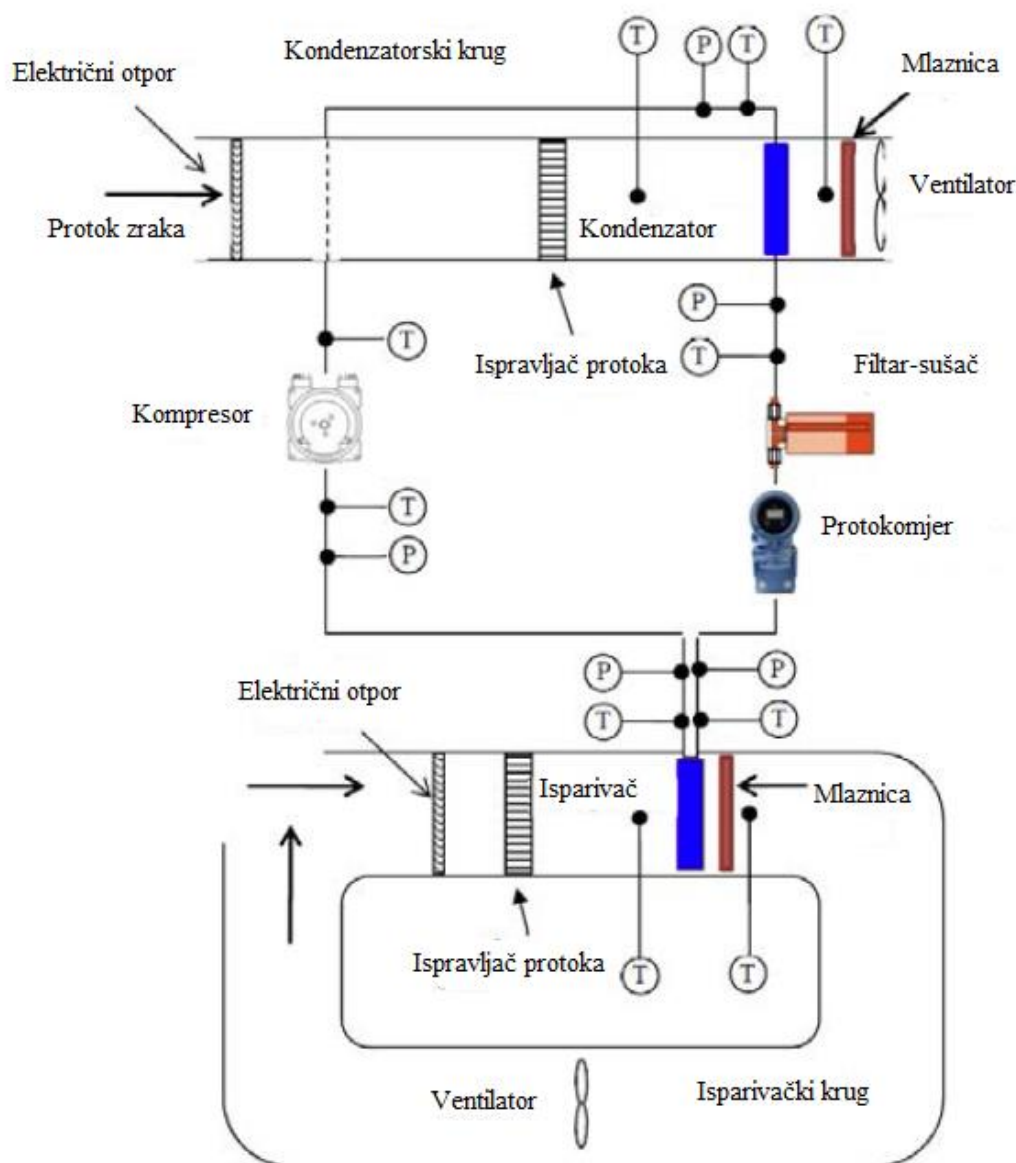
Za jednostavne rashladne uređaje s kapilarom najbitniji parametar koji se treba optimirati je faktor hlađenja, kako bi se postigla najveća ušteda energije. Najveći faktor hlađenja, prema dijagramu 6., postignut je za najmanju duljinu kapilare i punjenje sustava sa 700 grama radne tvari. Duljina kapilare određuje direktno tlak i temperaturu isparavanja. Što je manja duljina kapilare, veći su tlakovi i temperature isparavanja, a samim time je veći i faktor hlađenja. Međutim, količina punjenja je također bitan parametar, jer s većom količinom radne tvari, veći je i rashladni kapacitet sustava. Iz toga se vidi važnost količine punjenja i da optimalna vrijednost punjenja ovisi najviše o duljini kapilare. [9]



Dijagram 6. Faktor hlađenja za različite duljine kapilare i punjenja sustava [9]

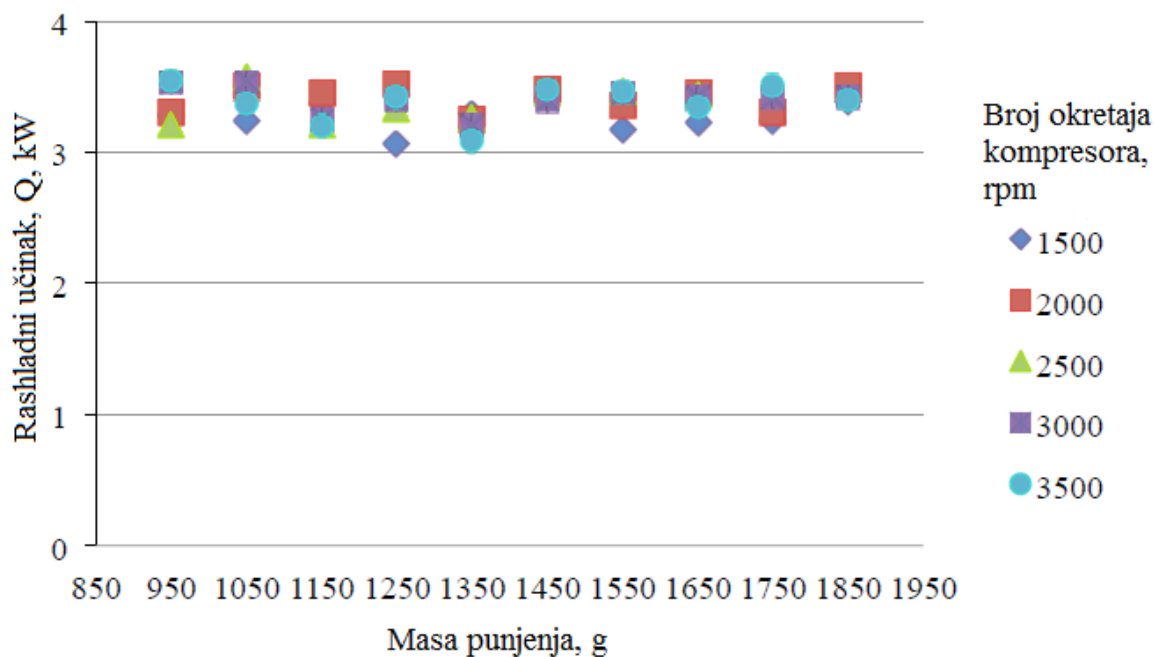
U istraživanju analize utjecaja napunjenosti automobilskog rashladnog uređaja pokazalo se da najveći utjecaj na radne karakteristike rashladnog sustava, ima brzina vrtnje kompresora, koja je direktno povezana s brzinom samog automobila, dok se za utjecaj napunjenosti automobilskog rashladnog uređaja nije moglo ništa značajno utvrditi. Ipak, sadašnje količine radne tvari od 1450 g pokazuju se kao ispravno rješenje. [10] Količina punjenja u automobilskim rashladnim uređajima se može promijeniti tijekom rada sustava. Razlog tome su mala propuštanja na brtvama. Prema istraživanju Clodica (2007.), to propuštanje može iznositi i do 10 grama po godini. [10] Propuštanja i vrlo zahtjevni radni uvjeti, kao što su visoka toplinska opterećenja i vibracije, smanjuju učinkovitost, trajnost i stabilnost rada automobilskog rashladnog uređaja. Optimalna količina punjenja radnom tvari najčešće ovisi o samom proizvođaču. U istraživanju Collinsa i Millera (1996) predloženo je da je optimalno punjenje sustava radnom tvari ono pri kojem će na kraju površine isparivača, radna tvar biti u zasićenom stanju te će imati istu temperaturu kao i na ulazu u isparivač. [10] Optimalno punjenje sustava radnom tvari dobilo je veći značaj zadnjih petnaest godina kako bi se smanjio štetan utjecaj radnih tvari na okoliš, ali i zbog smanjenja učinkovitosti uslijed propuštanja. [10] Istraživanje je provedeno na automobilskom rashladnom uređaju nazivnog kapaciteta 6,4 kW s termostatskim ekspanzijskim ventilom te orebrenim isparivačem i kondenzatorom. Nazivna snaga motora kompresora je 11 kW, a nazivna brzina 1750 okretaja u minuti. Motor je upravljan frekvencijskim pretvaračem s brzinama u rasponu od 1500 do 3500 okretaja u minuti. [10]

Slikom 23. dan je shematski prikaz automobilskog rashladnog uređaja na kojem je provedeno istraživanje.



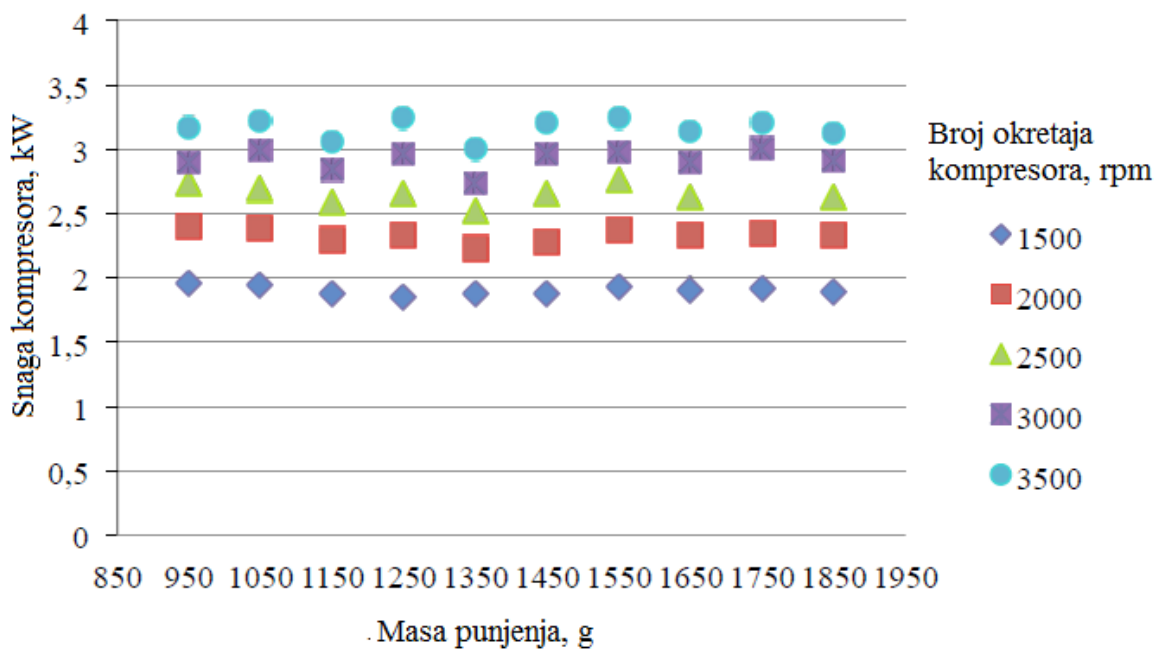
Slika 23. Shematski prikaz automobilskog rashladnog uređaja [10]

U eksperimentu su se postavili određeni uvjeti kako bi se najbolje prezentirali uvjeti u radu ljeti. Stoga je ulazna temperatura zraka na isparivaču postavljena na 28°C i relativne vlažnosti 50%. Ulazna temperatura zraka na kondenzatoru postavljena je na 38°C . Početna masa radne tvari u sustavu bila je 950 grama s dodacima po 100 grama za svaki provedeni eksperiment, tako da se dobio raspon od 65 % do 128% (1850 grama). Brzina kompresora mijenjala se s korakom od 500 okretaja po minuti. [10] Dobiveni rezultati prikazani su slikom 24.



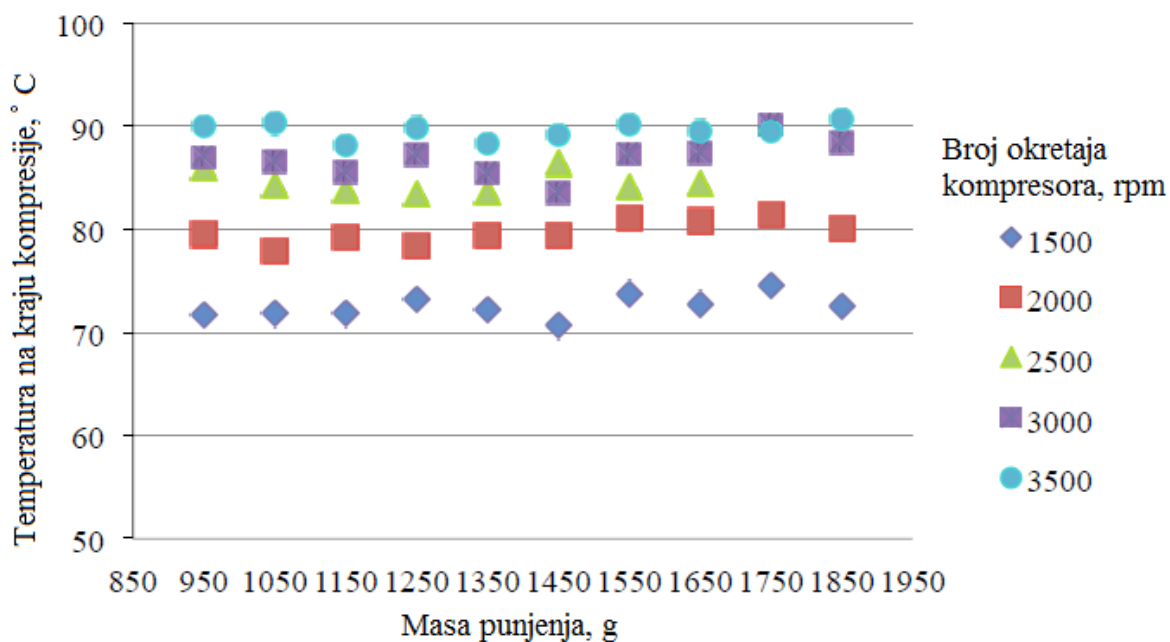
Slika 24. Rashladni učinak isparivača za različite brzine kompresora i masu punjenja [10]

Važno je reći da je rashladni učinak isparivača ograničen izmjenom topline na strani zraka s malom temperaturnom razlikom i konstantnim protokom zraka. U rasponu ovih masa punjenja nije zabilježeno dvofazno stanje od kondenzatora do termoekspanzijskog ventila. [10] Potrebna snaga kompresora prikazana je slikom 25.

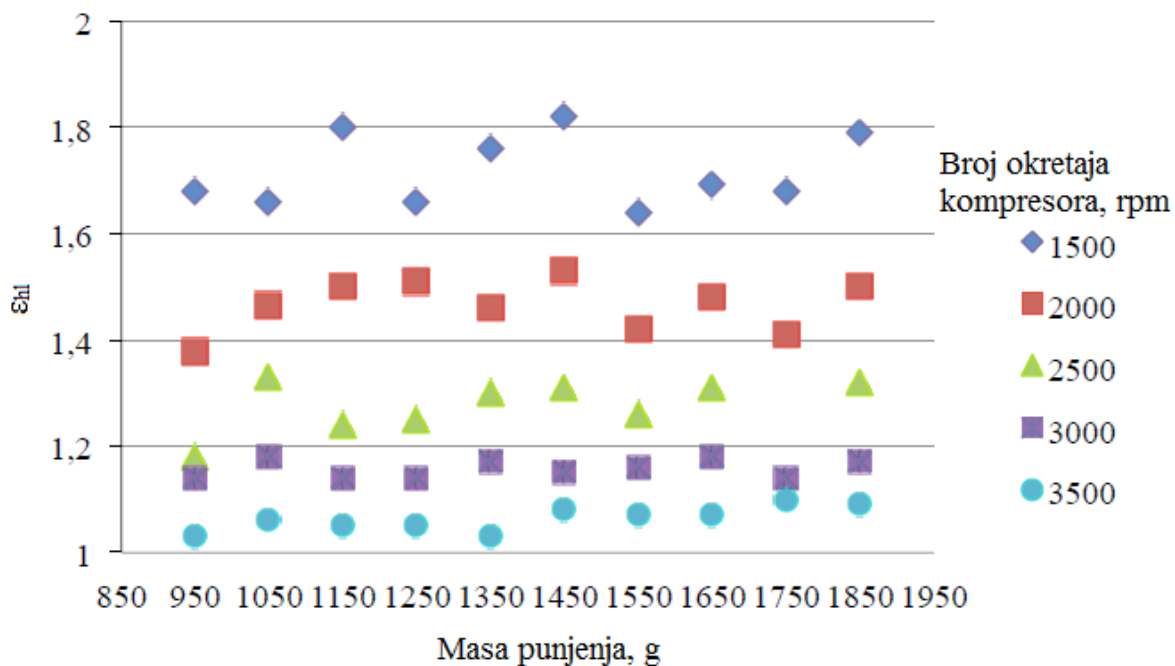


Slika 25. Snaga kompresora za različite brzine kompresora i masu punjenja [10]

Najveći utjecaj na snagu kompresora ima brzina vrtnje kompresora, gdje se povećava za 78 % između niže i više brzine vrtnje, dok se ne mijenja značajno s promjenom mase punjenja. [10] Maseni protok radne tvari prikazan je slikom 26. On se povećava s povećanjem broja okretaja kompresora za svaku veću masu punjenja. Gledajući dobivene rezultate, ne može se zaključiti jasna promjena masenog protoka kao funkcija mase punjenja s obzirom da se promjena masenog protoka obično povezuje s tlakovima u isparivaču i kondenzatoru. [10] Slikom 27. prikazane su temperature na kraju kompresije. S većom masom punjenja zabilježene su više temperature, međutim one su i posljedica veće brzine kompresora. [10] Iz rezultata se također vidi da se faktor hlađenja značajno smanjuje s povećanjem brzine kompresora. Razlog tome je što se potrebna snaga kompresora značajno povisi s promjenom brzine vrtnje, dok se rashladni učinak tek neznatno promijeni. Ovisno o masi punjenja, vidi se da se malo povisi s većim punjenjem sustava. [10]

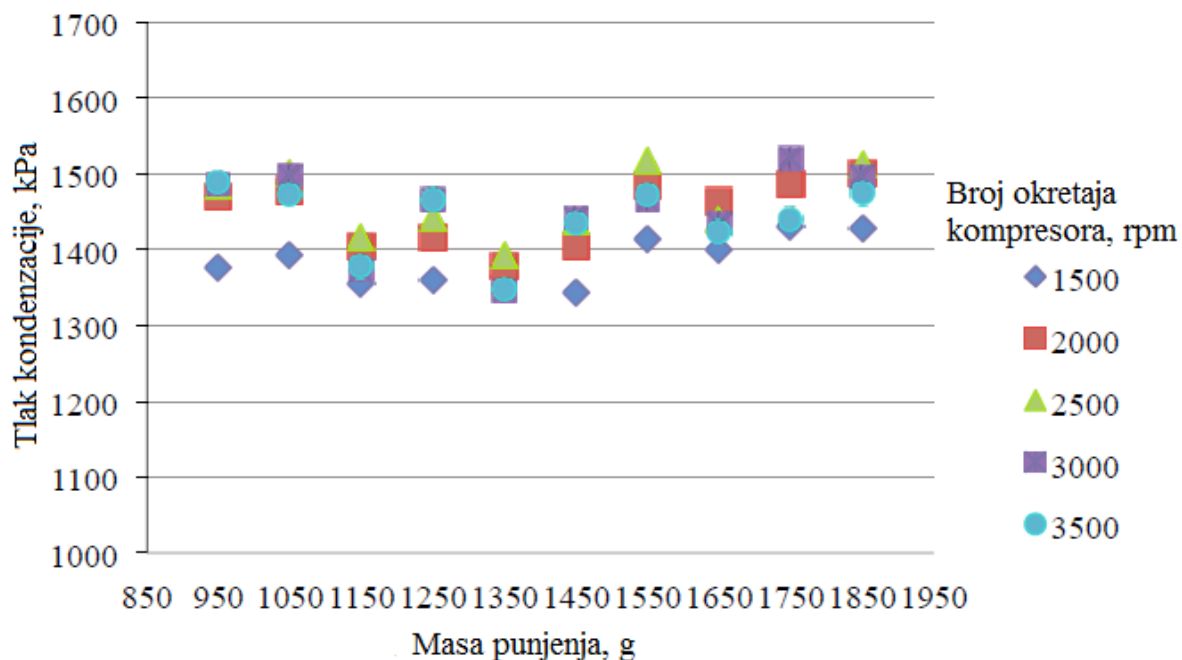


Slika 26. Temperature na kraju kompresije za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]

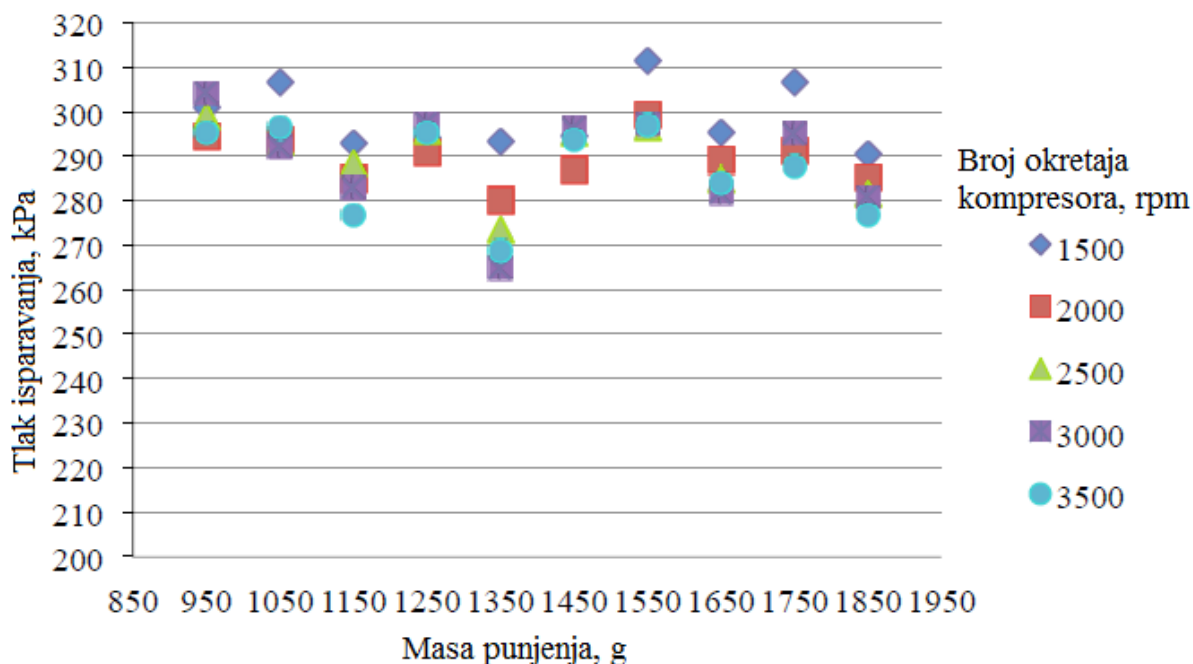


Slika 27. Faktor hlađenja za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]

U kondenzatoru se tlak povećava s povećanjem brzine vrtnje kompresora, dok je kod isparivača obrnut slučaj. S povećanjem mase punjenja dolazi do laganog porasta tlaka u kondenzatoru, dok kod isparivača dolazi do laganog pada tlaka što se vidi na slikama 28. i 29. [10]

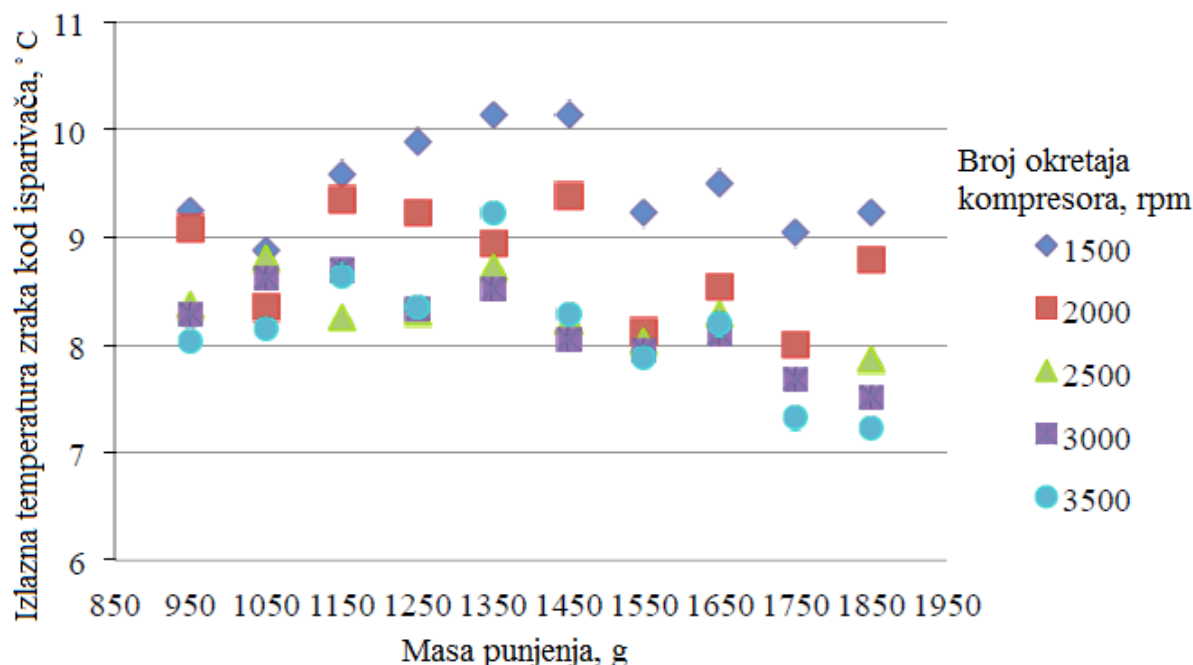


Slika 28. Tlak kondenzacije za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]



Slika 29. Tlak isparavanja za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]

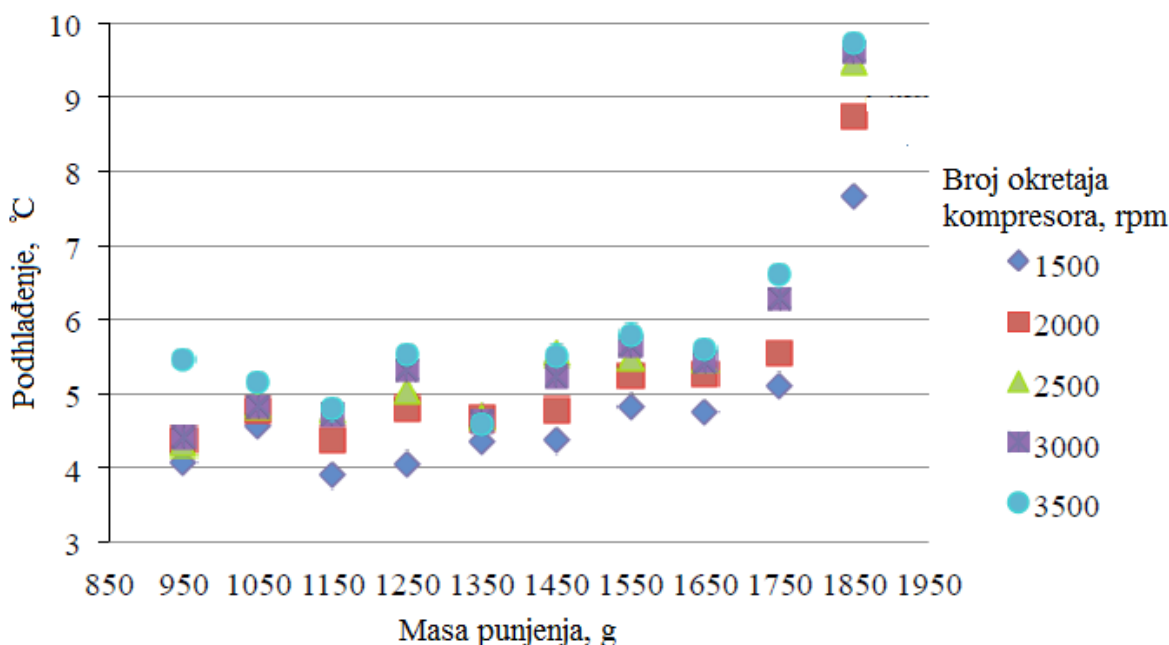
Kako je ranije rečeno da se protok radne tvari povećava s povećanjem brzine vrtnje kompresora, kao posljedica dolazi do većeg pada tlaka u isparivaču, a isto se događa i s povećanjem mase punjenja.[10]



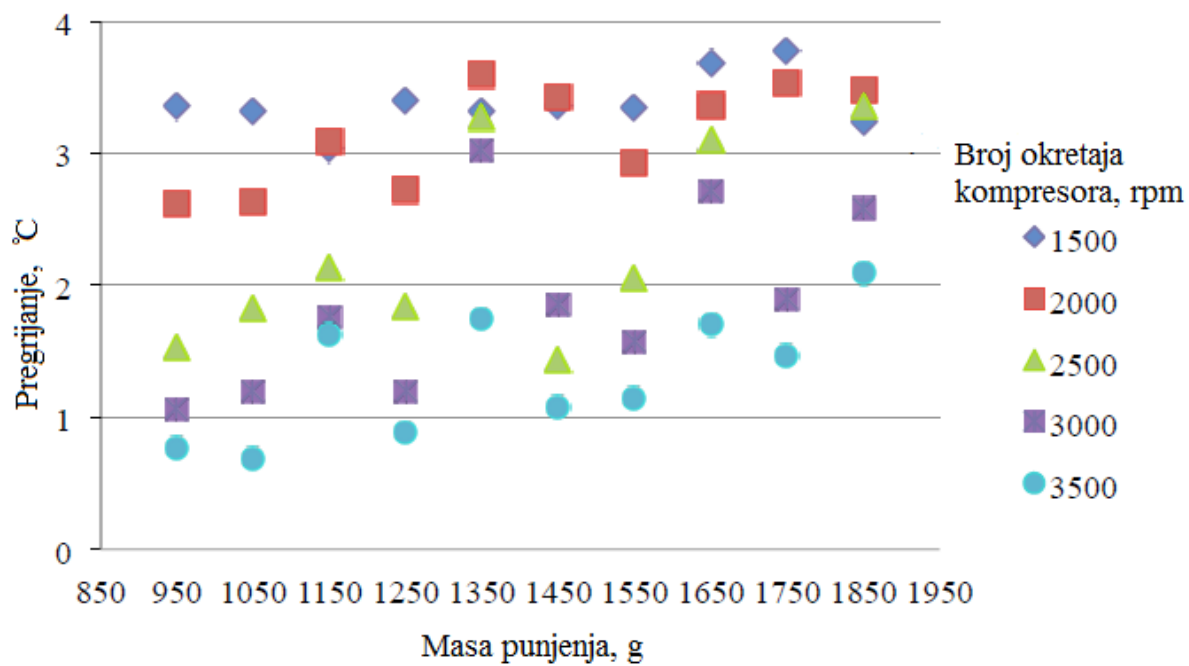
Slika 30. Izlazna temperatura zraka na isparivaču[10]

Slikom 30. prikazana je izlazna temperatura zraka kod isparivača u ovisnosti o brzini kompresora i masi punjenja.

S povećanjem brzine kompresora, izlazna temperatura zraka na isparivaču se smanjuje, pri čemu se neznatno povećava rashladni kapacitet isparivača. Kako se povećava masa punjenja, povećava se i izlazna temperatura zraka na isparivaču dosežući svoj maksimum kod mase punjenja 1350 g, a zatim se opet smanjuje za veće količine radne tvari. Iznad 1850 g zabilježene su i pojave stvaranja leda na vanjskoj površini isparivača. [10] Slikom 31. prikazano je pothlađenje u kondenzatoru. Može se vidjeti da je pothlađenje veće i s povećanjem brzine kompresora i s povećanjem mase punjenja sustava radnom tvari. Razlog tome je da se s povećanjem mase radne tvari, povećava i tlak kondenzacije pa je shodno tome i veće pothlađenje na izlazu iz kondenzatora. Sa slike se još može vidjeti kako na izlazu iz kondenzatora nije prisutna zasićena para, što znači da nije bilo gubitka kapaciteta u kondenzatoru uslijed prenapunjenosti. [10] Slikom 32. prikazano je pregrijanje radne tvari. Pregrijanje se smanjuje što je veća brzina kompresora zbog povećanja protoka, ali isto tako se povećava s povećanjem mase punjenja sustava. Na temelju svih rezultata, može se zaključiti da je sustav učinkovitiji za manje mase punjenja sustava, ali time je i smanjen rashladni kapacitet.[10]



Slika 31. Pothlađenje za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]



Slika 32. Pregrijanje za različite brzine kompresora i mase punjenja [10]

5. MJERNA LINIJA I POSTUPAK MJERENJA

5.1. Mjerna linija

Mjerni uređaj sastoji se od osnovnih komponenti rashladnog uređaja kao što su kompresor, isparivač, kondenzator i prigušni ventil. Za ispravan rad rashladnog uređaja dodani su još neki elementi opreme prikazani na shemi spajanja i regulacije. Radna tvar u sustavu je R404A. Kompresor je Bitzerov 2U-3,2Y. To je poluhermetički kompresor s dva cilindra te je hlađen parom radne tvari. Za podmazivanje kompresora služi uljna pumpa, a dodatno se ulje vraća u kompresor preko odvajača ulja. Ulje u kompresoru je ester BSE 32. Kompresor je opremljen i sigurnosnom automatikom kao što su presostat niskog tlaka (KP1), presostatom visokog tlaka (KP5) te diferencijalnim presostatom ulja (MP55). Isparivač je GEA Küba SGLE 091 i sastoji se od tipskih bakrenih sekcija s aluminijskim orebrenjem i okapnicom za odvođenje kondenzata. Smješten je pri stropu rashladne komore. Odleđivanje se vrši pomoću štapnih električnih grijača. Kondenzator je koaksijalni protusmjerni izmjenjivač vodom hlađen. Unutarnji promjer i duljina cijevi je $\phi 22,1 \times 1,25 \times 6000$ mm, a unutarnji promjer vanjskog plašta je 35 mm. Prigušivanje i doziranje radne tvari vrši termoekspanzijski ventil s vanjskim izjednačenjem tlaka (TEVV). Dodatno se još regulacija količine radne tvari odvija pomoću elektromagnetskog ventila. Filtar-sušač ugrađen je kako bi se neutralizirala vlaga i kako bi se filtrirale eventualne nečistoće u sustavu. Dodatni elementi opreme su još ogledno stakalce koje je ugrađeno iza filtra-sušača, spremnik radne tvari kapaciteta 7.8 litara, prigušivač vibracija i mikroprocesor koji upravlja kompresorom, elektromagnetskim ventilom i ventilatorom na strani isparivača. Kada se postigne tražena temperatura hlađenja, termostat u rashladnoj komori prekine strujni krug elektromagnetskog ventila pri čemu se prekida dotjecanje radne tvari u isparivač. Kompresor još uvijek radi sve dok se tlak na usisu u kompresor ne spusti ispod postavljene vrijednosti. Tada djeluje sigurnosna automatika, odnosno presostat niskog tlaka, koji prekida strujni krug sklopke kompresora te se zaustavlja hlađenje. Kada se temperatura u komori povisi, ponovo se uključuje strujni krug elektromagnetskog ventila i radna tvar ponovo ulazi u isparivač. Pri tome se povisuje tlak na usisu u kompresor i kada se postigne postavljena vrijednost, presostat niskog tlaka ponovo pokreće rad kompresora i hlađenje se nastavlja. Također, još su ugrađeni i regulator tlaka isparavanja u usisni vod kako bi se održala konstantna temperatura i tlak isparavanja te regulator kapaciteta koji je ugrađen u obilazni vod između usisne i tlačne strane i služi za regulaciju rada kompresora pri smanjenom potrebnom učinku dovodeći vrući plin s tlačne strane. Temperature ulaza i izlaza vode, temperatura pothlađenja i

pregrijanja te temperatura nakon kompresije mjere se termoparovima smještenim na pozicijama koje su prikazane na shemi spajanja i regulacije.

5.2. Provođenje mjerenja i rezultati

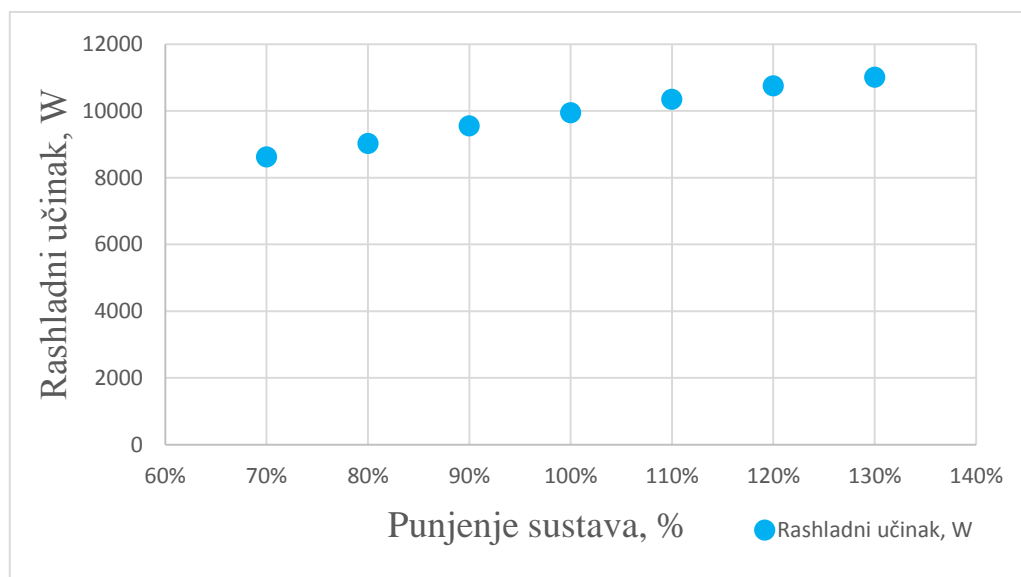
Potrebno je izmjeriti radne karakteristike rashladnog uređaja kao što su temperature, tlakovi, protoci radne tvari, učinke isparivača i kondenzatora te snagu kompresora za područje hlađenja od +5°C do -20°C i različit stupanj napunjenosti sustava. Odlučeno je kako će se mjerenja provesti u rasponu napunjenosti sustava od 70 % do 130% nazivnog punjenja sustava. Mjerenja su provedena u stabilnom radu uređaja nakon što je postignuta balansna točka za vanjsku temperaturu od 22,3 °C i temperaturu hlađenja -10 °C. Nakon što je mjerenje provedeno, izračunali su se rashladni učin isparivača, učin kondenzatora, snaga kompresora i faktor hlađenja prema jednadžbama navedenim ranije u radu. Vrijednosti rashladnog učinka isparivača, snage kompresora, učinka kondenzatora i faktora hlađenja, za različite vrijednosti napunjenosti sustava, dane su tablicom 4.

Tablica 4. Rezultati mjerenja

Punjenje sustava, %	Rashladni učinak isparivača, W	Učinak kondenzatora, W	Snaga kompresora, W	Faktor hlađenja
70	8621,41	12097,79	3476,38	2,48
80	9019,32	12488,29	3468,97	2,6
90	9549,87	12831,61	3281,74	2,91
100	9937,78	13217,58	3279,8	3,03
110	10345,69	13640,5	3294,81	3,14
120	10743,61	14080,13	3336,52	3,22
130	11008,88	14344,9	3336,02	3,3

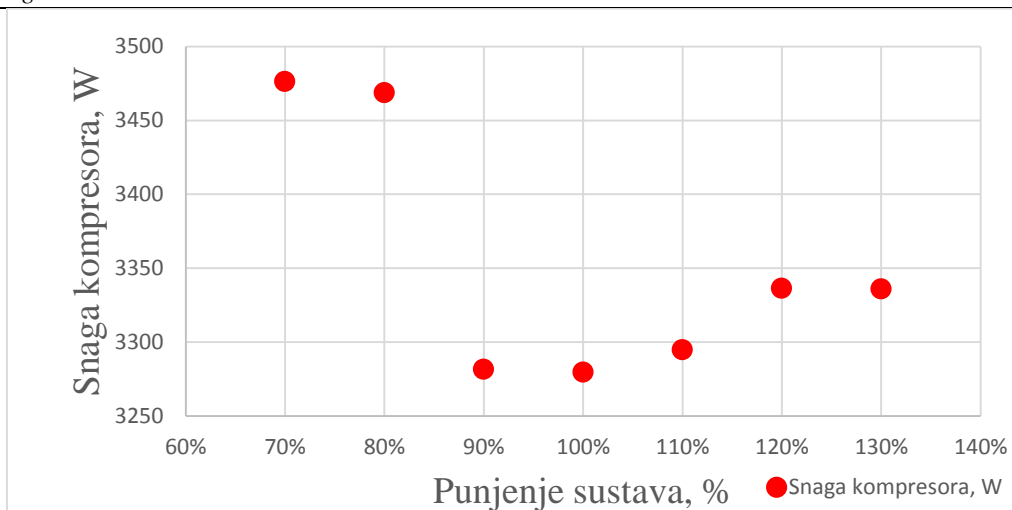
5.3. Analiza rezultata mjerenja

Slikom 33. prikazani su rashladni učinci za različita punjenja radnom tvari dobiveni mjerenjem. Vidljivo je da rashladni učinak relativno značajno pada s manjim postotkom punjenja. Razlog tome je smanjeni maseni protok radne tvari zbog kojeg je sustavu bilo potrebno relativno dugo vrijeme za postizanje tražene temperature hlađenja. Uspoređujući paralelno i potrebnu snagu kompresora prikazanu slikom 34. vidljivo je da je kompresoru potrebno znatno više snage nakon što se postotak punjenja spusti ispod 90%. Razlog tome je što se temperature isparavanja spuštaju kako bi se postigla tražena temperatura hlađenja, a samim time i tlak isparavanja povećavajući kompresijski omjer, pri čemu je specifični rad kompresora znatno velik te ima veći utjecaj, nego smanjeni maseni protok. Potrebno pregrijanje se također povećava sa smanjenjem punjenja radnom tvari, dok se smanjuje pri povećanju punjenja.



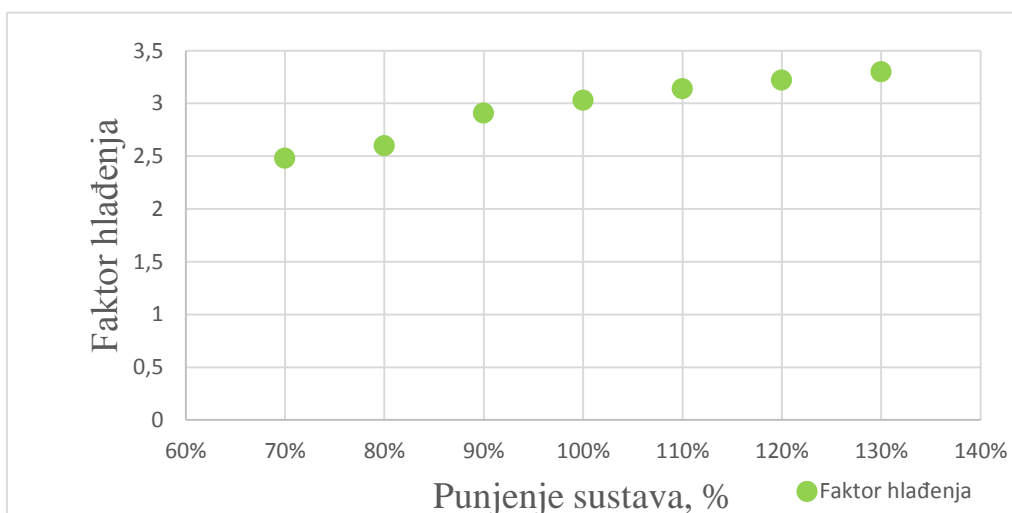
Slika 33. Rashladni učinak za različiti postotak punjenja

Obrnut slučaj je kod prenapunjenog sustava radnom tvari, gdje su rashladni učinci koji se ostvaruju veći od rashladnog učinka za nazivno punjenje uslijed povećanog masenog protoka radne tvari. Potrebna snaga kompresora se neznatno povećava (manje od 2%) zbog toga što do utjecaja dolazi povećani maseni protok radne tvari u odnosu na potrebni specifični rad kompresora koji se također povećava zbog laganog porasta tlaka kondenzacije u kondenzatoru uslijed povećanog masenog protoka.

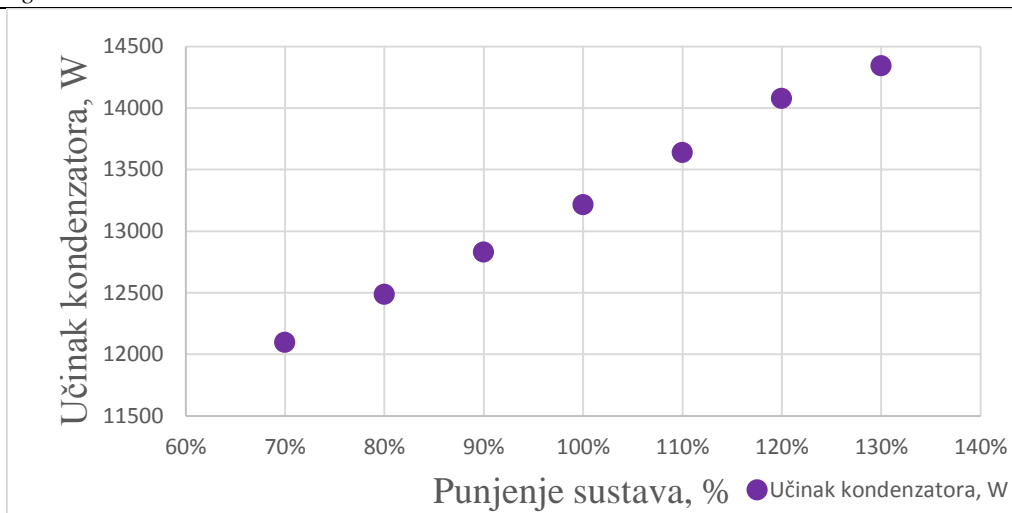


Slika 34. Snaga kompresora za različiti postotak punjenja

Ako promatramo faktor hlađenja, vidimo da je pri smanjenom punjenju faktor hlađenja znatno niži, što je bilo i za očekivati, jer se smanjuje rashladni učinak, a povećava se potrebna snaga kompresora. Kod prenapunjenog sustava, faktor hlađenja se povećava zbog toga što je promjena potrebne snage kompresora zanemariva, a rashladni učinak koji se ostvaruje značajno veći. Ako promatramo učinak kondenzatora prikazan slikom 36., vidimo da je promjena učinka relativno pravilna, gotovo linearna, s povećanjem punjenja radnom tvari. Kao što je već ranije spomenuto, tlak kondenzacije se lagano povećava, kao što se povećava i koeficijent prolaza topline u kondenzatoru zbog povećanog masenog protoka.



Slika 35. Faktor hlađenja za različiti postotak punjenja



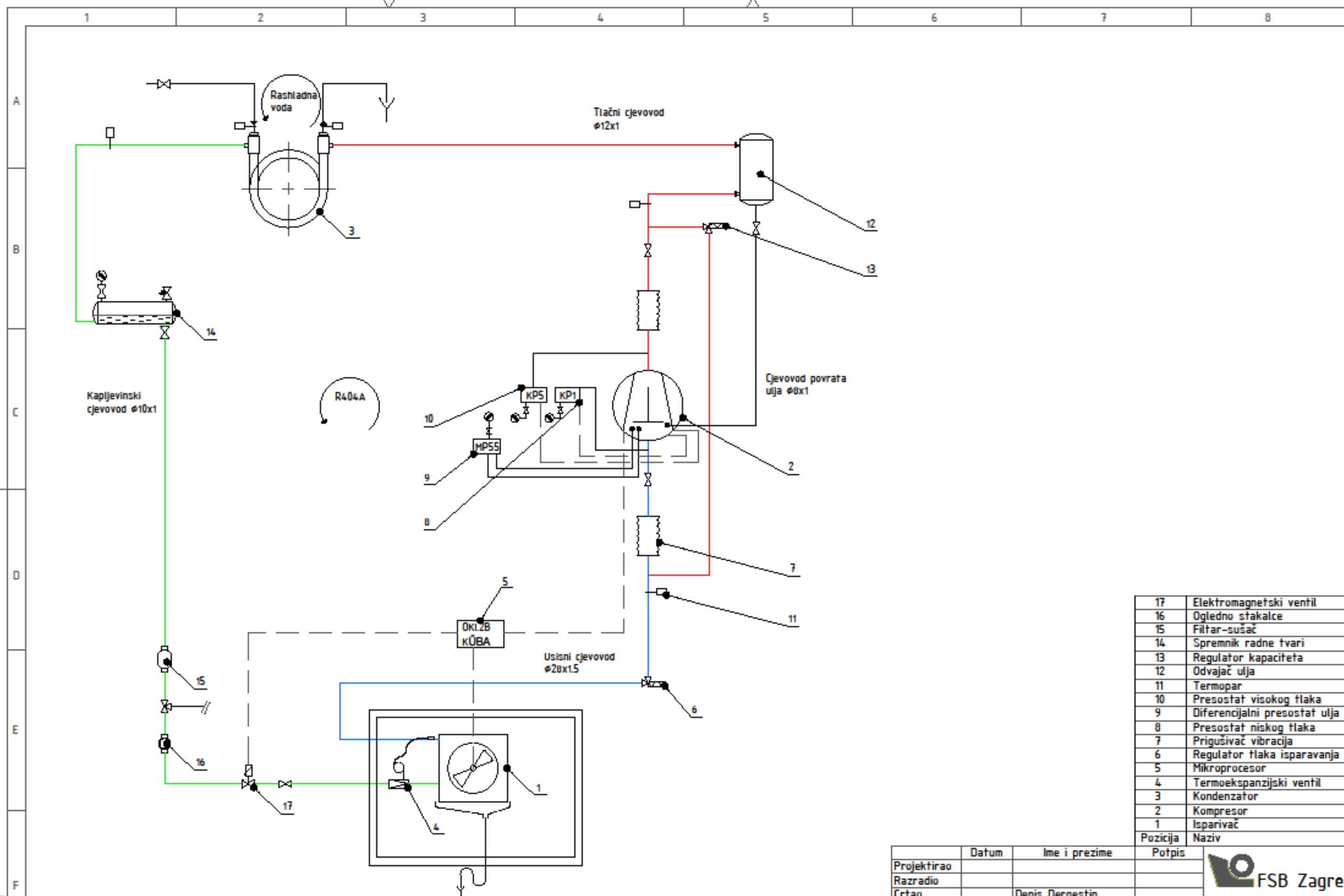
Slika 36. Učink kondenzatora za različiti postotak punjenja

6. ZAKLJUČAK

Analizom rezultata dobivenih eksperimentom i mjerenjem, pokazala su se poklapanja sa zaključcima iz literature o utjecaju podnapunjenosti i prenapunjenosti sustava radnom tvari na radne karakteristike kao što su rashladni učinak, snaga kompresora, učinak kondenzatora i faktor hlađenja. Smanjenjem postotka napunjenosti radnom tvari dolazi do smanjenja rashladnog učinka, pri čemu je sustavu potrebno dugo vrijeme da postigne traženu temperaturu hlađenja. Potrebna snaga kompresora se povećava uslijed smanjenja masenog protoka radne tvari i povećavanja kompresijskog omjera, zbog snižavanja temperature isparavanja. Shodno tome, smanjuje se i faktor hlađenja pri čemu se smanjuje i efikasnost sustava u radu. Dugotrajnim načinom rada sa podnapunjenim sustavom, smanjio bi se i sezonski faktor hlađenja, što bi uzrokovalo veću potrošnju energije i smanjenje energetske učinkovitosti takvog sustava. Povećanjem postotka napunjenosti iznad nazivnog dolazi do povećanja rashladnog učinka, učinka kondenzatora, povećanja potrebne snage kompresora, ali i do povećanja faktora hlađenja. Ipak, za pravilan i siguran rad sustava najbolje bi bilo da sustav radi s nazivnim punjenjem, što se može osigurati jedino ispravnim načinom punjenja i redovitim održavanjem sustava.

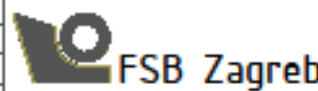
LITERATURA

- [1] V. Soldo, M. Grozdek: Podloge za predavanje, kolegij Hlađenje i dizalice topline, FSB
- [2] <http://www.azo.hr/StoJeKyoto>
- [3] https://www.ecacool.com/upload/files/r/refrigerant_options_now_future.pdf
- [4] G.F. Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps, Fifth edition-Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier (2016.)*
- [5] https://www.aircon.panasonic.eu/HR_hr/happening/ekonomican-ekoloski-prihvatljiv-rad-visoka-scop-2014-vrijednost/
- [6] A.C. Bryant *Refrigeration equipment a servicing and instalation handbook, Second edition-Newnes is an imprint of Elsevier (1997.)*
- [7] Butcher, Ken J. – CIBSE Guide B, *Heating, ventilating, air conditioning and refrigeration, CIBSE (2005.)*
- [8] Keith A. Temple, KAT Consulting, *A Performance Based Method to Determine Refrigerant Charge Level in Unitary Air Conditiong and Heat Pump Systems (2004.)*
- [9] J. K. Dabas, A. K. Dodeja, Sudhir Kumar, K. S. Kasana, *Impact of Refrigerant Charge over the Performance Characteristics of a Simple Vapour Compression Refrigeration System, Internation Journal of Advances in Engineering & Technology, Nov 2011.*
- [10] Mario Henrique Macagnan, Jacqueline Biancon Copetti, Ronaldo Bueno de Souza, Robert Krause Reichert, Martin Amarao *Analysis of the Influence of Refrigerant Charge and Compressor Duty Cycle in an Automotive Air Conditioning System, 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)*



17	Elektromagnetski ventil
16	Ogledno stakalce
15	Filter-susač
14	Spremnik radne tvari
13	Regulator kapaciteta
12	Odvajač ulja
11	Termopar
10	Presostat visokog tlaka
9	Diferencijalni presostat ulja
8	Presostat niskog tlaka
7	Prigušivač vibracija
6	Regulator tlaka isparavanja
5	Mikroprocesor
4	Termoekspanzijski ventil
3	Kondenzator
2	Kompresor
1	Isparivač
Pozicija	Naziv

Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis
Razradio			
Crtao		Denis Dergestin	
Pregledao			
Mentor		dr.sc. Marino Grozdek	



Objekt: Shema spajanja i regulacije Objekt broj: Dergestin_završni rad

