

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Damir Mađerić

**RAZVOJ RAČUNALNOGA MODELA
RASHLADNOGA UREĐAJA S
INTEGRIRANOM LATENTNOM
TOPLINSKOM AKUMULACIJOM
OGRANIČENOGA VOLUMENA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2022.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Damir Mađerić

**RAZVOJ RAČUNALNOGA MODELA
RASHLADNOGA UREĐAJA S
INTEGRIRANOM LATENTNOM
TOPLINSKOM AKUMULACIJOM
OGRANIČENOGA VOLUMENA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: Prof. dr. sc. Branimir Pavković

Komentor: Prof. dr. sc. Zoran Čarija

Rijeka, 2022.

UNIVERSITY OF RIJEKA
FACULTY OF ENGINEERING

Damir Mađerić

**DEVELOPMENT OF THE COMPUTER
MODEL OF REFRIGERATION UNIT WITH
INTEGRATED CONFINED LATENT HEAT
STORAGE**

DOCTORAL DISSERTATION

Rijeka, 2022.

Mentor disertacije: Prof. dr. sc. Branimir Pavković

Komentor: Prof. dr. sc. Zoran Čarija

Doktorska disertacije obranjena je dana _____ na Tehničkom fakultetu

Sveučilišta u Rijeci pred Povjerenstvom u sastavu:

1. Prof. dr. sc. Kristian Lenić, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci
2. Doc. dr. sc. Boris Delač, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci
3. Izv. prof. dr. sc. Marino Grozdek, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu

ZAHVALA

Prije svega, zahvaljujem svojem mentoru prof. dr. sc. Branimiru Pavkoviću na nemjerljivoj podršci u vidu mnogobrojnih korisnih savjeta, rješavanju „logističkih“ problema oko provedenih istraživanja, kao i moralnoj podršci u trenucima kada su mi glagoli „posustati“ i „odustati“ izgledali bližim od glagola „nastaviti“. Zahvaljujem i svojem komentoru prof. dr. sc. Zoranu Čariji čiji su korisni savjeti omogućili da CFD model rashladne kupke iz statusa „teško ostvarivo“ prijeđe u status „realno moguće“.

Zahvaljujem doc. dr. sc. Borisu Delaču na savjetima oko spajanja dvaju simulacijskih podsustava da mogu naizmjenično raditi zajedno, izmjenjujući međusobno podatke.

Zahvaljujem ekipi ljudi iz tvrtke Oprema d.d. iz Ludbrega, koje još uvijek zovem „svojima“, 15 godina nakon što sam prestao zvanično biti njihovim članom. Hvala im za sve uzorke i modifikacije na njima koji su mi napravili tijekom ovog istraživanja, kao i na ustupanju toplinskog laboratorija i mjerne opreme kojima je provedena većina eksperimentalnih istraživanja, i to redom: Tomislavu Cvetku direktoru i većinskom vlasniku tvrtke, Frani Dragojeviću bivšem tehničkom direktoru, Nenadu Horvatu voditelju odjela Razvoja, Vladimiru Juratoviću i Zoranu Rajneru razvojnim inženjerima, Nenadu Zormanu laborantu i Petru Hudaku majstoru u prototipu.

Hvala Zvonimiru i Mateju Glavici iz tvrtke „Gincops“ iz Koprivnice koji su mi uvijek izlazili u susret, što god mi je trebalo, u okviru tehnoloških mogućnosti tvrtke.

Zahvaljujem kolegi Tomislavu Velikom sa Sveučilišta Sjever oko pomoći s akvizicijskim sustavom za eksperimente koji su bili provedeni na sveučilištu. Zahvaljujem i kolegi Draganu Matkoviću, na pomoći oko snimanja oblika zalihe leda.

Zahvaljujem svojem Gabrijelu, mladom inženjeru strojarstva, na pomoći oko pitanja tipa kako što jednostavnije podesiti dokumente u Wordu, kako napraviti pregledne dijagrame u Matlabu, kako u Inventoru najlakše cijevima spojiti modele kompresora i kondenzatora pri izradi modela rashladnog uređaja i sl. Ponekad mi je trebao samo sugovornik koji će saslušati koji su problemi s kojima sam trenutno suočen na istraživanju. Hvala, sine. I na kraju zahvaljujem svojoj Vesni koja je preuzela mnogo obaveza koje supružnici obično podijele. Trebalo je uz mene proživjeti mnoge večeri bez komunikacije dok sam ja zauzet disertacijom, a trebalo je i istrpiti periode dok je „simulacija opet po tko zna koji put pukla“, a rješenje problema se ne nazire.

SAŽETAK

Numerički simulacijski model premix rashladnog uređaja razvijen je u okviru ove disertacije. Simulacijski model je namijenjen za predviđanje promjena svih bitnih parametara rashladnog sustava sa zalihom leda u nestacionarnim uvjetima rada, koji se sreću prilikom hlađenja vode i formiranja zalihe leda u uvjetima promjenjivog toplinskog opterećenja isparivača. Model se sastoji od dva podsustava koji rade naizmjenično i razmjenjuju podatke u svakom vremenskom koraku. Prvi podsustav prati promjene stanja radne tvari pri kružnom toku unutar rashladnog sustava. Drugi pak podsustav prati strujanje i izmjenu topline unutar rashladne kupke gdje se voda ispočetka hladi, a kasnije zaleđuje oko cijevne zavojnice isparivača rashladnog sustava. Za simulaciju izmjenjivača topline rashladnog sustava (isparivača i kondenzatora) korištena je metoda distribuiranih parametara. Rezultati simulacije predstavljaju niz lako mjerljivih parametara rashladnog sustava poput tlakova isparivanja i kondenzacije, masenih protoka kroz kapilaru i kompresor, pojedinih temperatura unutar sustava, ali i nekih teže mjerljivih parametara poput specifične entalpije u pojedinim kontrolnim volumenima izmjenjivača topline, brzine strujanja ili sadržaja pare. Najvažniji parametri čije rezultate simulacija predviđa su energetska potrošnja i masa formirane zalihe leda. Vrednovanje numeričkog modela napravljeno je usporedbom rezultata simulacije s rezultatima dobivenim eksperimentalno za 4 različite konfiguracije rashladnog uređaja. Vrednovanje je pokazalo da su odstupanja vrijednosti svih bitnih parametara dobivene simulacijom, unutar prihvatljivih okvira te da takav simulacijski model može služiti kao pouzdan alat za optimizaciju potrošnje energije kod premix uređaja.

ABSTRACT

The numerical simulation model of the premix cooling unit was developed in the framework of this dissertation. The simulation model is intended for predicting changes in all important parameters of the cooling system with ice bank in transient operating conditions, which occur during water cooling and ice bank formation with the variable heat load of the evaporator. The model consists of two subsystems that work alternately and exchange data at each time step. The first subsystem monitors changes of the refrigerant state during the circulation within the cooling system. The second subsystem monitors the flow and heat exchange inside the water bath, where the water initially cools down and later freezes around the pipe coil of the evaporator of the cooling system. The method of distributed parameters was used to simulate the heat exchangers of the cooling system (evaporator and condenser). The simulation results represent a number of easily measurable parameters of the cooling system such as evaporation and condensation pressures, mass flows through the capillary and compressor, individual temperatures within the system, but also some more difficult to measure parameters such as specific enthalpy in particular control volumes of the heat exchanger, velocity or vapour content. The most important parameters whose results are predicted by the simulation are the energy consumption and the mass of the formed ice bank. The evaluation of the numerical model was made by comparing the results of the simulation with the results obtained experimentally for 4 different configurations of the cooling unit. The evaluation showed that the deviations of the values of all important parameters obtained by simulation, are within acceptable limits and that such a simulation model can be used as a reliable tool for optimizing energy consumption of premix cooling units.

KLJUČNE RIJEČI

Rashladni uređaj za točene napitke, Energetska učinkovitost, Zaliha leda, Rashladni sustav, Numerička simulacija, Prirodna konvekcija, Skladište rashladne energije

KEYWORDS

Draft beverage cooler, Energy efficiency, Ice bank, Refrigeration system, Numerical simulation, Natural convection, Cold thermal energy storage

SADRŽAJ

1	UVOD	1
1.1	Opis rashladnog uređaja i kompletnog sustava za točene napitke.....	2
1.2	Motivacija.....	5
1.3	Presjek znanstvenih spoznaja relevantnih za disertaciju	5
1.3.1	Akumulacija rashladne energije	6
1.3.2	Numeričke simulacije rashladnih sustava	13
1.4	Očekivani znanstveni doprinosi disertacije	16
1.5	Hipoteza rada	18
1.6	Struktura disertacije.....	18
2	MAPIRANJE POTROŠNJE ENERGIJE PREMIX RASHLADNIH UREĐAJA	21
2.1	Mjerenje energetske potrošnje originalnog i modificiranog modela premix uređaja	23
2.2	Utjecaj broja zavoja zavojnice isparivača na masu ledene zalihe	27
3	OPIS EKSPERIMENTALNOG UZORKA RASHLADNE KUPKE	30
3.1	Zahtjevi na simulacijski model.....	30
3.2	Opis eksperimentalnog uzorka premix rashladnog uređaja i mjerne opreme	33
4	SIMULACIJSKI MODEL RASHLADNOG SUSTAVA	39
4.1	Matematički model isparivača.....	39
4.1.1	Koeficijenti prijelaza topline u isparivaču	41
4.1.2	Jednadžbe modela isparivača nakon diskretizacije	48
4.2	Matematički model kompresora	51
4.3	Kondenzator.....	57
4.4	Prigušni organ – kapilara	65
4.5	Inicijalni rubni uvjeti	67
4.6	Rješavanje sustava jednadžbi rashladnog sustava	68
5	SIMULACIJSKI MODEL RASHLADNE KUPKE.....	72
5.1	Matematički model strujanja i zaleđivanja vode u rashladnoj kupki	73
5.2	Svojstva vode.....	74
5.3	Domena simulacije	76
5.4	Eksperimentalna validacija simulacijskog modela rashladne kupke.....	80
6	REZULTATI PROVEDENIH EKSPERIMENATA	86
6.1	Eksperimentalno određivanje toplinskih dobitaka rashladne kupke	86
6.2	Rezultati eksperimenata provedenih na nominalnoj konfiguraciji rashladnog uređaja	88
6.3	Rezultati provedenih eksperimenata na ostalim konfiguracijama.....	101
6.4	Rezultati eksperimenata bez miješanja vode	105
6.4.1	Ulaz radne tvari s donje strane isparivača	106

6.4.2	Ulaz radne tvari s gornje strane isparivača.....	108
7	VREDNOVANJE REZULTATA PROVEDENIH SIMULACIJA.....	112
7.1	Konfiguracija 170-24.....	112
7.2	Konfiguracija 170-32.....	117
7.3	Konfiguracija 190-24.....	121
7.4	Konfiguracija 170-24-bez mješača (prirodna konvekcija)	124
8	ZAKLJUČAK	127
	Popis oznaka.....	131
	Reference.....	136
	Popis tablica	144
	Popis slika	145
	Životopis.....	147

1 UVOD

Rashladni uređaji za pića u ugostiteljstvu mogu se podijeliti u dvije osnovne grupe: hladnjaci i vitrine za hlađenje pića u manjim dozama (poput boca ili limenki) te uređaji za hlađenje pića u većim pakiranjima (poput bačvi, kontejnera ili „bag-in-box“ pakiranja). Veća pakiranja pića koriste se uglavnom na mjestima povećane potrošnje, poput ugostiteljskih objekata, kina, sportskih dvorana, stadiona i sl., gdje se ohlađeni napitci istaču direktno u čaše i poslužuju. Za sva ta mjesta karakteristično je da je dinamika potrošnje teško predvidiva ili ako je donekle predvidiva (npr. na stadionima i sportskim dvoranama), onda je ta potrošnja vrlo intenzivna u kratkim vremenskim intervalima. Za takve uvjete potrebno je imati dovoljni rashladni kapacitet koji se može osigurati ugradnjom rashladne opreme odgovarajućeg rashladnog učinka, ili je potrebno pohraniti zalihi rashladne energije koja se po potrebi može brzo aktivirati. Zbog velike količine raznorazne opreme koja se u ugostiteljstvu koristi, a često u ograničenom prostoru, osnovni zahtjev za svu opremu, pa tako i za rashladne uređaje je kompaktnost i minimalne moguće dimenzije. Iz navedenih razloga, većina rashladnih uređaja ima ugrađenu rashladnu kupku u kojoj se stvara određena zaliha leda koja na osnovu latentne topline potrebne za faznu promjenu (kapljevinu-krutina i obrnuto), čini zalihi rashladnog kapaciteta velike gustoće.

Briga oko smanjenja potrošnje energije i posljedično smanjenja utjecaja na globalno zatopljenje usmjerila je težište istraživanja u rashladnoj tehnici na uređaje koji se masovno koriste, poput kućnih hladnjaka, klima uređaja ili dizalica topline. Tome su pridonijele i zakonske restrikcije [1], [2] koje su također usmjerene na rashladne uređaje u masovnoj upotrebi. Kupci rashladnih uređaja za točene napitke su uglavnom marketinški odjeli proizvođača pića (proizvođači sokova, pivovare, vinarije i sl.), koji organiziraju veća događanja ili instaliraju te uređaje i ostalu opremu kod ugostitelja koji se ugovorom obavezuju distribuirati samo njihove proizvode. U takvom odnosu proizvođači pića snose troškove nabave i održavanja opreme, a vlasnici ugostiteljskih objekata snose troškove utrošene energije. Stoga proizvođači pića, kao kupci rashladne opreme, sve donedavno nisu bili previše zainteresirani platiti nešto veću cijenu za energetski učinkovitiju opremu, jer nemaju direktnih koristi od uštede energije. Međutim noviji trendovi brige oko okoliša to su promijenili.

Zaliha leda je često korišten oblik akumulacije rashladne energije, kako zbog velike gustoće pohranjene energije, tako i zbog niske cijene vode i njezine dostupnosti. Osnovni problem koji

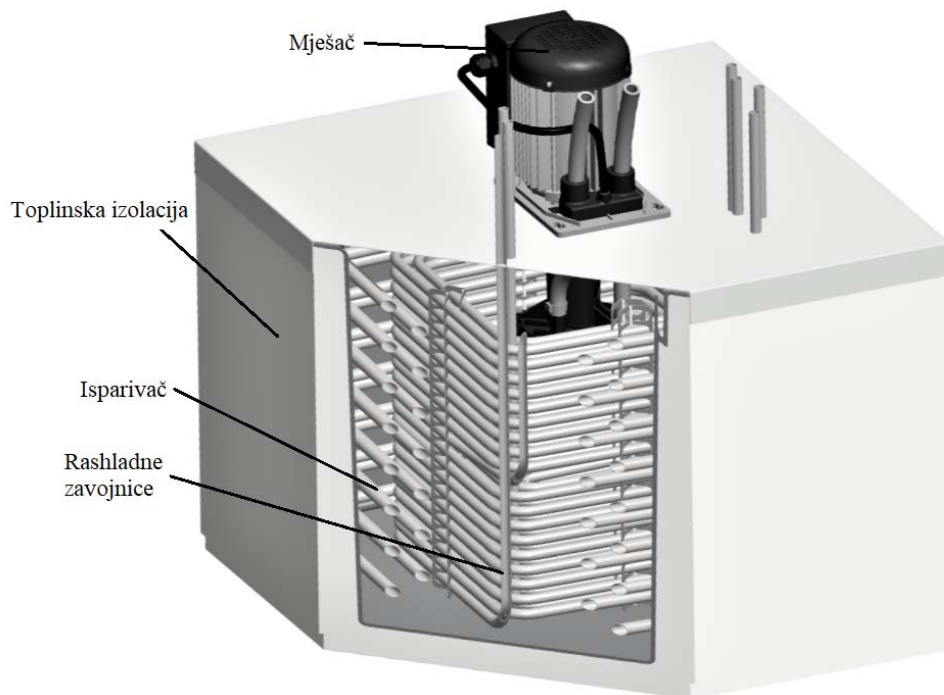
je javlja pri stvaranju zalihe leda je relativno niska toplinska vodljivost leda, čime bi se led mogao prije svrstati u toplinske izolatore nego u toplinske vodiče. Pošto se pri stvaranju leda njegova debljina povećava, time se povećava i ukupni toplinski otpor između radne tvari i hlađenog proizvoda ili vode za prijenos topline u akumulatoru latentne topline. Zahtjev za što manjim dimenzijama rashladnih uređaja za točena pića utječe na to da su dimenzije rashladnih kupki u kojima se stvara zaliha leda limitirane. U takvim uvjetima razmak između cijevi isparivača je mali, pa se led sa susjednih cijevi brzo spaja smanjujući vanjsku površinu leda i dodatno povećavajući toplinski otpor, što je nepovoljan faktor po pitanju potrošnje energije.

1.1 Opis rashladnog uređaja i kompletnog sustava za točene napitke

Rashladni uređaj je uglavnom konstrukcijski podijeljen na 2 osnovna sklopa: kondenzacijsku jedinicu čiji su glavni dijelovi kompresor i kondenzator te rashladnu kupku s vodom. U kupki je smješten isparivač, na kojem se stvara zaliha leda, i izmjenjivač topline u obliku zavojnice, u kojem se odvija izmjena topline između zalihe leda i napitka koji se toči. S obzirom na prostorni položaj ova dva sklopa razlikuju se horizontalni uređaji gdje su navedeni sklopovi jedan pored drugog i vertikalni uređaji gdje je rashladna kupka smještena iznad kondenzacijske jedinice. Unutar prostora kondenzacijske jedinice instalirani su još obično filter sušač radne tvari i elektroinstalacija s nekim kontrolnim elementom (obično termostatom). Kondenzator rashladnog sustava je u velikoj većini uređaja zrakom hlađen, pa će zato takav sustav biti predmet istraživanja u ovoj disertaciji. U manjini su rashladni uređaji s vodom hlađenim kondenzatorom (gdje se voda nakon prolaska kroz kondenzator baca u odvodni sustav) ili glikolom hlađeni kondenzatori (gdje glikol cirkulira u zatvorenom sustavu u koji je još ugrađen vanjski izmjenjivač topline i pumpa kojom se osigurava cirkulacija). Postoje i rashladni uređaji s izdvojenim kondenzatorom koji se instalira izvan zatvorenog prostora. Pošto se ova instalacija treba izvoditi na licu mjesta i zahtijeva osposobljene instalatere koji rashladni sustav pune radnom tvari na licu mjesta, ovakva je instalacija komplicirana, skupa i zbog toga neatraktivna. Zato se rijetko izvodi i uglavnom je to kod sustava većih rashladnih učinaka.

Kako je već rečeno, u kadi rashladnog uređaja uronjen je cijevni isparivač i rashladne zavojnice kroz koje protječe napitak (produkt) hladeći se pri tome (Slika 1). Isparivač je spiralnog oblika s tim da baza te spirale nije kružnica već pravokutnik ili kvadrat koji prati tlocrtni oblik kade s određenom udaljenošću od ruba, kako bi se osigurao prostor za led. Protok napitaka iz kontejnera u kojima se oni dobavljaju, osigurava se tlakom CO₂ iz boce (za sokove i pivo),

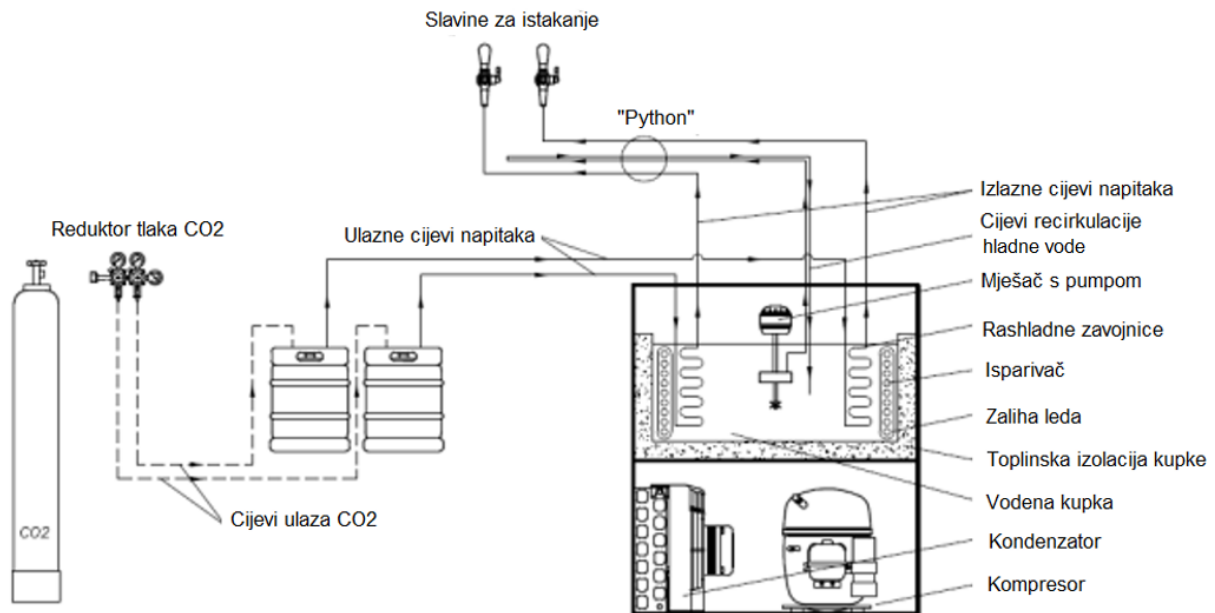
dušika (za vino) ili jednostavno zraka u slučaju kada je potrošnja dovoljno velika da se napitak u bačvi ne stigne pokvariti uslijed djelovanja zraka. Protok se može osigurati i nekom vrstom pumpe (obično električnom ili pneumatskom). Ako se zavojnice priključuju na „bag-in-box“ pakiranje, onda se protok obično osigurava pneumatskom pumpom. Nakon hlađenja kroz zavojnice, ohlađeni napitak struji kroz „python“ – snop plastičnih crijeva za protok hlađenih napitaka i hladne vode iz akumulacije koji međusobno izmjenjuju toplinu, izvana obloženih toplinskom izolacijom. Napitak se istače kroz slavine, ugrađene na specijalnim konzolama.



Slika 1. Presjek kupke rashladnog uređaja za hlađenje pića

ANSI/ASHRAE 32.02-2019 Standard [3] razlikuje „premix“ i „postmix“ rashladne uređaje za točene napitke. Premix rashladni uređaji su ovi prethodno opisani gdje prethodno pripremljeni napitak protječe kroz rashladne zavojnice i istače se na slavini. Postmix rashladni uređaji su veoma slični, a koriste se za hlađenje i distribuciju gaziranih i negaziranih sokova gdje se miješanje vode i sirupa odvija na postmix slavinama na konzoli za istakanje. Osnovni zadaci postmix rashladnog uređaja su hlađenje i gaziranje (karbonizacija) vode, hlađenje sirupa te održavanje (niske) temperature gazirane vode i sirupa na putu između postmix rashladnog uređaja i konzole za istakanje. Postmix uređaji imaju rashladnu kupku s zalihom leda u koju su uronjene rashladne zavojnice za vodu i sirupe te „karbonizator“. Karbonizator je zatvorena posuda pod tlakom CO₂ u kojoj se vrši gaziranje vode. Postmix rashladni uređaji također imaju ugrađenu pumpu za utiskivanje vode pod visokim tlakom u karbonizator i pumpu za

recirkulaciju hladne soda vode kroz „python“ (osim u slučaju kada je postmix uređaj „natpultni“ uređaj na kojem su direktno ugrađene slavine za miješanje i istakanje gaziranih napitaka).



Slika 2. Presjek premix rashladnog uređaja i funkcionalna shema kompletnog sustava istakanja

Iz razloga što je ime „premix uređaj“, dovoljno kratko i dovoljno informativno, ovaj će izraz biti često korišten u daljnjem tekstu ove disertacije i označavati će rashladne uređaje sa zalihom leda za hlađenje točenih napitaka. Iako postmix tipovi rashladnih uređaja neće biti izrijekom spomenuti, velika većina zaključaka iz ove disertacije će se odnositi i na njih.

Unutar vodene kupke premix rashladnih uređaja ugrađen je motorni mješač s potopljenom pumpom. Njegovi su zadaci sljedeći:

- osigurava približno jednoliku temperature vode unutar kupke te pospješuje izmjenu topline između produkta koji prolazi kroz zavojnice i vode u kupki, čime se osigurava niža temperatura istočenog napitka,
- osigurava dobro i jednoliko otapanje ledene zalihe za vrijeme pojačanih toplinskih opterećenja, kada je intenzitet istakanja veći i
- pumpa ugrađena na pogonsko vratilo mješača omogućava cirkulaciju hladne vode iz kupke kroz „python“. Na taj se način održava niska temperatura napitaka na putu između rashladnog uređaja i mjesta za istakanje.

1.2 Motivacija

Može se postaviti jednostavni projektni zadatak: za zadanu veličinu kompresora i odgovarajućeg kondenzatora, zadane maksimalne gabarite te potrebnu masu leda kao zalihi rashladnog učinka, potrebno je napraviti projekt rashladnog premix uređaja sa zalihom leda uz uvjet što je moguće niže energetske potrošnje. Pod tim se podrazumijeva da treba odrediti dimenzije isparivača (promjer cijevi, broj redova, duljina), dimenzije rashladne kupke, odrediti radnu tvar i količinu punjenja, odrediti dimenzije kapilare, odrediti principe regulacije po kojima uređaj radi kako u fazi izgradnje tako i fazi trošenja i regeneracije zalihe leda. Istraživanje pokazuje da poznate znanstvene činjenice dostupne u literaturi ne daju niti približno dovoljno odgovora na ove postavljene zahtjeve. Stoga je ova disertacija napisana s težnjom da se barem djelomično popuni ova praznina. No treba odmah naglasiti da odgovori na prethodno postavljene zadatke zahtijevaju znatno veći obim istraživanja nego što je to sadržaj jedne disertacije. Stoga će i dalje većina ovih jednostavnih pitanja ostati bez odgovora.

Zbog navedenih limita istraživanja, fokus ove disertacije bit će na izradi simulacijskog modela premix rashladnog uređaja koji uključuje sam rashladni sustav i rashladnu kupku sa zalihom leda. Planirano je da se ovaj simulacijski model kasnije koristi kao alat za analizu utjecaja pojedinih konstrukcijskih parametara na energetske potrošnje uređaja.

1.3 Presjek znanstvenih spoznaja relevantnih za disertaciju

Broj istraživanja pronađenih u literaturi koja se odnose upravo na rashladne uređaje za pića nije velik. Ezan i suradnici [4] su proveli istraživanje na rashladnoj vitrini za pića otvorenog tipa gdje su upotrebom materijala koji mijenja agregatno stanje krutina-kapljevina i obrnuto (engl. „phase change material“ - PCM), instaliranom na isparivaču povećali energetske učinkovitost uređaja. Uštede energije ostvarene su na osnovu produljenja vremenskih perioda u kojima je kompresor uključen odnosno isključen. U vremenu kad je kompresor uključen isparivač dio rashladnog učinka troši na hlađenje prostora rashladne vitrine a dio na skrućivanje PCM-a stvarajući pri tome zalihi rashladne energije uz povećanje raspoloživog rashladnog učinka. Ta se zaliha troši u periodu kad je kompresor isključen, pri čemu se PCM tali. Uređaji za hlađenje napitaka pakiranih u boce ili limenke pripadaju široj grupi komercijalnih rashladnih vitrina (otvorenih ili zatvorenih). Istraživanja u vezi primjeni PCM-a u svrhu smanjenja energetske potrošnje rashladnih vitrina su brojna. Sveobuhvatni pregled provedenih istraživanja dali su Bista i suradnici [5] i Mastani Joybari i suradnici [6]. Uštede energije pronađene su upotrebom

PCM-a na različitim mjestima unutar rashladnih vitrine: isparivača [7], kondenzatora [8], [9] i hlađenog prostora [10]. Otkriveno je da pravilno dimenzioniranje PCM-a zajedno s odgovarajućim dizajnom ventilacijskog sustava unutar rashladne vitrine rezultira smanjenjem potrošnje energije [11].

Istraživanja provedena na rashladnim uređajima za točene napitke u dostupnoj literaturi nisu pronađena. Stoga će se u ovoj disertaciji nastojati da se barem djelomično popuni ova praznina. Disertacija će pored fundamentalnih istraživanja iz područja termodinamike i mehanike fluida, biti naslonjena na istraživanja koja se u osnovi mogu svrstati u dvije glavne grupe:

- Zalihe leda kao vid latentne akumulacije rashladne energije
 - uz upotrebu primarne radne tvari kao ponora topline i
 - uz upotrebu sekundarne radne tvari kao ponora topline
 - bez spajanja leda,
 - sa spajanjem leda,
 - s poboljšavanjem prijenosa topline unutar zalihe leda i
 - upotrebom PCM za poboljšanje energetske učinkovitosti rashladnih sustava.
- Numeričke simulacije rashladnih sustava.

1.3.1 Akumulacija rashladne energije

Rashladna energija može se pohraniti u vidu osjetne ili latentne topline. Pohrana osjetne topline nosi sa sobom promjenu temperature pa količina toplinske energije koja se može pohraniti ovisi o specifičnom toplinskom kapacitetu kao i o masi tvari. Prilikom pohrane rashladne energije u vidu latentne topline dolazi do fazne promjene pri kojoj radna tvar mijenja svoje agregatno stanje iz kapljevitog u kruto. Ovo je široko rasprostranjen način akumulacije rashladne energije zbog velike gustoće pohranjene energije i približno konstantne temperature pri korištenju [12] (ako se radi o čistoj tvari). Ako se radi o smjesi dviju ili više tvari fazna promjena se može odvijati unutar određenog temperaturnog intervala. Pohrana toplinske energije smrzavanjem podrazumijeva i reverzibilni proces (taljenje) pri čemu tvar na sebe preuzima toplinu. Fazna promjena tvari generalno nosi sa sobom približno osam puta veću količinu pohranjene energije na jedinicu mase u odnosu na pohranu energije uz promjenu osjetne topline [13]. Dva bitna parametra kod skrućivanja ili u suprotnom smjeru taljenja tvari su temperatura i specifična toplina skrućivanja (taljenja). Zaleđivanje vode odvija se na temperaturi 0°C a specifična toplina taljenja iznosi približno 334 kJ/kg, što je u odnosu na većinu drugih tvari visoka

vrijednost. Ako se ovim podacima doda da je voda široko dostupna i jeftina tvar jasno je da je vodeni led vrlo atraktivan i široko rasprostranjen medij za akumulaciju rashladne energije. Iz povijesti je znano da je skupljanje leda na rijekama i jezerima, transport i skladištenje te korištenje u svrhu hlađenja robe ili klimatizacije prostora bila preteča tehničkom hlađenju kakvo danas znamo. Ukoliko je potrebno faznu promjenu vršiti na višim ili nižim temperaturama od 0°C (zbog funkcionalnih potreba ili iz razloga više energetske učinkovitosti), biraju se druge tvari (engl. „Phase change material“ - PCM) prilagođene svojim svojstvima željenoj temperaturi taljenja [14], [15].

Najčešći razlozi zbog kojih se koristi akumulacija rashladne energije su:

- smanjenje troškova energije - zbog akumulacije rashladne energije u vrijeme kada je tarifa za potrošenu električnu energiju niža. Pošto su dnevna opterećenja električnog energetskog sustava znatno veća, distributeri obično noću nude smanjenu cijenu električne energije u namjeri ravnomjernije potrošnje i boljeg uravnoteženja sustava. Druga velika prednost akumulacije rashladne energije noću je okolišna temperatura koja je tada niža i omogućava osjetno nižu energetska potrošnju [16].
- Akumulacijom rashladne energije omogućava se rad rashladnog sustava manje snage kroz duže vrijeme, za potrebe planiranog povremenog hlađenja, čiji intenzitet znatno premašuje instalirani rashladni učinak ugrađenog rashladnog sustava. Instalacija opreme manjeg učinka utječe na smanjenje investicijskih troškova.
- Osiguranje rezerve rashladne energije koji se aktivira u slučaju neočekivano intenzivne potrebe za hlađenjem.

Premix uređaji koriste zalihi leda koja se stvara s vanjske strane cijevnog isparivača, što je čest i atraktivan tip zalihe rashladne energije, no nije i jedini. Istraživanje koje sadrži najviše elemenata koji sličie radu premix uređaja proveli su Finner i suradnici [17]. U radu je provedena numerička simulacija kompresijskog rashladnog sustava upotrebom modela s koncentriranim parametrima. Pri simulaciji rada (hlađenje kapljevine i zaleđivanje nakon toga) korištena je entalpijska metoda a strujanje kapljevine nije bilo uključeno u simulaciju. Na taj način stvaranje leda oko cijevi isparivača je bilo koncentrično, a cijevi isparivača su bile razmaknute na dovoljnom razmaku da ne dolazi do spajanja slojeva leda sa susjednih cijevi isparivača. Simulacija nije uključivala bilo kakvu analizu potrošnje energije rashladnog sustava.

Tangthieng [18] je proveo istraživanje sustava s formiranjem leda unutar cijevi, gdje se kao ponor topline koristi primarna radna tvar (amonijak) koja struji izvan cijevi. Sam rashladni sustav nije bio predmet istraživanja već je istraživanje je bilo usmjereno samo na dio sustava unutar cijevi dok je izvana nametnuta konstantna temperatura isparivanja -8°C . Varijable u istraživanju su bile debljina leda unutar cijevi i unutarnji promjer cijevi. Istraživanjem je utvrđeno da je minimalna specifična potrošnja energije funkcija promjera cijevi i vremena. Stoga je zaključak da bi za danu količinu proizvedenog leda i za postizanje minimalne prosječne specifične potrošnje energije za danu količinu proizvedenog leda, promjer cijevi trebao biti pravilno odabran za postizanje veće energetske učinkovitosti.

U prethodno navedena dva istraživanja korištena je primarna radna tvar kao ponor topline. Međutim, puno više istraživanja je provedeno na sustavima sa sekundarnim prijenosnikom topline. Najčešći je oblik takve zalihe da sekundarni prijenosnik topline struji kroz cijev, dok se oko cijevi stvara zaliha leda, kao „akumulator“ rashladne energije. Erak i Ezan [19] napravili su numerički model sustava za pohranu toplinske energije sa zaleđivanjem vode oko cijevi kroz koje struji sekundarni prijenosnik topline. Provedeno je istraživanje utjecaja volumnog protoka prijenosnika topline i ulazne temperature na količinu pohranjene rashladne energije. Utvrđeno je da ulazna temperatura ima puno veći utjecaj nego što to ima protok medija za prijenos topline.

Habeebullah [20] je proveo eksperimentalno istraživanje formiranja leda oko bakrene cijevi uronjene u mirujućoj vodi kroz koju protječe hladna glikolna otopina. Promatrao je utjecaj prirodne konvekcije na proces hlađenja vode i kasnije zaleđivanja. Zabilježena je pojava temperaturne inverzije gdje se kod temperature $+4^{\circ}\text{C}$, kod koje je gustoća vode maksimalna, događa zamjena položaja toplijeg i hladnijeg sloja na osnovi razlike u gustoći. Do spomenute temperature topliji sloj vode je smješten iznad hladne bakrene cijevi, a daljnjim snižavanjem temperature najhladniji sloj vode ispliva na površinu. Kroz eksperiment je variran volumni protok glikola kao prijenosnika topline i provedena varijacija Reynoldsovog broja. Uočeno je da je pri niskim Reynoldsovim brojevima na zavoju bakrene cijevi formiran deblji sloj leda. Objašnjenje je ponuđeno u činjenici da pri niskim Reynoldsovim brojevima utjecaj turbulencije glikola, uzrokovanog skretanjem mlaza glikola u zavoju cijevi, značajno utječe na povećanje koeficijenta prijelaza topline na unutarnjoj stijenci cijevi. Povećanjem protoka i posljedično Reynoldsovog broja ova primijećena „anomalija“ iščezava.

Abhishek i suradnici [21] napravili su eksperimentalno i numeričko istraživanje smrzavanja i topljenja zalihe leda oko snopa cijevi u uvjetima prirodne konvekcije unutar spremnika s

vodom. Kroz snop cijevi struji prijenosnik topline konstantne ulazne temperature -5°C . Istraživanjem je utvrđen utjecaj orijentacije snopa cijevi (horizontalna ili vertikalna), promjera cijevi, kao i lokacija izlaza cijevi (na dnu ili vrhu zalihe leda) na količinu formirane zalihe leda.

Sekundarnom prijenosniku topline se pri prolasku kroz cijev povećava temperatura što utječe na nejednoliku debljinu leda koji se kroz vrijeme formira po duljini cijevi. Primarna radna tvar pri prolasku kroz cijev (isparivač), ako se zanemari pad tlaka, uglavnom ne mijenja svoju temperaturu sve dok u potpunosti ne ispari. Povećanjem debljine leda raste toplinski otpor što utječe na manju korisnost i/ili povećanje vremena potrebnog za stvaranje zalihe leda. Ovaj se otpor može smanjiti postupcima kao što su dodavanje nanočestica metala u vodu [22] ili ugradnjom metalnih matričnih struktura [23]. Metalne lamele na cijevima i zavojnicama [24] također povećavaju učinkovitost sustava kako u fazi skrućivanja, tako i u fazi taljenja [25]. U novije vrijeme u svrhu poboljšanja toplinske vodljivosti i posljedično smanjenja toplinskog otpora PCM-a u sustavu pohrane rashladne toplinske energije koriste se metalne pjene [26] i [27]. One posjeduju visoku toplinsku vodljivost, visoku poroznost i visok odnos između vanjske površine i volumena. Ograničenje primjene metalnih pjena kod premix rashladnih uređaja može ležati u njihovoj visokoj proizvodnoj cijeni [28].

Formiranje zalihe leda u uvjetima ograničenog volumena rashladne kupke, gdje se led sa susjednih cijevi isparivača spaja, obrađena je u nizu radova. Često su to dvodimezionalne analize gdje su cijevi isparivača predstavljene kao izotermni krugovi okruženi PCM-om. Sasaguchi i suradnici [29] su napravili dvodimenzionalnu numeričku analizu formiranja zalihe leda oko jedne ili dvije cijevi smještene jedna iznad druge. Cijevi su predstavljene krugovima unutar pravokutnika koji predstavlja ograničeni trodimenzionalni prostor akumulacije. Analizirana su polja brzina i temperatura koja se uzrokovana prirodnom konvekcijom. Provedena je analiza s nekoliko inicijalnih temperatura vode u prostoru (0°C , 4°C , 8°C i 12°C) te je analizirana dinamika stvaranja zalihe leda. Rezultati analize pokazuju da je za inicijalnu temperaturu vode od 0°C , relativni odnos površine formiranog leda i površine presjeka cijevi veći za jednu cijev nego za dvije cijevi u šupljini. Kod inicijalne temperature $\geq 4^{\circ}\text{C}$ spomenuti odnos je veći za konfiguraciju s dvije cijevi. Pri inicijalnim temperaturama vode od $+8^{\circ}\text{C}$ i $+12^{\circ}\text{C}$, mijenja se smjer strujanja vode u šupljini tijekom vremena i dolazi do stratifikacije slojeva vode: toplog sloja na vrhu i hladnog sloja na dnu akumulacije. Autori zaključuju da je profil vektora brzina unutar akumulacije značajno ovisan kako o inicijalnoj temperaturi tako i o vremenu i o geometriji same akumulacije i broju i rasporedu hlađenih cijevi unutar akumulacije. Numeričko istraživanje vrednovano je provedenim eksperimentom [30].

Utjecaj prirodne konvekcije na stvaranje leda oko krugova konstantne temperature (koje predstavljaju cijevi isparivača u dvodimenzionalnom prostoru) je bio predmet analize numeričkom simulacijom koju su proveli Buyruk i suradnici [31]. Krugovi su bili smješteni u jednom stupcu ili u dva stupca sa šahovskim rasporedom. Temperatura površine krugova (cilindara) je namještena na konstantnu vrijednost od -10°C dok je inicijalna temperatura vode u šupljini (akumulaciji) bila namještena na $+4^{\circ}\text{C}$. S obzirom na odabranu inicijalnu temperaturu vode (pri kojoj je gustoća vode maksimalna) tijekom procesa ne dolazi do temperaturne inverzije, već se tijekom cijelog procesa topliji sloj vode zadržava na dnu šupljine. Analizirane su konfiguracije s 1-8 cijevi u relativno uskoj šupljini odabranih dimenzija. Konfiguracije s 4, 6 i 8 cijevi bile su takve da su cijevi bile raspoređene u 2 stupca s pravokutnim ili šahovskim rasporedom. Analizirana su temperaturna polja, polja brzina, količina formiranog leda kao i oblici zalihe leda formiranog oko snopa cijevi. Polja brzina a posljedično i polja temperatura posljedica su prirodne konvekcije i jako su ovisna o položaju cijevi unutar akumulacije. Međutim zbog relativno male poprečne dimenzije šupljine, formiranje leda ima značajni utjecaj na slobodni presjek za strujanje kapljevine i posljedično na ukupnu sliku strujanja. U kasnijoj fazi procesa slojevi leda sa suprotnih stupaca se međusobno spajaju i blokiraju protok u tom dijelu šupljine. Proširenjem šupljine formirani led više ne blokira poprečni presjek šupljine pa se zbog toga mijenja i slika polja brzina i polja temperatura [32].

Neki od najutjecajnijih parametara kod formiranja zalihe leda u uvjetima ograničenog volumena su promjer cijevi isparivača i njihov broj, što je analizirano u studiji [33]. Navedena numerička studija provedena je na ograničenoj domeni s tri različita promjera cijevi (12, 18 i 24 mm), konstantne temperature stijenke cijevi, s promjenjivim brojem cijevi. Analize su provedene i za dvije konfiguracije (rasporeda cijevi): s pravokutnim i šahovskim rasporedom cijevi u redovima i stupcima. Rezultati analize pokazuju da smanjenje promjera i povećanje broja cijevi utječe na povećanje količine formirane zalihe leda. Isto tako analiza pokazuje da treba preferirati šahovski raspored cijevi jer daje bolje rezultate u količini formiranog leda.

Fertelli i suradnici [34] istraživali su utjecaj položaja cijevi ili grupe cijevi unutar ograničenog volumena, koristeći 2D numeričke simulacije. Istražen je utjecaj na jednu, dvije i četiri cijevi promjera d , u grupi. Dimenzije šupljine, koje su jako važne za slučajeve prirodne konvekcije, namještene su na $2d$ širina i $11d$ visina šupljine. U ovu šupljinu smještene su cijevi, dok je ostatak šupljine ispunjen vodom koja se postepeno smrzava oko cijevi. Ako se radi o dvije ili četiri cijevi u grupi, onda je razmak između pojedine cijevi, namješten na udaljenost d . Inicijalne temperature vode u šupljini su bile namještene na $+4^{\circ}\text{C}$ ili na $+8^{\circ}\text{C}$. Kod temperature

+4°C ne dolazi do temperaturne inverzije i smjer strujanja vode izazvan prirodnom konvekcijom je kontinuirano odozdo prema gore. Kod inicijalne temperature vode od +8°C, smjer strujanja je u početku odozgo prema dolje a kasnije se mijenja. Rezultati istraživanja pokazuju da se kod ovakvih nametnutih uvjeta u slučaju jedne ili dvije cijevi, pri oba uvjeta nametnute inicijalne temperature vode, više leda formira ako je cijev smještena pri vrhu šupljine. Međusobne razlike između samog položaja cijevi pri vrhu ili pri dnu šupljine (centar cijevi na visini jednakoj promjeru ili dva promjera od vrha ili dna), u količini formiranog leda su zanemarive. Za slučaj sa četiri cijevi najbolji rezultati u količini formiranog leda se dobiju ako se snop cijevi postavi u centar šupljine.

Shih & Chou [35] su proveli numeričko istraživanje formiranja zalihe leda oko snopa od 4, 6 ili 8 cijevi smještenih u šahovskom rasporedu unutar ograničenog volumena. Rezultati pokazuju da konfiguracija s 4 cijevi pokazuje bolje relativni rezultat (odnos površine formiranog leda u odnosu na površinu cijevi) u odnosu na ostale konfiguracije, iz razloga što u promatranom vremenu ne dolazi do spajanja slojeva leda sa susjednih cijevi. Povećanje inicijalne temperature vode unutar promatranog volumena utječe na intenzivnije strujanje uzrokovano prirodnom konvekcijom, i posljedično do intenzivnije izmjene topline. Međutim, kao rezultat se također javlja i manja količina formiranog leda i to nezavisno od konfiguracije (broja cijevi). Veći broj cijevi znači i veću količinu formiranog leda (u apsolutnom iznosu), međutim, može izazvati (ovisno o veličini šupljine ispunjene vodom) zapunjenje dijela volumena (ili cijelog volumena) što sprečava daljnju izgradnju leda bez obzira na vrijeme koje stoji na raspolaganju. U istraživanje je uključena analiza gustoće toplinskog toka po pojedinoj cijevi kao funkciju vremena. Kao zaključak se nameće da optimizacija zalihe leda koja uključuje broj cijevi i potrebnu zalihu leda, uveliko zavisi od raspoloživog volumena za formiranje leda kao i raspoloživog vremena.

Sugawara & Beer [36] su svoje istraživanje s jednom i četiri cijevi poredane u stupcu unutar pravokutnog prostora proveli koristeći numeričke simulacije. Pored analize formiranja leda, uključili su i analizu otapanja leda. Varirajući položaj cijevi došli su do zaključka da količina formiranog leda na jednoj cijevi ovisi o položaju (visini) cijevi unutar šupljine a da se pojačano stvaranje leda zamjećuje kod slučaja kad je cijev na većoj visini. Njihov je zaključak također da se u prvoj fazi procesa, kada je temperatura vode unutar šupljine relativno visoka, većina procesa odvija uslijed konvekcije. U kasnijoj fazi procesa, kondukcija postaje dominantan način prijenosa topline. Isto tako, zaključak je da je konfiguracija s više cijevi pravilno smještenih,

povoljnija po pitanju količine stvorenog leda u odnosu na jednu cijev, što je već i samo po sebi očekivano i razumljivo.

Pakzad i suradnici [37] su napravili 3D simulaciju formiranja zalihe leda oko cijevi savijene u zavojnicu koja je smještena unutar ograničenog volumena. Prilikom istraživanja varirali su promjer cijevi zavojnice kao i razmak između redova zavojnice. U dijelu gdje je variran razmak između redova zavojnice, promjer cijevi i duljina zavojnice držani su konstantnim. U dijelu simulacije gdje je variran promjer cijevi, razmak između redova zavojnice držan je konstantnim, a duljina zavojnice je mijenjana na način da vanjska površina zavojnice ostane konstantna. Rezultati simulacije pokazuju da se veća zaliha leda formira za slučaj većeg razmaka između redova zavojnice kao i u slučaju manjeg odabranog promjera (a dulje zavojnice).

Pored istraživanja stvaranja zalihe leda u uvjetima prirodne cirkulacije napravljeno je numeričko istraživanje stvaranja zalihe leda u uvjetima prisilne cirkulacije oko jednog [38] ili dva [39] cilindra poredanih u smjeru strujanja. Cilindar ili par cilindara postavljen je u pravokutnu dvodimenzionalnu šupljinu. Gornja i donja stranica su adijabatske linije, dok s jedne bočne strane ulazi struja fluida konstantne ulazne temperature, brzinom uniformnom po ulaznom presjeku i nepromjenjivom kroz vrijeme, dok kroz drugu bočnu stranicu fluid izlazi iz promatrane šupljine. Količina formiranog leda, bilo na jednom ili na dva cilindra značajno ovisi o Reynoldsovom broju, Prandtlovom broju, ulaznoj temperaturi fluida koji ulazi u šupljinu kao i o relativnom odnosu toplinske vodljivosti krutine (leda) i kapljevine. Povećanje Reynoldsovog broja, Prandtlovog broja i ulazne temperature kapljevine utječu na smanjenje formirane količine leda, dok povećanje relativnog odnosa toplinske vodljivosti krutine i kapljevine utječu na povećanje nastale krute faze. Zaključak je također da se u slučaju dva cilindra postavljena u definiranu šupljinu veća zaliha krute faze dobije u slučaju kada se cilindri postave u liniji okomitoj na smjer strujanja. Isto tako veća se zaliha krute faze dobije ako se cilindrima smještenim u liniji paralelnoj s vektorom ulazne brzine, poveća međusobni razmak. Posebnu pozornost autori su posvetili promjeni gustoće PCM tvari tijekom procesa skrućivanja. Rezultati analize pokazuju da za jako niske vrijednosti Reynoldsovog broja, materijali koji ekspaniraju tijekom skrutnjavanja (poput vode), imaju veću brzinu solidifikacije (više krutine u promatranom vremenu) za iste ostale početne uvjete. Ako se Reynoldsov broj poveća ovakvi materijali u početnoj fazi procesa imaju također nešto veću brzinu skrućivanja, međutim u kasnijoj fazi procesa ova prednost iščezava, te se može zaključiti da su brzina skrućivanja i krajnji rezultati u zalihi krutine isti.

1.3.2 Numeričke simulacije rashladnih sustava

Numerički modeli rashladnih sustava ili njihovih dijelova imaju za cilj predviđanje ponašanja sustava, čime se greške u koncepciji kao i moguća poboljšanja mogu naći na relativno brz i jeftin način. Osnovni zahtjevi koje treba zadovoljiti svaki numerički model su: stabilnost, brzina i točnost [40]. Postoje općeniti numerički modeli rashladnih sustava [41], kao i oni specijalizirani za pojedine tipove rashladnih sustava, poput, kućnih hladnjaka [42], dizalica topline [43], kućnih klima uređaja [44], klima uređaja u automobilima [45], rashladnika vode [46], rashladnih kontejnera za prijevoz tereta [47] i sl. Pored modela cjelovitog rashladnog sustava postoje i simulacijski modeli komponenti. Zbog složene međusobne interakcije dijelova rashladnog sustava, numerički modeli često imaju problema s konvergencijom rješenja i stabilnošću [40] te zahtijevaju značajne resurse po pitanju kapaciteta računala i vremena provedbe simulacije, što se dodatno potencira ugradnjom složenih modela komponenti u model sustava. Upotreba jednostavnijih karakteristika komponenti prikazanih u [48] može riješiti takve probleme ali se time smanjuje točnost rješenja.

Pri izradi simulacijskih modela često su u upotrebi izrazi: „model bijele kutije“ (engl. „white box“), „model crne kutije“ (engl. „black box“) i „model sive kutije“ (engl. „gray box“) [49]. Model bijele kutije podrazumijeva da su svi procesi unutar rashladnog sustava objašnjeni i opisani fizikalnim zakonima. Simulacijski modeli izgrađeni na ovakav način su šire primjenjivi jer varijacije parametara sustava lako mogu biti uvrštene u model i procesuirane. Model crne kutije je uglavnom baziran na podacima koji su na nekom sustavu dobiveni eksperimentalno. Dakle poznati su ulazni parametri sustava i poznati su (izmjereni) izlazni parametri sustava ali u model nisu uvrštene fizikalne zakonitosti koje „proizvode“ uzročno posljedične veze. Zbog toga je ovakav pristup ograničen na uski krug sustava ili dijelova sustava za koje postoje eksperimentalni podaci, ali je najčešće teško predvidjeti ponašanje sustava pri značajnim promjenama ulaznih parametara. Model sive kutije je mješoviti model koji sadržava elemente oba prethodno opisana modela. On u osnovi koristi fizikalni model sa poznatim zakonitostima, ali se u djelu gdje ove zakonitosti teško mogu dati pouzdane izlazne podatke, koristi empirijskim izrazima koji su nastali na osnovu obrade podataka dobivenih eksperimentalno, kao npr. podaci o koeficijentima prijelaza topline ili podaci o raznim stupnjevima djelovanja.

Kompresor je centralna komponenta parno kompresijskih rashladnih sustava čiji je utjecaj na performanse sustava najveći u usporedbi s ostalim bitnim dijelovima sustava [50]. Kompresor u kombinaciji s prigušnim ventilom direktno utječe na maseni protok radne tvari kroz rashladni

sustav. Iako se u dostupnoj literaturi može pronaći puno simulacijskih modela raznih vrsta kompresora (kao npr. spiralnih [51] ili krilnih [52]) za ovu disertaciju su najinteresantnije simulacije stapnih hermetičkih kompresora [53]. Detaljna analiza hermetičkih stapnih kompresora uključuje dinamiku rada [54], [55]. Međutim zbog svoje glomaznosti i utjecaja na vrijeme potrebno za simulaciju kao i utjecaja na nestabilnost rješenja ovakvi se detaljni numerički modeli rijetko koriste kad je simulacijski model kompresora uključen u simulacijski model cjelokupnog rashladnog sustava [49]. U takvim se slučajevima češće koriste „statički“ (najčešće „gray box“) modeli kompresora koji uključuju volumetrijski i izentropski stupanj djelovanja [56].

Izmjenjivači topline rashladnih sustava (isparivač i kondenzator), u dostupnoj literaturi, modelirani su uglavnom koristeći dvije tehnike [57], [58]:

- stacionarni model i
- dinamički model.

Stacionarni model [59] počiva na pretpostavci da je maseni protok radne tvari kroz sve dijelove rashladnog sustava jednak. Na taj način bilo kakva akumulacija (pozitivna ili negativna) radne tvari u pojedinom dijelu sustava se zanemaruje. Dinamički model baziran je pretpostavci da maseni protok radne tvari kroz sve dijelove rashladnog sustava nije jednak te u promatranom vremenu dolazi do promjene količine (mase) radne tvari unutar dijelova rashladnog sustava čiji je volumen značajan (isparivač, kondenzator, prostor unutar kućišta kompresora, spremnik ukapljene radne tvari). S obzirom na broj kontrolnih volumena na koje su izmjenjivači topline podijeljeni tijekom modeliranja rashladnog sustava razlikujemo:

- metodu koncentriranih parametara,
- metodu distribuiranih parametara i
- metodu zona.

Metoda koncentriranih parametara promatra izmjenjivač topline kao jedinstveni volumen. Izmjena topline izračunava se obično korištenjem srednjih logaritamskih razlika temperatura zanemarujući pri tome lokalne promjene temperatura uzduž izmjenjivača. Ova se metoda češće koristi za izmjenjivače topline bez faznih promjena, ali se može sresti i kod isparivača i kondenzatora gdje dolazi do faznih promjena radne tvari unutar izmjenjivača topline [60], [61].

Metoda distribuiranih parametara [43], [41] podrazumijeva podjelu izmjenjivača topline na određeni broj kontrolnih volumena. Za svaki pojedini kontrolni volumen vrijede zakoni o

održanju mase i energije, ponekad i održanja količine gibanja, a mora biti zadovoljeno i ravnotežno termodinamičko stanje radne tvari unutar kontrolnog volumena ($f(p, v, T) = 0$). Ovom se metodom mogu pratiti tranzijentne pojave kroz koje cjelokupni rashladni sustav prolazi, a prati se i distribucija radne tvari unutar pojedinih dijelova rashladnog sustava u pojedinim fazama procesa. Metodom se može pratiti pomicanje granica faza unutar isparivača i kondenzatora: granica između zasićene i pregrijane pare unutar isparivača, granica između pregrijane i zasićene pare unutar kondenzatora kao i granica između zasićene pare i pothlađene kapljevine unutar kondenzatora. Ovom se metodom može predvidjeti pregrijanje pare na izlazu iz isparivača kao i pothlađenje kapljevine na izlazu iz kondenzatora te promjene navedenih temperatura tijekom pojedinih faza rashladnog procesa. U usporedbi s metodom koncentriranih parametara, metoda distribuiranih parametara zahtijeva veće računalne resurse za simuliranje kako po pitanju tehničkih performansi tako i po pitanju vremena potrebnog za simulaciju. Kod ove metode nerijetko se javlja i problem s konvergencijom rješenja.

Metoda zona [62], [63] je kombinacija metode distribuiranih i metode koncentriranih parametara. Isparivač je podijeljen na dvije zone: zona isparivanja i zona pregrijanja, dok je kondenzator podijeljen na tri zone: zona hlađenja pregrijane pare, zona kondenzacije i zona pothlađenja kapljevine. Unutar ovih zona koriste se koncentrirani parametri što npr. znači da se cijela zona isparivanja tretira kao volumen gdje je smještena zasićena para prosječnog sadržaja pare i prosječne entalpije iako u realnosti sadržaj pare kao lokalni parametar raste od ulaza u isparivač prema granici zone isparivanja. Za razliku od metode distribuiranih parametara gdje su granice kontrolnih volumena nepromjenjive, granice zona su promjenjive s vremenom.

U literaturi se također može sresti metoda „cijev do cijevi“ (engl. „tube-by-tube“) [64], [65]. Ova metoda može se smatrati podvrstom metode distribuiranih parametara, a koristi se uglavnom za simulaciju isparivača za hlađenje zraka ili kondenzatora hlađenih zrakom gdje je su cijevi smještene u snopu s pravokutnim ili šahovskim rasporedom (sa ili bez lamela), a smjer strujanja zraka je obično poprečno u odnosu na smjer cijevi. Svaka cijev predstavlja kontrolni volumen a karakteristično je da zrak koji opstruji prvu cijev u stupcu nastrojava na sljedeću cijev u sljedećem stupcu.

Iako u literaturi postoje simulacijski modeli više vrsta prigušnih ventila, kao npr. termoekspanzijskog ventila [66], ovdje će fokus biti na istraživanja s kapilarom iz razloga što je kapilara najviše korišten prigušni element kod premix uređaja. Pri izgradnji simulacijskog modela koriste se uglavnom dva pristupa: izrada numeričkih korelacija na bazi podataka

dobivenih eksperimentalno [67], [68], i korištenje metode distribuiranih parametara. Korelacije dobivene regresijom mogu se koristiti unutar ograničenog definiranog područja parametara jer izlaženje izvan tih okvira mogu znatno narušiti točnost dobivenih rezultata. Isto tako ovakve korelacije mogu vrijediti za jednu radnu tvar dok za neku drugu mogu biti potpuno neupotrebljive [69]. Tako se prilikom istraživanja na ovoj disertaciji pokazalo da korelacija za izračunavanje masenog protoka kroz kapilaru objavljena u radu [70], vrijedi za R134a, ali je potpuno neupotrebljiva za R290. Kod metode distribuiranih parametara koriste se modeli koji uzimaju u obzir različite brzine pare i kapljevine pri strujanju kroz kapilaru i oni koji zanemaruju te razlike [71]. Istraživanja u vezi kapilara također se mogu podijeliti na one koja se bave kapilarama bez izmjene topline [72] kao i ona koja se bave kapilarama u uvjetima izmjene topline [73], a koja se mogu koristiti za simulaciju rada rashladnih uređaja (poput kućnih hladnjaka) gdje su instalirane kapilare u kontaktu s usisnim vodom s kojim izmjenjuju toplinu u svrhu poboljšanja učinkovitosti uređaja.

1.4 Očekivani znanstveni doprinosi disertacije

Analizirajući rezultate istraživanja pronađene u dostupnoj literaturi i uspoređujući uvjete pod kojima su provedena s uvjetima koji se mogu sresti kod premix rashladnih uređaja u eksploataciji, može se zaključiti sljedeće:

- Uvjeti strujanja, a posljedično i rezultati po pitanju polja temperatura, brzina, toplinskih tokova za pojedine cijevi (cilindre) i količine formirane zalihe leda, značajno ovise o obliku i dimenzijama zadane šupljine (rashladne kupke) kao i o dimenzijama i rasporedu cijevi unutar šupljine, i to bez obzira na prirodnu ili prisilnu prirodu strujanja. Rashladne kupke premix uređaja imaju osjetno veće dimenzije (naročito po širini) nego su to šupljine koje su analizirane u pronađenoj literaturi. Isto tako, više od 90% premix uređaja na tržištu ima isparivače u rasponu vanjskog promjera 8-12 mm, što dimenzijama također značajno odudara od promjera cijevi (cilindara) u analiziranim radovima. *Za potrebe analize stvaranja leda unutar rashladne kupke premix uređaja napravljena je u ovoj disertaciji geometrija rashladne kupke koja je vjerodostojna većini stvarnih rashladnih kupki, a dobiveni rezultati su posljedično značajno različiti od dosad poznatih.*
- Inicijalna temperatura vode je značajni parametar koji utječe na kompletni proces stvaranja zalihe leda i krajnje rezultate. Za uvjete strujanja izazvanog prirodnom

konvekcijom bitna je temperatura $+4^{\circ}\text{C}$ kod koje je gustoća vode maksimalna. Snižavanjem temperature ispod navedene razine dolazi do temperaturne inverzije i mijenja se smjer strujanja što značajno utječe na količinu i oblik formirane zalihe leda. ANSI/ASHRAE standard 32.2-2018 [3] definira uvjete inicijalne temperature vode u rashladnoj kupki premix uređaja, na dvije razine, $+24^{\circ}\text{C}$ i $+32^{\circ}\text{C}$ što su mnogo više temperature od inicijalnih temperatura postavljenih za numeričke simulacije opisane u radovima istraživača spomenutih u prethodnom tekstu (maksimalna inicijalna temperatura je bila $+12^{\circ}\text{C}$). *Ovakva inicijalna temperatura koja je uključena u numeričke simulacije unutar ove disertacije, značajno utječe na rezultate i daje nove spoznaje.*

- Prisilnim strujanjem vode povećava se koeficijent prijelaza topline na vanjskoj stijenci cijevi isparivača [74] smještenog unutar rashladne kupke premix uređaja. Mješač koji ostvaruje prisilno strujanje se u pravilu koristi i radi kontinuirano. Međutim istraživanja također pokazuju [38], [39], da u fazi neposrednog stvaranja leda oko cijevi isparivača intenzivnija cirkulacija fluida smanjuje količinu formiranog leda. Praksa pokazuje da uloga mješača presudna u fazi pojačanog toplinskog opterećenja premix uređaja, kada je potrebno u kratkom vremenu otopiti veću količinu zalihe leda. *Međutim, upitno je da li mješač stvarno treba raditi kontinuirano i što to znači po pitanju potrošnje energije za kompletni uređaj, što je djelomično predmet ove disertacije, kako eksperimentalnog dijela tako i dijela simulacije. Stoga će simulacija u ovoj disertaciji biti provedena za dva režima: režima prirodnog i režima prisilnog strujanja fluida unutar rashladne kupke.*
- Utvrđeno je da geometrija stvarno korištenih rashladnih kupki premix uređaja koju karakteriziraju gabariti kupke te broj, raspored i promjer cijevi isparivača, kao i inicijalni uvjeti karakteristični za rad znatno odudaraju od slučajeva koji su u literaturi opisani i vrednovani, *izrađen je fizički model blizak stvarno korištenim kupkama premix uređaja i na njemu su provedena mjerenja u cilju eksperimentalnog vrednovanja numeričkog modela upravo takve rashladne kupke.*
- *U disertaciji je napravljena integracija simulacijskog modela rashladne kupke i simulacijskog modela rashladnog sustava što nije pronađeno u dostupnoj literaturi.*
- *Pošto istraživanja premix rashladnih uređaja nisu pronađena u dostupnoj literaturi, prezentirani rezultati predstavljaju nove znanstvene spoznaje.*

- *U disertaciji je izgrađen integrirani simulacijski model koji lako može biti primijenjen kao alat za istraživanje utjecaja različitih geometrijskih i ostalih relevantnih konstrukcijskih parametara na rad premix, i ostalih sličnih rashladnih uređaja.*

1.5 Hipoteza rada

Rashladni uređaj s latentnom akumulacijom topline moguće je modelirati računalnom simulacijom, koja uključuje simultanu numeričku CFD simulaciju rashladne kupke i numeričku dinamičku simulaciju rashladnog uređaja, i koja se može primijeniti za daljnje analize sustava u cilju pronalazjenja bitnih mjera poboljšanja, kako energetske učinkovitosti tako i konstrukcijskih karakteristika uređaja.

1.6 Struktura disertacije

Prvo poglavlje disertacije daje opis rashladnog uređaja sa zalihom leda koji se koristi u distribuciji ohlađenih napitaka kao i opis kompletnog sustava u koji je ovaj uređaj ugrađen. U ovom poglavlju napravljena je i analiza dosadašnjih istraživanja na koje će disertacija biti oslonjena. Na kraju poglavlja navedeni su očekivani znanstveni doprinosi disertacije.

U drugom poglavlju opisano je provedeno mapiranje postojećeg stanja energetske potrošnje rashladnih uređaja za ugostiteljstvo koji su u širokoj upotrebi na tržištu. Kod potrošnje energije, analizirani su električni potrošači koji direktno troše energiju iz mreže (kompresor, mješalica i ventilator kondenzatora) kao i čimbenici koji utiču na njihovu potrošnju. Ovi čimbenici uvjetuju da električni potrošači rade dulje ili kraće vrijeme, i da u tom vremenu koriste iz mreže veću ili manju električnu snagu. Analiza je provedena eksperimentalno na tipičnom uređaju s tržišta. Eksperimenti su provedeni u laboratoriju s kontroliranim uvjetima okoline (temperature 24°C i relativne vlažnosti zraka 45%) a tijekom eksperimenata mjereni su i bilježeni utjecajni parametri (temperature, tlakovi, potrošnja električne energije). Zaključci sadrže prijedloge mjera koje bi trebalo provesti kod regulacije rada uređaja, a da potrošnja energije bude manja, pri čemu funkcionalnost ne bi bila narušena. U ovom poglavlju provedena je i analiza utjecaja broja i razmaka cijevi isparivača na masu zalihe leda izgrađenog oko zavojnice isparivača.

Treće poglavlje sadrži detaljan opis rashladnog uređaja na kojem su vršena sva eksperimentalna ispitivanja. Opis sadrži sve bitne dimenzije dijelova uređaja, opis mjernih mjesta, opis korištene mjerne opreme, kao i opis komponenti ugrađenih u rashladni sustav. Ovo poglavlje sadrži i

grubi opis dva osnovna podsustava korištenog simulacijskog modela: simulacijski model rashladnog sustava i simulacijski model rashladne kupke. U ovom poglavlju opisana je i komunikacija između dva spomenuta podsustava. Granica između dva podsustava je stijenka cijevi isparivača, preko koje oni komuniciraju. Za međusobnu komunikaciju dvaju podsustava koristi se upravljački program pisan u odgovarajućem programskom jeziku.

U četvrtom poglavlju disertacije opisan je simulacijski model rashladnog sustava. Model je izgrađen na način da može simulirati promjene svih bitnih parametara u nestacionarnom načinu rada, kakav se javlja tijekom rada rashladnog uređaja u realnim uvjetima. Simulacijski sustav je izrađen korištenjem prikladnog programskog koda koristeći ugrađene algoritme za izračunavanje realnih svojstava radnih tvari, zakone očuvanja mase i energije te konstrukcijske karakteristike pojedinih komponenti rashladnog sustava. Kod modela izmjenjivača topline rashladnog sustava (isparivača i kondenzatora) korištena je metoda distribuiranih parametara gdje su izmjenjivači topline podijeljeni na određeni broj kontrolnih volumena. Simulacijski podsustav rashladnog uređaja treba podatak vrijednosti toplinskog toka koji prelazi iz rashladne kupke na stijenkiju cijevi isparivača te na osnovu ovog podataka kao i stanja iz prethodnog vremenskog koraka izračunava sve bitne parametre rashladnog sustava u aktualnom vremenskom koraku.

Peto poglavlje sadrži opis simulacijskog modela rashladne kupke s latentnom akumulacijom, koji je izgrađen unutar programskog paketa za CFD. Simulacijski podsustav rashladne kupke treba podatak o aktualnoj temperaturi stijenske cijevi isparivača na osnovu koje vrši simulaciju toplinsko strujnih pojava u rashladnoj kupki i izračunava toplinski tok i prati stanje izgrađene zalihe leda. U okviru ovog poglavlja opisano je vrednovanje rezultata simulacijskog modela rashladne kupke. Vrednovanje simulacijskog modela je provedeno eksperimentalno na posebno izrađenom uzorku. Vrednovanje je provedeno u vidu utjecaja veličine korištenog vremenskog koraka, utjecaja korištenja broja i veličine i oblika kontrolnih volumena, te u vidu izgrađene zalihe leda.

Šesto poglavlje sadrži detaljne rezultate provedenih eksperimentalnih istraživanja na izrađenom ispitnom uzorku rashladnog uređaja. U okviru ovih eksperimenata vršene su modifikacije ispitnog uzorka promjenom mase punjenja radne tvari. Ispitni uzorak s različitim punjenjem radne tvari ispitivan je u laboratorijskim uvjetima dvije različite temperature okoline 24°C i 32°C. Uzorak je također ispitivan u uvjetima prisilne cirkulacije vode u unutar rashladne kupke (s uključenim mješačem) i u uvjetima prirodne cirkulacije (s isključenim mješačem). Na takav

način dobiveni su i prezentirani rezultati za 6 različitih konfiguracija ispitnog uzorka rashladnog uređaja.

Sedmo poglavlje sadrži rezultate dobivene simulacijom i njihovo vrednovanje usporedbom s rezultatima dobivenim eksperimentima. Usporedba je napravljena usporedbom vrijednosti bitnih parametara poput tlaka isparavanja, tlaka kondenzacije, masenog protoka radne tvari, mase formirane zalihe leda, efektivne električne snage koju kompresor uzima iz mreže, energetske potrošnje kompresora kao i odabranih temperatura iz rashladnog procesa. Usporedba je napravljena za 4 odabrane konfiguracije rashladnog uređaja koje su opisane u šestom poglavlju.

U zaključku su ekstrahirani najbitniji rezultati provedenih istraživanja unutar ove disertacije. Napravljen je kratak osvrt na sve bitne prednosti izrađenog simulacijskog modela, baš kao i na njegova ograničenja. Zaključak također sadrži prijedloge za moguća buduća istraživanja korištenjem izrađenog simulacijskog modela.

2 MAPIRANJE POTROŠNJE ENERGIJE PREMIX RASHLADNIH UREĐAJA

Tipični premix rashladni uređaj ima ugrađena tri električna potrošača:

- ventilator kondenzatora,
- kompresor i
- mješač s pumpom za cirkulaciju hladne vode.

Motor ventilatora radi istovremeno s kompresorom i najmanji je potrošač energije od tri navedena. Postoje na tržištu izvedbe ventilatora sa štedljivijim motorom, ali općenito utjecaj uštede na radu ventilatora na učinkovitost cjelokupnog premix uređaja nije značajan. Kompresor rashladnog uređaja je najveći potrošač električne energije. Najvažniji parametri koji utječu na potrošnju energije kompresora su tlakovi (temperature) isparivanja i kondenzacije, vrsta radne tvari i njezin maseni protok kroz kompresor, pregrijanje na usisu kao i sama konstrukcija kompresora, koja utječe na volumetrijski stupanj dobave, hlađenje namotaja elektromotora kompresora i sl. Šire gledano, postoji još niz drugih čimbenika koji utječu na broj ukapčanja kompresora, na duljinu perioda rada, i na razinu primarnih parametara, te na taj način posredno na energetske potrošnje kompresora. Funkcije motora mješača i pumpe koje je ugrađena na isto vratilo, opisane su u uvodu ove disertacije. Njegov utjecaj na smanjenje energetske učinkovitosti premix uređaja je značajan jer:

- motor za svoj rad troši električnu energiju iz mreže,
- najveći dio električne energije pretvara u kinetičku energiju vode (kod miješanja i cirkulacije kroz „python“) koja se trenjem pretvara u toplinu i predstavlja toplinsko opterećenje koje rashladni sustav treba preuzeti i
- miješanje vode unutar rashladne kupke povećava koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj stijenci kupke, te na taj način raste toplinsko opterećenje kupke zbog povećanih dobitaka topline.

ANSI/ASHRAE standard 32.2-2018 [3] razlikuje dva ispitivanja kojima se određuje energetska potrošnja premix uređaja: mjerenje energetske potrošnje u vremenu ohlađivanja kupke i stvaranja ledene zalihe (engl. „*Pull down time*“ – PDT) i mjerenje energetske potrošnje kroz 24 h period. PDT predstavlja incijalni režim rada premix uređaja, u kojem se voda u kupki hladi od inicijalne temperature do temperature pri kojoj počinje zaleđivanje (što ne mora nužno biti

na temperaturi 0°C), pa se dalje nastavlja izgradnjom zalihe leda sve dok se rashladni uređaj prvi puta ne isključi. Zbog stalne promjene temperature vode unutar kupke u prvom dijelu toga procesa i promjene debljine leda u dugom dijelu, toplinsko opterećenje rashladnog sustava se kontinuirano mijenja. U takvim uvjetima mijenjaju se i temperature (tlakovi) isparivanja te kondenzacije, protok radne tvari kroz rashladni sustav, a sve to ima za posljedicu da se i trenutna energetska potrošnja kompresora kontinuirano mijenja. Ispitivanje se provodi u kontroliranim i stacionarnim uvjetima okoline (temperaturi i relativnoj vlažnosti). PDT ovisi o masi zalihe leda koja se formira oko cijevi isparivača, volumenu vode u rashladnoj kupki kao i o performansama rashladnog sustava. Drugi test koji obuhvaća mjerenje energetske potrošnje premix uređaja kroz 24 satni period vrši se na uređaju koji je odradio PDT, koji je spojen u sustav istakanja ali nema nikakvih toplinskih opterećenja uslijed protoka napitaka kroz rashladne zavojnice.

Testiranje premix uređaja prema ANSI/ASHRAE standardu 32.2-2018 provodi se u uvjetima laboratorijski kontrolirane temperature i relativne vlažnosti zraka. Ovisno o potrebi, testiranja se provode na tri različite temperature (24°C, 32°C ili 40°C) koje predstavljaju kontinentalne, subtropske ili tropske uvjete okoline. Premix uzorak, predmet ove disertacije, biti će ispitan u uvjetima temperature $24 \pm 0,5^\circ\text{C}$ i relativne vlažnosti zraka $45 \pm 5\%$. Inicijalna temperatura vode u kupki je 24°C.

Kontrola tipičnog premix uređaja prisutnog na tržištu vrši se preko ugrađenog elektroničkog ili mehaničkog termostata koji uključuje i isključuje rashladni sustav. Tvorničke postavke termostata su obično na temperaturi od -2.5°C do -3.0°C gdje se prekida strujni krug rashladnog sustava. Diferencija je otprilike 2°C što znači da na temperaturi od -0.5°C do -1.0°C , termostat ponovo uključuje rashladni sustav. Ovi navedeni podaci praktično znače da termostat mora biti okružen ledom da bi mogao dosegnuti ugođenu temperaturu pri kojoj se isključuje. Međutim, isključivanje ovisi i o trenutnom temperaturnom polju unutar leda gdje je smješten osjetnik termostata, što direktno ovisi o temperaturi isparivanja i nekim drugim faktorima. Sve navedeno dovodi do zaključka da termostat ne može održavati fiksno zadanu debljinu (masu) zalihe leda. Osnovna prednost termostata i razlog zašto se masovno koristi je u njegovoj niskoj cijeni i širokoj dostupnosti što je bitno u fazi eksploatacije, kada ga je potrebno zamijeniti rezervnim. Važno je napomenuti da termostat upravlja kompresorom i motorom ventilatora, ali ne i motorom mješalica s pumpom, koji na većini premix uređaja, radi kontinuirano.

2.1 Mjerenje energetske potrošnje originalnog i modificiranog modela premix uređaja

U okviru istraživanja provedenih pri izradi ove disertacije trebalo je snimiti postojeće stanje radnih parametara i potrošnje energije. U tu svrhu izabran je jedan tipični premix rashladni uređaj, često korišteni na EU tržištu, i na njemu su provedena preliminarna eksperimentalna istraživanja sa svrhom određivanja energetske potrošnje kao i mapiranje najznačajnijih čimbenika koji na tu potrošnju utječu. Detaljni tehnički opis ispitnog uzorka i detalji ispitivanja navedeni su u radu [75], izrađenom tijekom pripreme ove disertacije. Ovdje će biti prikazani samo najvažniji rezultati ispitivanja bitni i za ovu disertaciju.

Tijekom ispitivanja, na ispitnom uzorku su pri različitim testovima napravljene neke promjene u odnosu na tvorničku izvedbu koje se odnose na kontrolu rada, dok konstrukcijske karakteristike nisu mijenjane. U Tablica 1, naveden je kratak opis glavnih testova koji su provedeni.

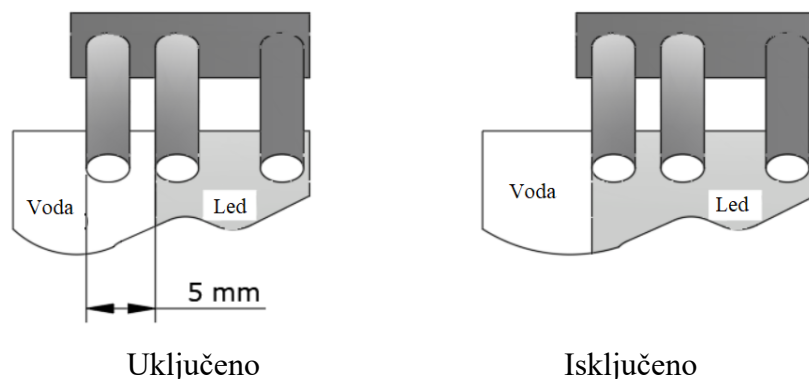
Tablica 1. Skraćeni popis provedenih testiranja na odabranom premix rashladnom uređaju

	Tehnički opis ispitnog uzorka
Test 1	Termostat je instaliran kao kontrolni uređaj, python je spojen, motor mješača s pumpom za recirkulaciju radi kontinuirano (originalni komercijalni premix rashladni uređaj)
Test 2	Termostat je zamijenjen s relejem za zalihi leda (engl „ <i>Ice bank relay</i> “ – IBR) python je spojen, motor mješača s pumpom za recirkulaciju radi kontinuirano
Test 3	Termostat je zamijenjen s IBR-om, python je spojen, motor mješača s pumpom radi intermimentno, uključen 10% od ukupnog vremena: 30 s ON - 270 s OFF
Test 4	Termostat je zamijenjen s IBR-om, python je spojen, motor mješača s pumpom radi intermimentno: 30 s ON - 270 s OFF, osjetnik temperature pomaknut bliže cijevi isparivača da bi zaliha leda bila manja

Provedeni su još neki dodatni testovi da bi se dobila gruba slika strukture potrošnje energije. Prvi takav test je proveden na originalnoj verziji premix rashladnog uređaja ali python nije bio spojen. Na ovakav način, naravno, uređaj ne može raditi u eksploataciji, ali je napravljen test da se vidi koliki je doprinos pythona ukupnoj potrošnji energije. Izmjereni prosječni toplinski tok od okoline prema rashladnoj kupki iznosi 24,5 W ako je mješač isključen, a pri uključenom

mješaču izmjereni ukupni toplinski dobici su iznosili 97 W. Izmjerena snaga koju motor mješača uzima iz električne mreže iznosi 62 W. Ako bi zanemarili bilo kakav toplinski tok koji prelazi od motora mješača na okolinu, to bi značilo da je 62 W maksimalni toplinski tok koji mješač može prenijeti na rashladnu kupku. Lako je zaključiti da su se u ovom slučaju povećali toplinski dobici kroz izolaciju kade (u odnosu na prethodno izmjerenih 24,5 W za slučaj bez prisilne cirkulacije vode unutar kupke). Iz navedenog je očito da motor mješača ima značajan utjecaj na toplinske dobitke i posljedično na ukupnu potrošnju energije premix uređaja. Mjereni su i prosječni toplinski dobici s ugrađenim pythonom i iznosili su 110 W, što je povećanje za 13 W u odnosu na toplinske dobitke izmjerene na istom rashladnom uređaju, bez priključenog pythona. Stoga je doprinos pythona u toplinski dobitcima, koji predstavljaju toplinsko opterećenje rashladnog sustava, procijenjen na prosječno nešto malo više od 2 W po metru duljine pythona.

Na dijagramima rada komercijalnog premix rashladnog uređaja (bez ikakvih preinaka), uočen je bio velik broj uključivanja i isključivanja rashladnog sustava. S obzirom da je veći broj uključivanja rashladnog sustava dokazano povezan s većom potrošnjom električne energije [4], termostat je zamijenjen s elektroničkim kontrolerom (engl. „ice bank relay“ – IBR). IBR koristi svojstvo leda da nije vodič električne struje dok kapljevita voda to jest. IBR je napravljen na način da ima 3 osjetnika, od kojih dva krajnja određuju početak i kraj ciklusa rada kompresora: kad unutarnji osjetnik bude odleđen, rashladni sustav se uključuje, a kad vanjski osjetnik bude zaleđen, rashladni sustav se isključuje. Fizički razmak između ova dva krajnja osjetnika se može mijenjati. To znači da ovisno o postavkama IBR-a može postojati značajna razlika između minimalne i maksimalne mase leda. Za ovo istraživanje razmak između krajnjih osjetnika IBR-a je bio namješten na 5 mm.



Slika 3. Osjetnici IBR-a i princip rada [75]

Ispitivanje je pokazalo (Test 2) da je energetska potrošnja uređaja kontroliranom IBR-om niža 15% u odnosu na energetske potrošnje uređaja kontroliranog termostatom. Unutar PDT-a, energetska potrošnja je približno ista, dok je navedena ušteda energije ostvarena u 24 h „stand-by“ režimu. Kod uređaja s termostatom rashladni sustav se uključio 55 puta kroz 24 h period, dok je kod uređaja s IBR-om broj uključivanja smanjen na 12. Ovakav način kontrole uređaja ne samo da štedi energiju, već zasigurno povoljno utječe i na vijek trajanja kompresora.

Mješač ima presudnu ulogu za vrijeme velikih toplinskih opterećenja, kada se velika količina napitaka istače u kratko vrijeme, i kada je potrebno otopiti veću količinu leda unutar rashladne kade. Međutim, kada je toplinsko opterećenje sustava malo, njegova je uloga samo da održava temperaturu ohlađenog napitka unutar pythona dovoljno niskom. Zbog toga je za ispitivanje u testu 3 napravljen elektronički regulator koji upravlja radom motora mješača na način da je on uključen samo 10% vremena (30 sekundi je uključen a 270 s je isključen). Mjerenjem temperature napitka unutar cijevi pythona ustanovljeno je da ovakav način rada uspješno održava temperaturu napitaka unutar zadanih limita ($< 4,5^{\circ}\text{C}$): Ispitivanjem (Test 3) ustanovljena je razlika u energetske potrošnji. U testu 3 PDT je smanjen za približno 10%, a da je pri tome izgrađena približno ista masa zalihe leda. Treba napomenuti da je motor mješača s pumpom radio intermitentno i tijekom PDT-a. Ovaj se podatak može smatrati poboljšanjem tehničke karakteristike uređaja, iz razloga što je isti prije spreman za istakanje napitaka. Nadalje, treba primijetiti znatno smanjenje energetske potrošnje premix uređaja, što se odnosi i na PDT i na 24 h „stand-by“ režim. Ušteda energije u PDT-u iznosi 15%. Energetska ušteda u 24 h „stand-by“ režimu u usporedbi s originalnim (nemodificiranim) uređajem iznosi 55%, dok u usporedbi s modificiranim uređajem s ugrađenim IBR-om (Test 2), energetska ušteda iznosi 48%.

Posljednji test (Test 4) je napravljen s ciljem određivanja utjecaja veličine (mase) zalihe leda, koja se formira i održava oko isparivača, na razinu energetske potrošnje kompletnog uređaja. U tu svrhu, modificirani uređaj iz testa 3 (s ugrađenim IBR-om i intermitentnim režimom rada motora mješača) je dodatno podešen na način da su osjetnici IBR-a pomaknuti fizički prema isparivaču, kako bi se masa ledene zalihe smanjila otprilike za 1 kg. PDT je dodatno smanjen (u odnosu na Test 3). Smanjenje PDT u odnosu na modificirani uređaj iz testa 3 iznosi 14% a u odnosu na originalni premix uređaj smanjenje iznosi 23%. Dodatno smanjenje potrošnje energije (uspoređujući s modificiranim uzorkom iz Testa 3) iznosi 21% u PDT-u i 23 % u 24 h „stand by“ režimu.

Rezultati provedenog istraživanja jasno pokazuju da se intervencijom po pitanju regulacije rada premix rashladnog uređaja može znatno smanjiti energetska potrošnja i povećati energetska učinkovitost uređaja. Promjena u regulaciji rada uređaja podrazumijeva ugradnju IBR-a i elektroničkog modula koji bi kontrolirao intermitentni način rada motora mješača. Intermitentni način rada mješača može biti zamijenjen s radom s promjenjivom brzinom vrtnje motora. Kako god ova regulacija bila izvedena, ona svakako mora uključivati i određenu kontrolu istakanja. Naime sva su ova istraživanja provedena u „stand-by“ režimu što za premix uređaj nije realna situacija. Kad god dođe do istakanja, tijekom korištenja uređaja, to predstavlja toplinsko opterećenje za čitav sustav, pri čemu se motor mješača treba uključiti u maksimalni rad kako bi postigao što brže otapanje zalihe leda, čime bi se pokrilo pristiglo toplinsko opterećenje, a s ciljem da se temperatura istočenog napitka zadrži na propisano niskoj razini. Treba biti svjestan i činjenice da uvođenje bilo kakvog elektroničkog regulatora u širu upotrebu donosi sa sobom, pored povećane cijene gradnje uređaja i problem opskrbe tržišta adekvatnim rezervnim dijelovima što kod upotrebe široko rasprostranjenih mehaničkih termostata (koji se trenutno koriste), nije slučaj. U svakom slučaju, vidljivo je da uvođenje ove nove predložene regulacije u široku proizvodnju traži još neke dodatne prilagodbe i istraživanja. Zbirni rezultati istraživanja prikazani su u tablici (Tablica 2).

Pouzdana podaci o tome koliko vremena prosječni premix rashladni uređaj radi u stand-by režimu tijekom eksploatacije, nisu poznati. Zbog toga bilo kakva procjena ukupne uštede na energiji za određeno tržište, ne bi također bila pouzdana. Isto tako, u dostupnoj literaturi nisu pronađeni podaci kolika je potrebna masa zalihe leda pojedinog premix rashladnog uređaja za pouzdani i nesmetani rad. Postoji bojazan da velik broj instaliranih premix uređaja održava zalihi leda, koja je nepotrebno velika i nije prilagođena stvarnoj potrošnji napitaka. U ovom istraživanju dokazano je da je održavanje nepotrebno velike zalihe povezano s nepotrebno velikom potrošnjom energije. Ovo sugerira potrebu za sveobuhvatnim istraživanjem potreba za pohranjenom rashladnom energijom i s time povezanim rashladnim učinkom kod instaliranih premix rashladnih uređaja kao i istraživanje strategija upravljanja količinom zalihe leda u svrhu poboljšanja ukupne energetske učinkovitosti.

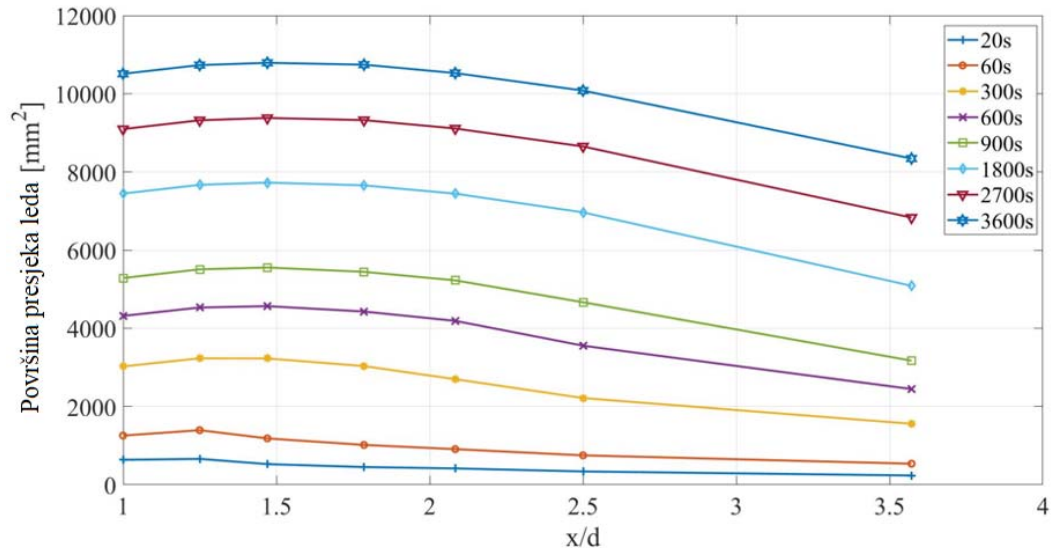
Tablica 2. Zbirni rezultati istraživanja

Test	PDT (min)	Masa leda (kg)	Masa leda nakon 24 h	Potrošnja energije u PD-(kWh)	Potrošnja energije PDT+24 h (kWh)	Potrošnja energije 24 h (kWh)	% uštede energije u PDT	% uštede energije u stand-by
Test 1	215	8.6	9.4	1.64	6.24	4.6		
Test 2	216	8.9 kg max; 7.6 kg min	8.7 kg max; 7.5 kg min	1.69	5.62	3.93		15
Test 3	193	8.6 kg max; 7.5 kg min	8.5 kg max; 7.5 kg min	1.4	3.45	2.05	15	55
Test 4	166	7.6 kg max; 6.3 kg min	7.2 kg max; 6.0 kg min	1.1	2.67	1.57	33	66

2.2 Utjecaj broja zavoja zavojnice isparivača na masu ledene zalihe

U nastavku će biti prikazani najbitniji rezultati preliminarnog istraživanja utjecaja broja cijevi smještenih u jednom stupcu na masu formiranog leda, koje je također provedeno tijekom izrade ove disertacije i objavljeno u radu [76]. Istraživanje je provedeno upotrebom numeričkih simulacija koristeći Ansys Fluent komercijalni programski kod. Istraživanje je provedeno na različitim konfiguracijama cijevi (različiti broj cijevi smještenih u jednom stupcu koji popunjavaju visinu za tu svrhu konstruirane rashladne kupke, kod koje je bila omogućena vizualizacija formiranja sloja leda i mjerenje nastale mase leda). Izabrane dimenzije rashladne kupke bile su iste one koje će se koristiti i za eksperimentalni uzorak premix uređaja koji je predmet daljnjih istraživanja u okviru ove disertacije. Radna tvar u isparivaču zamijenjena je u eksperimentalnom dijelu ovog istraživanja glikolnom smjesom. Kroz cijelo istraživanje izabrani su isti rubni uvjeti, konstantne prosječne temperature glikola u cijevima od -10°C i inicijalne temperature vode u kupki od 4°C čime se nastojalo simulirati proces regeneracije zalihe leda premix uređaja u uvjetima bez prisilnog miješanja vode. Glavnina simulacija je provedena s promjerom cijevi 10 mm, što je jednako promjeru cijevi ugrađene u eksperimentalni uzorak cjelokupnog uređaja koji je također izgrađen u okviru ove disertacije. Udaljenost između najniže i najviše cijevi u stupcu bila je konstantna (250 mm), a broj cijevi varirao je zajedno s razmakom u redovima. Promatrano vrijeme simulacije stvaranja leda

ograničeno je na 3600 s. Zaključci izvedeni iz rezultata simulacija izvedenih za cijevi promjera 10 mm kasnije su provjereni za promjere cijevi 8 i 12 mm, koji su isto tako uobičajeni promjeri cijevi premix rashladnog uređaja. Slika 4 prikazuje dobivene rezultate.



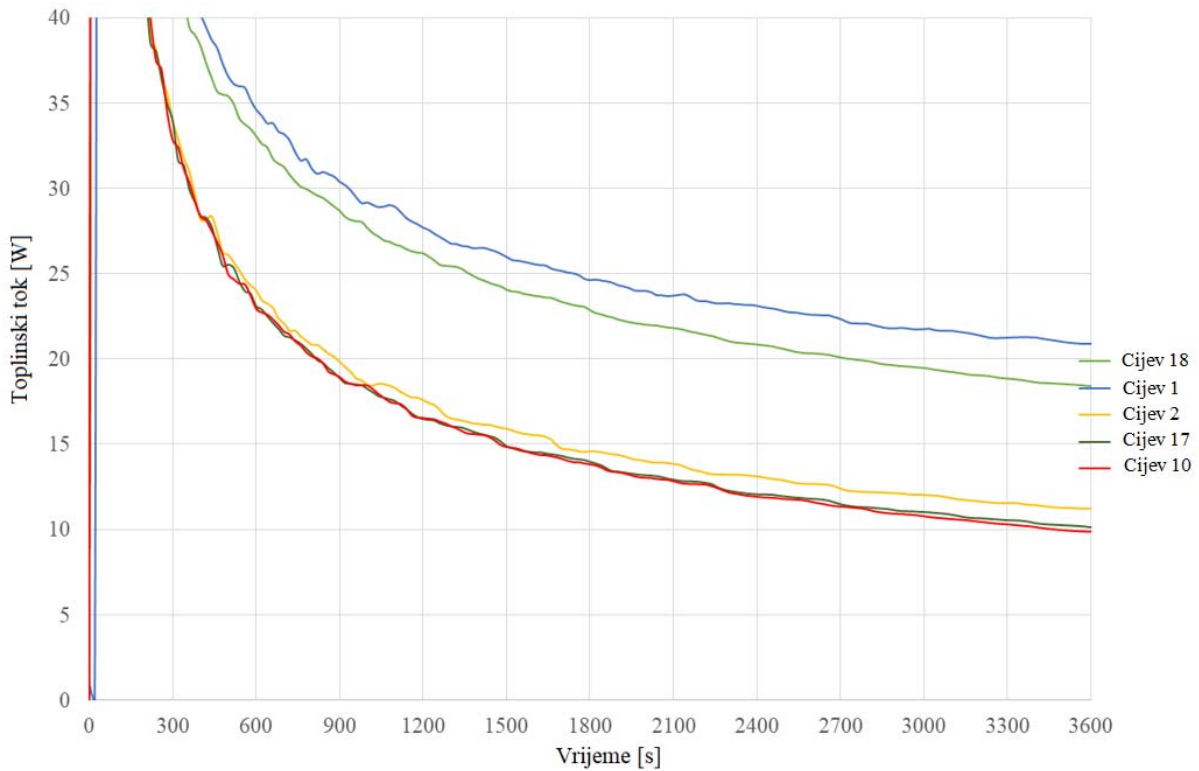
Slika 4. Površina poprečnog presjeka zalihe leda u ovisnosti o relativnom razmaku cijevi (x/d) u odabranim trenucima vremena [76]

Maksimalna masa leda, u zadanom vremenu od 3600 sekundi, postignuta je s 18 cijevi, pri čemu je udaljenost između osi susjednih cijevi približno jednaka 1,5 promjera cijevi. Masa leda se lagano smanjuje daljnjim povećanjem broja cijevi u stupcu, pa je razlika u masi između 18 ($x/d=1,5$) i 21 cijevi ($x/d =1,25$) manja od 1%. Razlika između maksimalne mase leda i mase leda u slučaju najvećeg broja cijevi u stupcu (26, $x/d =0$) iznosi 2,6%. Može se primijetiti da je razlika u konačnoj masi zalihe leda između konfiguracija s 13 cijevi u stupcu ($x / d = 2,1$) i maksimalne mase leda samo 2,4%.

Napravljen je niz dodatnih simulacija za promjere cijevi od 8 i 12 mm. Rezultati izvedenih simulacija potvrdili su i prethodno uočene trendove:

- projektni parametar koji najviše utječe na masu leda je relativni razmak cijevi (x / d),
- postoji optimalna konfiguracija s relativnom udaljenošću cijevi $x / d \sim 1,5$,
- širok je raspon vrijednosti relativnog razmaka cijevi s malom promjenom konačne mase zalihe leda,
- promjer cijevi ima mali utjecaj na konačnu masu leda ako je relativni razmak cijevi blizu optimalnog i

- toplinski tokovi (Slika 5) na krajnjim cijevima (cijev 1 – najdonja cijev i cijev 18 - najgornja cijev) najviši, što je i očekivano s obzirom na činjenicu da je vanjska površina leda koji okružuju spomenute cijevi, najveća, osim u početnom stadiju procesa dok još nije došlo do spajanja slojeva leda sa susjednih cijevi. Postotna razlika između toplinskih tokova „unutarnjih“ i „vanjskih“ cijevi u stupcu, sve je veća kako raste debljina leda. Najveći toplinski tok izmjenjuje se na najniže postavljenoj cijevi.



Slika 5. Toplinski tokovi za pojedine cijevi u stupcu (promjer cijevi 10 mm) [76]

3 OPIS EKSPERIMENTALNOG UZORKA RASHLADNE KUPKE

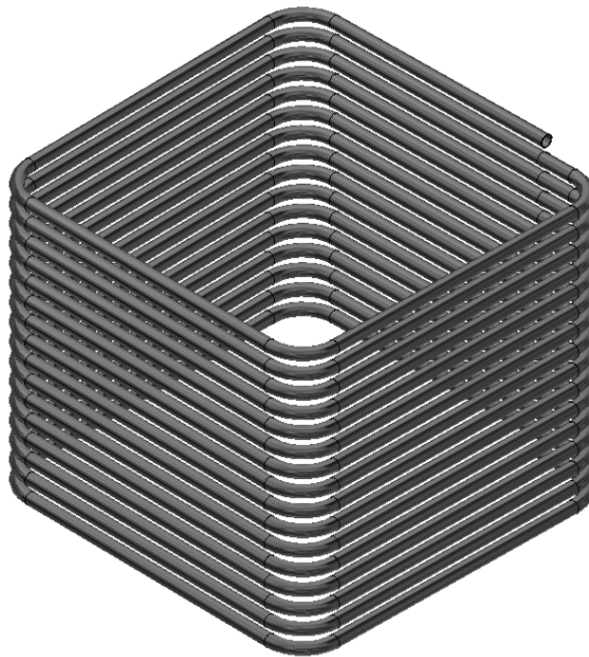
3.1 Zahtjevi na simulacijski model

Da bi se provela simulacija rashladnog sustava nužno je poznavati toplinsko opterećenje isparivača. U slučaju da je voda unutar rashladne kade dovoljno intenzivno miješana, temperatura vode koju isparivač hladi će biti uniformna po cijelom volumenu. Za takav slučaj jednostavno je entalpijskom metodom odrediti temperaturu vode u određenom vremenu pa će uz poznati (izračunati) koeficijent prijelaza topline, izračunavanje toplinskog opterećenja biti također jednostavno. Ova metoda bi se, ako se zanemari prehlađivanje vode (spuštanje temperature vode ispod temperature ledišta koje se može pojaviti) i stvaranjeinja po cijelom volumenu rashladne kupke, čak mogla koristiti i za slučaj koncentričnog stvaranja leda oko cijevi isparivača, ako nema međusobnog dodira slojeva leda nastalih na susjednim cijevima. Ovakav problem je dvodimenzionalni s vremenom i jednom prostornom koordinatom kao nezavisnim varijablama. Kad se led sa susjednih cijevi jednom spoji tada problem zaleđivanja postaje trodimenzionalni ili čak četverodimenzionalni za slučaj kakav se sreće kod premix uređaja, gdje je cijev isparivača obično izvedena kao spirala, ali s kvadratnom ili pravokutnom bazom (Slika 6). Neovisne varijable su u tom slučaju vrijeme i sve tri prostorne koordinate. U takvom slučaju više nije jednostavno pratiti provođenje topline kroz zalihu leda, a određivanje toplinskog opterećenja isparivača postaje prilično složeno. U slučaju da se prilikom hlađenja i zaleđivanja voda u rashladnoj kupki ne odvija prisilno miješanje, cirkulacija vode se odvija prirodno uslijed razlika gustoća povezanih s razlikom temperatura. Na taj način unutar same kupke postoji trodimenzionalno temperaturno i strujno polje, koje već u fazi samog hlađenja vode, dok još ne postoji led na cijevi isparivača, čini problem određivanja toplinskog opterećenja na isparivaču složenim.

Zbog svega navedenog, javlja se potreba odvojene simulacije procesa u rashladnoj kupki sa zalihom leda te rashladnog sustava. Granica ovih dvaju sustava može biti unutarnja stijenka cijevi isparivača. Simulacijski model rashladne kupke sa zalihom leda će obuhvaćati:

- konduktivni prijenos topline kroz stijenku cijevi isparivača,
- konvektivni prijenos topline na vanjskoj stijenci cijevi isparivača (u fazi kada je temperatura vode dovoljno visoka i nema sloja leda na isparivaču),
- konduktivni prijenos topline kroz zalihu leda,
- zaleđivanje vode na površini leda,

- konvektivni prijenos topline na površini leda i
- temperaturna polja unutar vode u rashladnoj kupki.



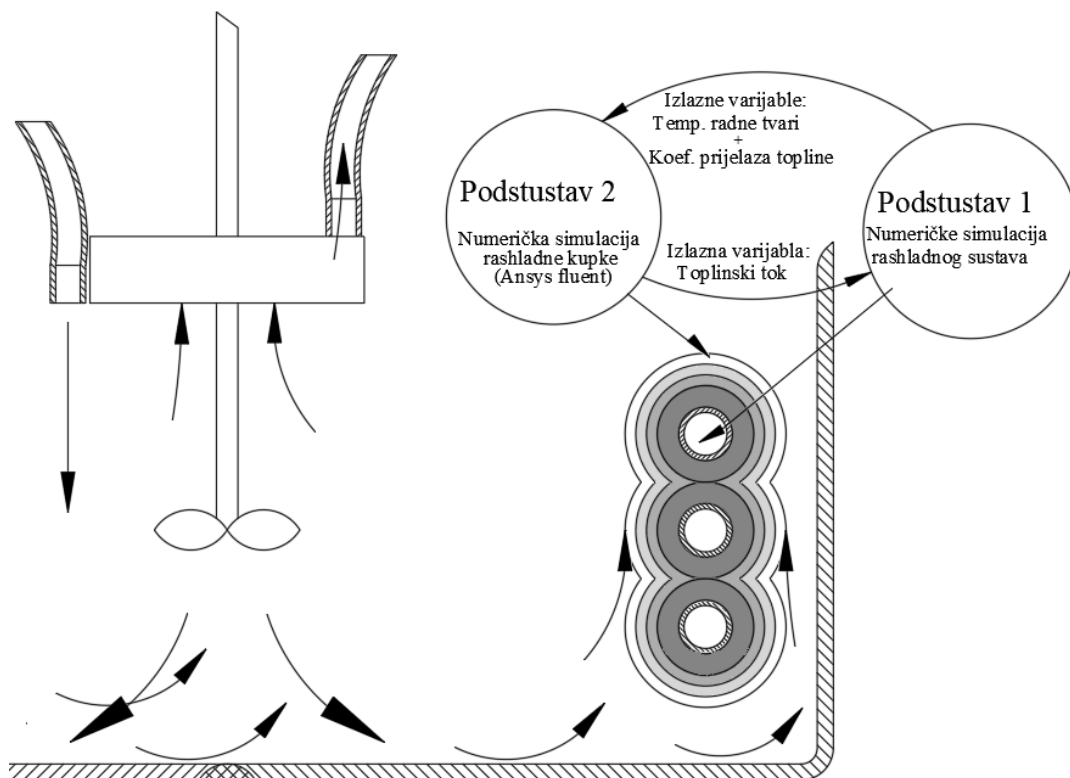
Slika 6. Zavojnica isparivača

Simulacijski model rashladnog sustava će obuhvaćati termodinamičke promjene radne tvari prilikom strujanja kroz sve glavne komponente rashladnog sustava (isparivač, kompresor, kondenzator i prigušni ventil). Za simulacijski model rashladne kupke sa zalihom leda bit će korišten komercijalni programski kod Ansys Fluent kojim se mogu pratiti sve opisane pojave. Simulacijski model rashladnog sustava prilagođen za opisanu svrhu bit će razvijen u okviru ove disertacije u programskom paketu Mathcad 15.

Pošto je eksperimentalno utvrđeno da su svi procesi unutar premix rashladnog uređaja nestacionarni [75] to će i simulacijski modeli morati uvažiti ovaj nestacionarni režim. To će konkretno značiti da će se simulacija sastojati od niza ravnotežnih (stacionarnih) stanja koja se mijenjaju kroz svaki vremenski korak, koji može biti odabran tako da zadovolji konvergenciju rješenja za oba modela u svakom novom vremenskom koraku te brzinu proračuna uz zadovoljavajuću točnost. Vremenski koraci u ovdje razvijenom simulacijskom modelu spadaju u „male“ vremenske korake, reda veličine 0,2 - 0,4 sekunde kakvi su prikladniji za dinamiku rashladnih uređaja. Takvim pristupom, iako ustvari ne predstavlja dinamičku već „kvazistacionarnu“ simulaciju izbjeći će se najveći problem „pravih“ dinamičkih simulacija a

to je nestabilnost simulacije koju najčešće uzrokuje proračun pada tlaka u isparivaču i promjenjivi položaj lokacije mjesta u isparivaču u kojem dvofazni tok prelazi u jednofazni. Ta nestabilnost koja se javlja prilikom procesa konvergencije dinamičkih proračuna u praksi skoro potpuno onemogućuje istovremenu simulaciju latentne akumulacije CFD metodama i rashladnog uređaja dinamičkim metodama simulacije s distribuiranim parametrima. Simulacijski modeli spomenuti u prethodnom tekstu će biti primijenjeni naizmjenično za svaki vremenski korak, s tim da će oni između sebe razmjenjivati aktualne podatke.

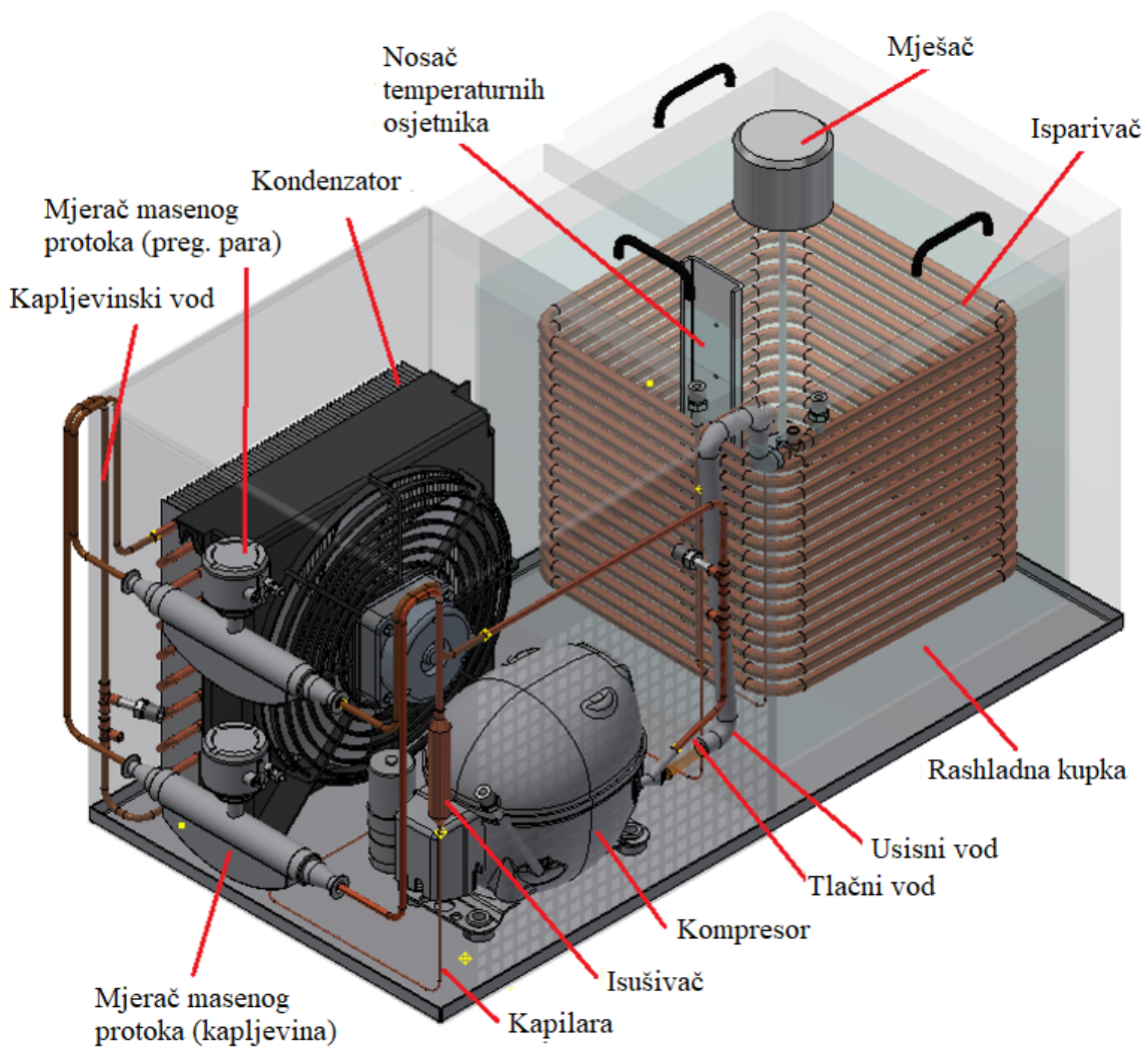
Isparivač rashladnog sustava biti će podijeljen na određeni broj kontrolnih volumena. Simulacijski model rashladnog sustava će kao rezultat za određeni vremenski korak pored ostalog dati podatke o temperaturama radne tvari unutar svakog kontrolnog volumena, kao i koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari (također za svaki kontrolni volumen). S druge strane, navedeni podaci, koji za simulacijski model rashladnog sustava predstavljaju izlazne podatke, će za isti vremenski korak biti ulazni podaci za simulacijski model rashladne kupke (Slika 7). Ovaj će model zatim odrediti stacionarna rješenja u tom vremenskom koraku i kao izlazni rezultati dati toplinski tok na svakom promatranom kontrolnom volumenu isparivača. Ovaj će podatak biti ujedno ulazni podatak za simulacijski model rashladnog sustava u sljedećem vremenskom koraku.



Slika 7. Ilustracija komunikacije dva simulacijska podsustava

3.2 Opis eksperimentalnog uzorka premix rashladnog uređaja i mjerne opreme

Zbog lakšeg pristupa svim komponentama i mjernim mjestima za ispitni uzorak izabrana je horizontalna verzija premix rashladnog uređaja gdje je rashladni agregat smješten pored rashladne kupke (Slika 8, Slika 9). Ispitni uzorak po svim dimenzijama i karakteristikama u potpunosti odgovara tipičnom premix rashladnom uređaju namijenjenom za tržište, s tim što su dorade napravljene samo u svrhu omogućavanja mjerenja izabranih parametara kao i što jednostavnijeg pristupa osjetnicima za mjerenja.



Slika 8. Transparentni model ispitnog uzorka

Ispitni uzorak opremljen je s dva mjerača masenog protoka, koji su zbog svojih gabarita izmješteni izvan kućišta rashladnog agregata. Prvi tipa Emerson Coriolis Elite CMFS015M323N0AVECZZ, mjerne nesigurnosti $\pm 0,1 \%$ od izmjerene vrijednosti, ugrađen je u tlačni vod (bakrena cijev promjera $\phi 6/4$ mm) i mjeri maseni protok pregrijane pare koja struji iz kompresora u kondenzator. Treba napomenuti da je zbog položaja mjerača, tlačni vod

znatno duži nego što je to kod uzoraka iz serijske proizvodnje. Drugi mjerac tipa Siemens Sitrans FC 300, iste mjerne nesigurnosti od $\pm 0,1$ % (od izmjerene vrijednosti), ugrađen je u kapljevinski vod (također bakrena cijev promjera $\phi 6/4$ mm), i mjeri maseni protok radne tvari pri strujanju iz kondenzatora prema filteru sušaču i kapilari koja slijedi nakon njega. Kondenzator rashladnog uređaja zajedno s difuzorom zraka i ventilatorom ugrađen je ispred kompresora u smjeru strujanja zraka, tako da zrak koji prođe kroz kondenzator još hladi i kućište kompresora, prije izlaska kroz perforirani limeni plašt agregata. Na liniji strujanja zraka instalirana su tri temperaturna osjetnika tipa PT100, mjerne nesigurnosti $\pm 0,1$ K. Prvi temperaturni senzor mjeri ambijentalnu temperaturu zraka koja je ujedno i temperatura zraka na ulazu u kondenzator. Drugi temperaturni osjetnik pričvršćen je na rešetke difuzora zraka i mjeri temperaturu zraka na izlazu iz kondenzatora. Treći temperaturni osjetnik pričvršćen je na rešetku plašta agregata i mjeri temperaturu zraka na izlazu iz agregata koja je viša od temperature izlaznog zraka iz kondenzatora zbog izmjene topline između zraka koji je napustio kondenzator i kućišta kompresora.

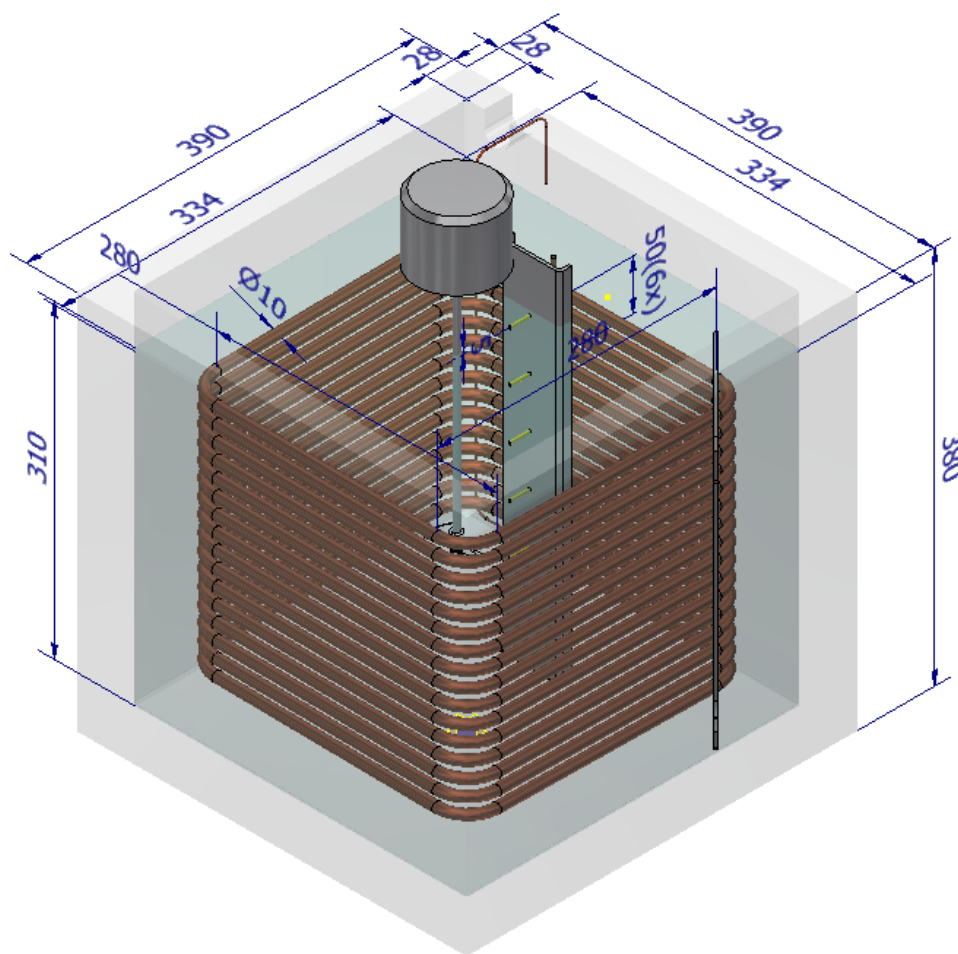


Slika 9. Ispitni uzorak premix rashladnog uređaja

Iparivač rashladnog uređaja smješten je u rashladnu kupku (Slika 10). Zavojnica isparivača izrađena je od bakrene cijevi promjera $\phi 10/8,5$ mm, i pozicionirana je unutar rashladne kupke pomoću 4 plastična držača smještena u uglovima kade. Ovi držači osiguravaju jednaku udaljenost cijevi zavojnice od unutarnje stijenke kade kao i jednak razmak između susjednih cijevi zavojnice. Zavojnica ima kvadratnu bazu dimenzija 280 x 280 mm (mjereno od osi do osi cijevi). Ovakve dimenzije, zajedno s radijusom savijanja cijevi od 30 mm (mjereno na osi

cijevi) osigurava, da duljina jednog zavoja isparivača (također mjereno po teoretskoj simetrali cijevi), iznosi točno 1 metar. U ispitni uzorak ugrađen je isparivač s 16 zavoja, ukupne duljine 16 m.

S obzirom da je kada pravokutnog tlocrtnog presjeka dimenzija 334 x 334 mm, osigurana je nesmetana izgradnja zalihe leda kako s unutarnje, tako i s vanjske strane zavojnice isparivača. Voda je u rashladnoj kupki ispunjena do visine od 310 mm, tako da rashladna kupka sadrži ukupno 30 litara vode. Rashladna kupka izolirana je izvana (bočno i odozdo) poliuretanskom toplinskom izolacijom debljine 27 mm, toplinske vodljivosti $\lambda = 0,024 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. Unutar rashladne kupke ugrađen je plastični držač na kojem je u vertikalnom nizu smješteno 7 temperaturnih osjetnika tipa PT100 mjerne nesigurnosti $\pm 0,1 \text{ K}$. Ovi će mjerni osjetnici u kasnijem tekstu biti označeni kao osjetnici od T1 do T7. Mjerni osjetnik T1 smješten je 5 mm od dna kupke dok je temperaturni osjetnik T7 smješten 5 mm ispod razine vode u rashladnoj kupki. Ostali osjetnici smješteni su na pravilnim vertikalnim međusobnim razmacima od 50 mm.



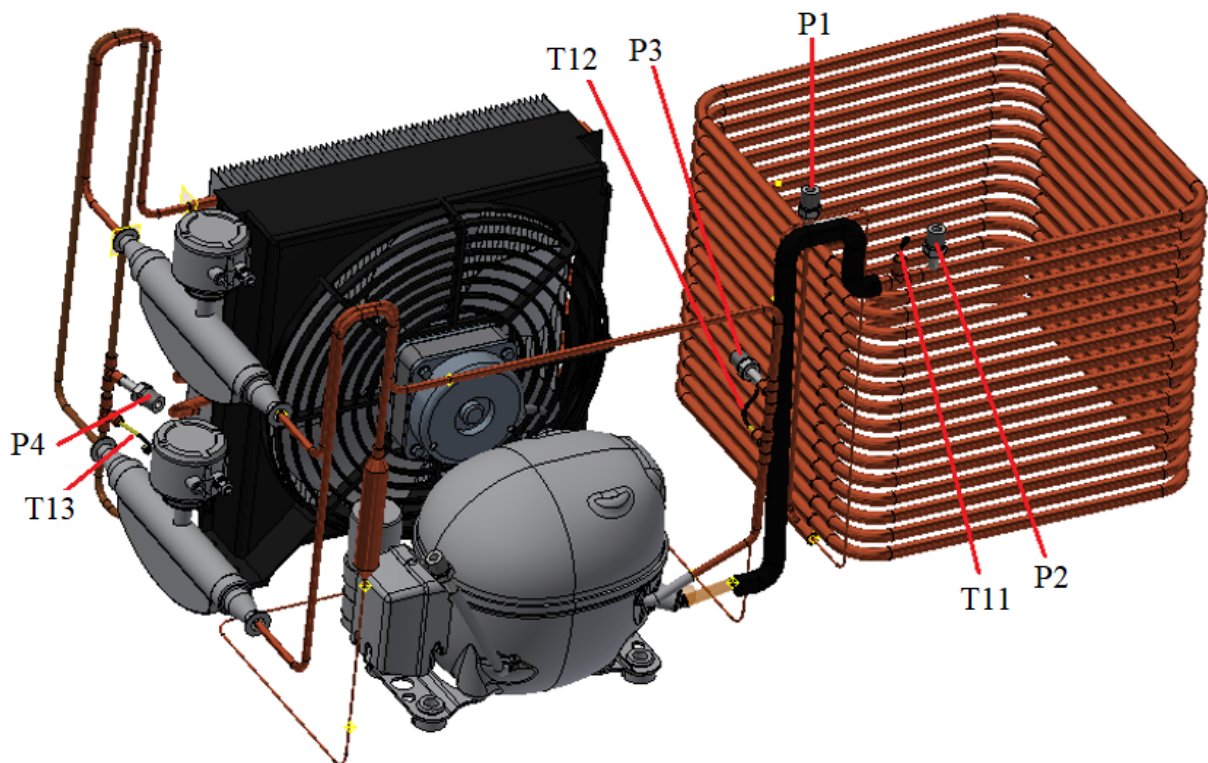
Slika 10. Transparentni model rashladne kupke s isparivačem

Rashladna kupka poklopljena je s dva toplinski izolirana poklopca. Manji služi za brzo otvaranje i pregled dok je na većem poklopcu pričvršćen mješač. Za razliku od većine premix uređaja, na vratilu mješača nije instalirana pumpa za recirkulaciju hladne vode kroz „python“ iz razloga da mješač čini što je moguće manje toplinsko opterećenje, što je poželjno za situaciju gdje se vrši validacija numeričkog modela rashladnog uređaja. Kapilara unutarnjeg promjera 1 mm, duljine 2,5 m ugrađena je u svojstvu prigušnog elementa rashladnog sustava i spaja filter sušač s isparivačem. Ulaz kapilare u isparivač smješten je u donjem dijelu isparivača dok je usisni vod rashladnog uređaja spojen s izlazom isparivača na vrhu rashladne kupke. Ovakva konfiguracija je izabrana s ciljem da usisna cijev ne predstavlja dodatnu vertikalnu cijev isparivača, oko koje bi se neminovno stvarala zaliha leda a koju bi teško bilo simulirati u uvjetima koji će biti opisani kasnije u ovom radu. Usisni vod izrađen je od bakrene cijevi promjera 10/8,5 mm i izvana je obložen toplinskom izolacijom debljine 6 mm, toplinske vodljivosti ($\lambda = 0,036 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$).

Stanje radne tvari unutar rashladnog kruga određuje se na osnovu izmjerenih parametara tlaka i temperature. U rashladni krug ispitnog uzorka ugrađena su 4 osjetnika tlaka (mjerne nesigurnosti $\pm 0,5\%$) i 3 osjetnika temperature (Slika 11). Opis osjetnika i njihova funkcija navedeni su u tablici Tablica 3.

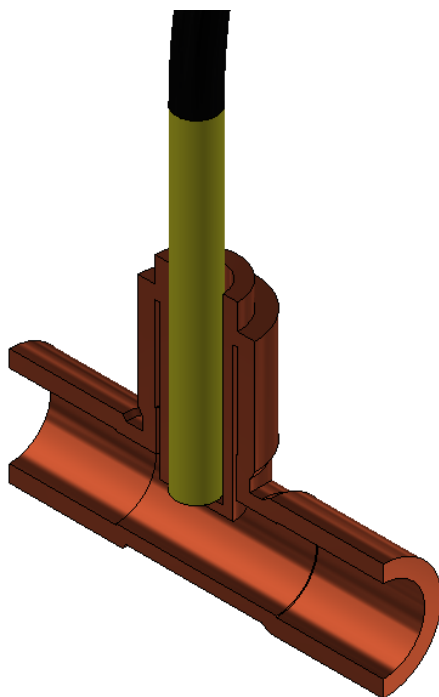
Tablica 3. Opis mjernih osjetnika rashladnog kruga

P1	Osjetnik tlaka zasićene pare na ulazu u isparivač
P2	Osjetnik tlaka pare na izlazu iz isparivača
P3	Osjetnik tlaka pregrijane pare na ulazu u kondenzator
P4	Osjetnik tlaka (pothlađene) kapljevine na izlazu iz kondenzatora
T11	Osjetnik temperature pregrijane pare na izlazu iz isparivača
T12	Osjetnik temperature pregrijane pare na izlazu iz kompresora
T13	Osjetnik temperature pothlađene kapljevine na izlazu iz kondenzatora



Slika 11. Rashladni krug

Iz podataka o izmjerenim tlakovima mogu se izračunati padovi tlaka kroz isparivač i kroz kondenzator. Temperatura zasićene pare na ulazu u isparivač se ne mjeri iz razloga što je stanje radne tvari svakako u zasićenom području gdje se temperatura može izračunati iz izmjerenog tlaka. Mjerna mjesta za mjerenje tlaka izvedena su na način da je u cjevovode radne tvari ugrađen ventil s iglicom. Mjerna mjesta za mjerenje temperature radne tvari unutar rashladnog kruga izvedena su na način prikazan dolje (Slika 12). Način na koji je mjerno mjesto izvedeno osigurava da je rashladni krug hermetički zatvoren, odnosno svi su spojevi osigurani tvrdim lemljenjem (osim spomenutih ventila s iglicom, gdje se mjeri tlak), pa se temperaturni osjetnik lako može umetnuti i izvaditi izvana. Cijev u koju se temperaturni osjetnik smješta direktno je izložena struji radne tvari, pa je toplinski otpor mali te je izmjerena temperatura vjerodostojna temperaturi radne tvari unutar rashladnog kruga. Prostor između temperaturnog osjetnika i cijevi ispunjen je „termo pastom“ koja ima dobru toplinsku vodljivost. Učinkovitost ovakve izvedbe mjernog mjesta, kad je u cijevi kapljevina radne tvari, pokazana je u kasnijem tekstu, u analizi dijela procesa gdje je u isparivač ulazi više radne tvari nego što pri danim uvjetima može ispariti. U tom slučaju radna tvar na izlazu iz isparivač je u stanju zasićene pare pa nema pregrijanja, što temperaturni osjetnik T11 detektira. Mjerna nesigurnost izmjerene temperature kada u cijevi struji pregrijana para je veća (što će također biti pokazano kasnije), ali nije ispitana do razine da se može kvantitativno izraziti.



Slika 12. Detalj izvedbe mjernog mjesta temperature

Električni potrošači ispitnog uređaja napajani su iz dva izvora. Kompresor ispitnog uzorka uređaja ima vlastito električno napajanje, dok su mješač i ventilator kondenzatora napajani iz drugog električnog izvora. Na svakom od ova dva izvora vrši se mjerenje električnih veličina: jakosti struje, električne snage, faktora snage ($\cos \varphi$) i potrošnje električne energije.

Za mjerenje mase leda koristi se digitalna vaga rezolucije 0,002 kg i mjerne nesigurnosti $\pm 0,5\%$. Mjerenje mase leda vrši se na način da je ispitni uzorak postavljen na vagu. Prvo se izmjeri masa rashladnog uređaja bez vode u rashladnoj kupki. Potom se ulije voda i važe se ponovo masa punog uređaja. Nakon završetka testnog vremenskog intervala, tekuća se voda pumpom isprazni iz rashladne kupke i ponovo se važe rashladni uređaj s ledom formiranim oko cijevi isparivača.

Sva ispitivanja se vrše u toplinskom laboratoriju s kontroliranim uvjetima okoline. Temperatura zraka u laboratoriju se održava na konstantnoj razini s devijacijom $\pm 0,5$ K, dok se relativna vlažnost zraka također na konstantnoj razini unutar granica ± 5 %. Akvizicijski sustav bilježi mjerene podatke svake sekunde.

4 SIMULACIJSKI MODEL RASHLADNOG SUSTAVA

4.1 Matematički model isparivača

Isparivač rashladnog uređaja koji je predmet ove disertacije je zavojnica, kvadratne baze, izrađena od bakrene cijevi promjera 10/8,5 mm. Dimenzije kvadrata su takve da duljina jednog zavoja (mjereno po simetrali) iznosi točno 1 metar. Razmak između osi prvog i zadnjeg zavoja cijevi uvjetovan je dubinom korištene rashladne kupke i iznosi 250 mm. Broj zavoja je promjenjiv, čime se mijenja i duljina isparivača i razmak između susjednih redova isparivača.

Matematički model isparivača rashladnog uređaja baziran je na sljedećim pretpostavkama:

- Isparivač je modeliran kao ravna horizontalna cijev. Na taj način zanemaruju se svi dinamički utjecaji izazvani prolaskom radne tvari kroz zavoje cijevi isparivača.
- Pad tlaka radne tvari pri prolasku kroz cijev isparivača se zanemaruje. Treba napomenuti da je pad tlaka kao parametar ispočetka bio uvršten u simulacijski model, ali je primijećeno da su njegove vrijednosti bile niske i nisu značajno utjecale na rezultate simulacije. K tome uvrštavanje pada tlaka u simulacijski model značajno povećava probleme s konvergencijom rješenja kao i vrijeme potrebno za izvršenje simulacije. Kasnije je mjerenjem potvrđeno da su vrijednosti pada tlaka tokom procesa u PDT-u, zaista male za propan kao izabranu radnu tvar (Slika 37). Isto tako treba napomenuti da su se tijekom izrade ove disertacije provela mjerenja i s R134a kao radnom tvari (a koja je u međuvremenu postala neatraktivna zbog restrikcija u propisima [77], [78]), na istom ispitnom uzorku, s približno istim rashladnim učinkom kompresora, te da je zabilježeno da je pad tlaka više nego dvostruko veći u usporedbi s propanom. S obzirom da je tlak isparivanja za iste temperature, značajno niži za R134a, ovdje bi pad tlaka imao puno veći utjecaj.
- Parna i kapljevinska faza radne tvari unutar cijevi isparivača su u toplinskoj ravnoteži.
- Aksijalni konduktivni toplinski tok kroz radnu tvar se zanemaruje.
- Konduktivni toplinski otpor bakrene cijevi isparivača u radijalnom smjeru je zanemarin a posljedica toga je da su unutarnja i vanjska temperatura stijenke cijevi skoro jednake. Aksijalna kondukcija kroz stijenku cijevi se uzima u obzir.
- Utjecaj strujanja ulja kroz isparivač, iako realno postoji [79], [80] se zanemaruje kako po pitanju koeficijenta prijelaza topline tako i po pitanju pada tlaka.

- S obzirom da numerički modeli rashladnog sustava i rashladne kupke rade naizmjenično, izmjenjujući međusobno podatke, vrijednost gustoće toplinskog toka na vanjskoj stijenci cijevi isparivača, koja je izlazni podatak numeričkog modela rashladne kupke, a ulazni podatak numeričkog modela rashladnog sustava, “kasni” za jedan vremenski korak.

Za opis procesa isparivanja radne tvari pri prolasku kroz cijevi isparivača vrijede izrazi prikazani u nastavku.

Jednadžba očuvanja mase za jednodimenzionalno nestacionarno strujanje:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

Jednadžba očuvanja energije radne tvari:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w h)}{\partial x} - \frac{\partial p_e}{\partial t} - \frac{4}{d_{ie}} \alpha_{ie} (T_{we} - T) = 0 \quad (4.2)$$

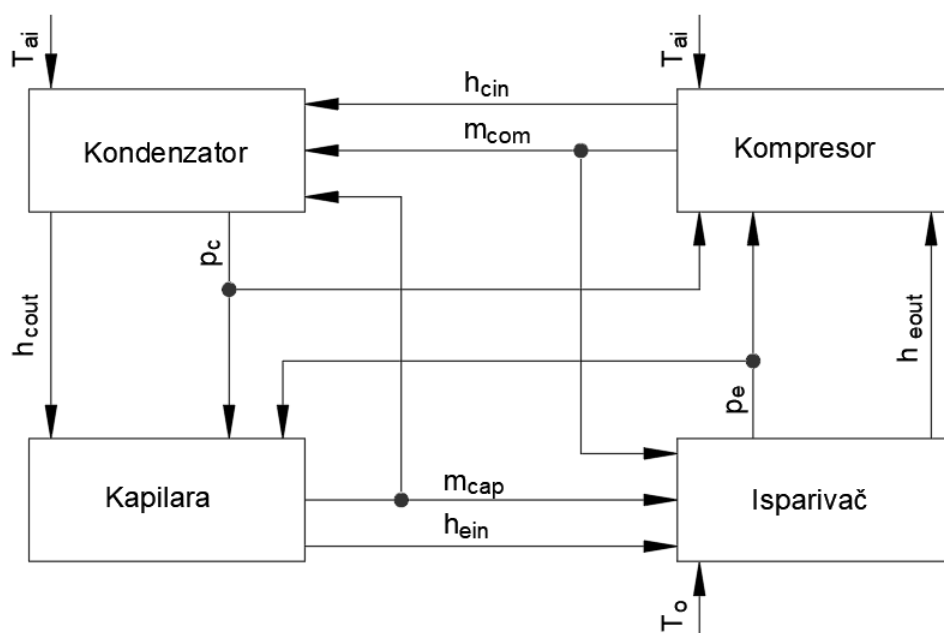
Gustoća radne tvari i temperatura mogu se izračunati kao funkcije specifične entalpije i tlaka isparivanja ($\rho = f(p_e, h)$, $T = f(p_e, h)$), ili uzeti iz tabličnih podataka [81]. Jednadžba očuvanja energije cijevi isparivača:

$$c_{cu} \rho_{cu} \frac{(d_{oe}^2 - d_{ie}^2) \pi}{4} \frac{\partial T_{we}}{\partial t} - \alpha_{oe} \pi d_{oe} (T_w - T_{we}) - \lambda_{cu} \frac{(d_{oe}^2 - d_{ie}^2) \pi}{4} \frac{\partial^2 T_{we}}{\partial x^2} - \alpha_{ie} \pi d_{ie} (T - T_{we}) = 0 \quad (4.3)$$

gdje c_{cu} , ρ_{cu} i λ_{cu} predstavljaju specifični toplinski kapacitet, gustoću i toplinsku vodljivost bakrene cijevi od koje je izrađen isparivač, T_{we} predstavlja temperaturu cijevi isparivača a T_w predstavlja temperaturu vode koja je oko cijevi isparivača. Koeficijent prijelaza topline s unutarnje strane cijevi isparivača (α_{ie}), kroz koju struji radna tvar funkcija je termodinamičkih i transportnih svojstava radne tvari, kao i režima strujanja, što će biti pokazano u daljnjem tekstu. Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj stijenci cijevi isparivača (α_{oe}) je funkcija termodinamičkih i transportnih svojstava vode i režima strujanja (prisilna ili slobodna konvekcija). Izraz (4.3) vrijedi za slučaj kad vanjsku stranu cijevi oplakuje kapljevita voda. Za slučaj kad se oko cijevi formirana zaliha leda, član $\alpha_{oe} \pi d_{oe} \cdot (T_w - T_{we})$ bit će zamijenjen toplinskim tokom svedenim na duljinu promatranog dijela isparivača, što će se određivati kao

izlazni parametar simulacijskog modela rashladne kupke, što će biti detaljnije opisano u daljnjem tekstu (poglavlje 6).

Uvaživši prethodno navedene činjenice jednadžbe (4.1) – (4.3) čine sustav od 3 jednadžbe s nepoznicama: specifičnom entalpijom (h), brzinom (w), temperaturom stijenske cijevi isparivača (T_w) i tlakom isparivanja (p_e), pa je očigledno da se takav sustav ne može riješiti bez uključivanja dodatnih jednadžbi koje će obuhvatiti cijeli rashladni sustav i sve njegove komponente. Međusobna ovisnost svih komponenti rashladnog sustava prikazana je grafički (Slika 13).



Slika 13. Shematski prikaz međuovisnosti bitnih parametara unutar rashladnog sustava [82]

4.1.1 Koeficijenti prijelaza topline u isparivaču

Izraz Dittus-Boeltera [83] koristit će za koeficijente prijelaza topline za slučajeve kada bi kroz cijev strujao fluid u stanju vrele kapljevine ili suhozasićene pare radne tvari:

$$\alpha_l = 0,023(\text{Re}_l)^{0,8}(\text{Pr}_l)^{0,4} \frac{\lambda_l}{d_{ie}} \quad (4.4)$$

$$\alpha_g = 0,023(\text{Re}_g)^{0,8}(\text{Pr}_g)^{0,4} \frac{\lambda_g}{d_{ie}} \quad (4.5)$$

Bezdimenzijski Reynoldsov broj za parnu i kapljevinsku fazu se računa kako slijedi:

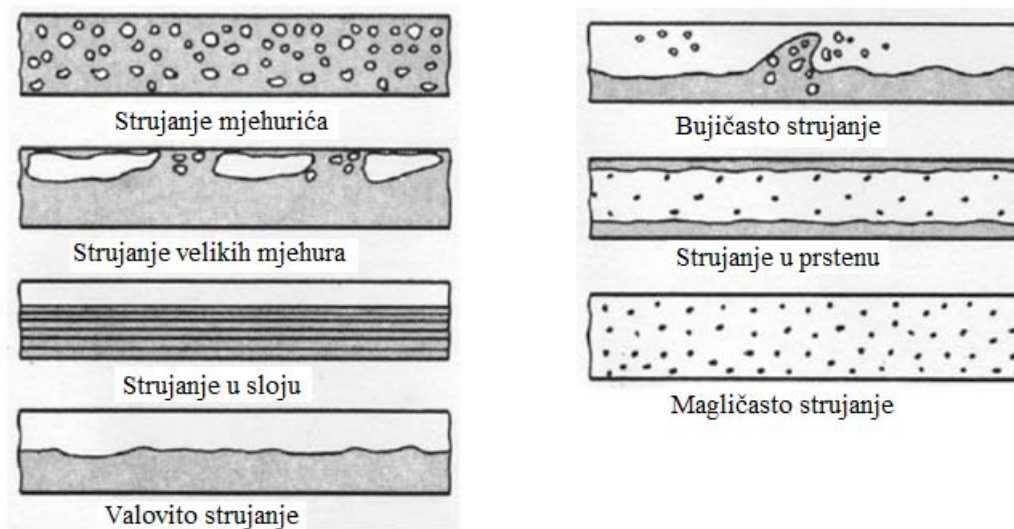
$$\text{Re}_g = \frac{\rho w d_{ie}}{\mu_g} \quad (4.6)$$

$$\text{Re}_l = \frac{\rho w d_{ie}}{\mu_l} \quad (4.7)$$

Prandtlov broj za kapljevinu i paru definiran je kao:

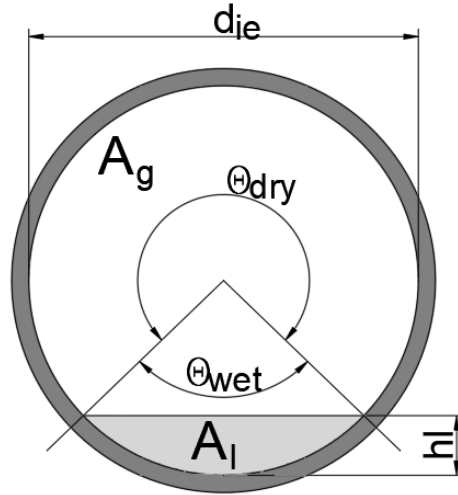
$$\text{Pr}_{l,g} = \frac{\mu_{l,g} c_{pl,g}}{\lambda_{l,g}} \quad (4.8)$$

Kod isparivanja radne tvari koja struji kroz cijev isparivača, mijenja se udio pare, što uzrokuje promjene režima strujanja uzduž cijevi isparivača. Slika 14 pokazuje režime strujanja koji se javljaju uzduž cijevi isparivača [84].



Slika 14. Promjene režima strujanja radne tvari prilikom isparivanja uzduž horizontalne cijevi isparivača [84]

Sveobuhvatnu analizu režima strujanja kod isparivanja u horizontalnoj cijevi dali su Zürcher i suradnici [85] te će ona ovdje biti korištena. Koeficijent prijelaza topline se određuje lokalno, a pri tome je bitno koliki dio cijevi je oplakivan kapljevnom a koliki parom.



Slika 15. Geometrijska analiza strujanja kapljevine i pare kroz cijev isparivača [85]

Prema slici 15 vrijede sljedeći odnosi:

Površina presjeka cijevi u kojem struji kapljevina:

$$A_l = \frac{d_{ie}^2}{8} (\theta_{wet} - \sin \theta_{wet}) = A_{ie} (1 - \varepsilon(x)) \quad (4.9)$$

Površina presjeka cijevi u kojem struji para:

$$A_g = A_{ie} - A_l = \frac{d_{ie}^2}{8} (2\pi - 2\theta_{wet} + \sin \theta_{wet}) = A_{ie} \varepsilon(x) \quad (4.10)$$

Visina kapljevine u cijevi:

$$hl = \frac{d_{ie}}{2} (1 - \cos \frac{\theta_{wet}}{2}) \quad (4.11)$$

Volumenski udio pare je lokalna vrijednost tako da ovisi o duljini x i može se izračunati korištenjem korelacije za horizontalne cijevi koji predlažu Rouhani i Axelsson [86]:

$$\varepsilon(x) = \frac{\dot{x}(x)}{\rho_g} \left\{ [1 + 0,12(1 - \dot{x}(x))] \left[\frac{\dot{x}(x)}{\rho_g} + \frac{1 - \dot{x}(x)}{\rho_l} \right] + \frac{1,18 [1 - \dot{x}(x)] [g \sigma (\rho_l - \rho_g)]^{0,25}}{\bar{m} \rho_l^{0,5}} \right\}^{-1} \quad (4.12)$$

gdje je σ površinska napetost, \bar{m} je gustoća masenog protoka, a $\dot{x}(x)$ predstavlja lokalni maseni udio pare koji se može izračunati koristeći vrijednosti lokalne specifične entalpije radne tvari ($h(x)$), specifične entalpije suhozasićene pare (h_g) i specifične entalpije vrele kapljevine (h_l), za odgovarajući tlak isparivanja, pomoću izraza:

$$\dot{x}(x) = \frac{h(x) - h_l}{h_g - h_l} \quad (4.13)$$

Gustoća masenog protoka predstavlja vrijednost masenog protoka svedenu na površinu presjeka strujanja:

$$\bar{m} = \frac{4\dot{m}}{d_{ie}^2 \pi} \quad (4.14)$$

Za slučaj strujanja u sloju uzima se da je:

$$\theta_{strat} = \theta_{wet} \quad (4.15)$$

Ovaj se kut može izračunati iterativno iz relacije (6.27.) ali ga je jednostavnije izračunati eksplicitnim izrazom koji je dao Biberg [87]:

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \cdot \left\{ \begin{array}{l} \pi(1-\varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^3 \left[1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3}\right] - \\ - \frac{1}{200}(1-\varepsilon)\varepsilon \left[1 - 2(1-\varepsilon)\right] \left[1 + 4((1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2)\right] \end{array} \right\} \quad (4.16)$$

Sljedeći korak je određivanje mape iz koje se određuje tip strujanja za pojedine dijelove isparivača. Pošto radna tvar ulazi u isparivač iz prigušnog ventila u zasićenom stanju, strujanje u isparivaču može potencijalno biti: strujanje u sloju, valovito strujanje u sloju, bujičasto strujanje, strujanje u prstenu i magličasto strujanje. Granice se određuju kao funkcije gustoće masenog protoka \bar{m} u odnosu na promatrani položaj u isparivaču koji je određen koordinatom x , koja predstavlja udaljenost od početka isparivača. Kriteriji za iscertavanje pojedinih režima strujanja, prema proceduri opisanoj u članku [85], su sljedeći:

Granica između strujanja u sloju i valovitog strujanja u sloju:

$$\bar{m}_{strat}(x) = \left\{ 800 \frac{\varepsilon(x)^2 [1 - \varepsilon(x)]}{\dot{x}(x)^2 [1 - \dot{x}(x)]} \rho_g g (\rho_l - \rho_g) \mu_l \cos \Theta \right\}^{1/3} \quad (4.17)$$

gdje je Θ kut nagiba cijev (za horizontalnu cijev $\Theta = 0$)

Granica između valovitog strujanja u sloju i bujičastog ali isto tako i strujanja u prstenu:

$$\bar{m}_{wavy} = \left\{ \frac{g \cdot d_{ie} \rho_l \rho_g \varepsilon(x)^3 \pi}{2 \dot{x}(x)^2 \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \theta_{wet})}} \left[1 + \frac{\pi^2}{25 \cdot \bar{hl}^2} (1 - \dot{x}(x))^{G_1} \left(\frac{Fr}{We} \right)_l^{G_2} + \frac{\bar{hl} f \bar{m}^2 \dot{x}(x)^2}{B_r \rho_g \varepsilon(x)^{5/2}} \right] \right\}^{1/2} \quad (4.18)$$

Izraz (6.31.) vrijedi za vrijednosti $Re_l > 650$ dok za manje vrijednosti Re vrijedi izraz:

$$\bar{m}_{wavy} = \frac{650 \mu_l}{(1 - \dot{x}(x)) d_{ie}} \quad (4.19)$$

gdje je bezdimenzijski parametar visine kapljevine:

$$\bar{hl} = \frac{hl}{d_{ie}} \quad (4.20)$$

kvocijent bezdimenzijskih brojeva (Froudeovog i Weberovog broja):

$$\frac{Fr}{We} = \frac{\sigma}{g d_{ie}^2 \rho_l} \quad (4.21)$$

$$B_r = 3 [Pa] \quad (4.22)$$

$$G_1 = -24.12 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) \quad (4.23)$$

$$G_2 = 4.825 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) + 1 \quad (4.24)$$

gustoća toplinskog toka:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{d_{ie} \pi l_e} \quad (4.25)$$

granična gustoća toplinskog toka:

$$\dot{q}_{crit} = 0,131\sqrt{\rho_g}r \left[g(\rho_l - \rho_g)\sigma \right]^{1/4} \quad (4.26)$$

bezdimenzijski koeficijent trenja:

$$f = [1,8\log(\text{Re}_l) - 1,64]^{-2} \quad (4.27)$$

r [J/kg] predstavlja specifičnu toplinu isparivanja radne tvari. Granica za magličasto strujanje određena je izrazom:

$$\bar{m}_{mf} = \frac{\varepsilon(x)}{\dot{x}(x)} \left[1,138 + 2 \log \left(\frac{8}{3(1 - \varepsilon(x))} \right) \right] \left(480gd_{ie}\rho_l\rho_g \left(\frac{\text{Fr}}{\text{We}} \right)_l \right)^{0.5} \quad (4.28)$$

Kattan [88] daje izraz za određivanje granice između bujičastog i strujanja u prstenu:

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.125} \left(\frac{1 - \dot{x}(x)}{\dot{x}(x)} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (4.29)$$

Granica je dakle na konstantnoj vrijednosti $\dot{x}(x)$ i to na način da parametar $X_{tt}=0,34$ za turbulentna strujanja i pare i kapljevine, a $X_{tt}=0,51$ za turbulentno strujanje pare a laminarno strujanje kapljevine. Za područje valovitog strujanja u sloju vrijedi izraz:

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \frac{\bar{m}_{wavy} - \bar{m}}{\bar{m}_{wavy} - \bar{m}_{strat}} \quad (4.30)$$

Za područje magličastog strujanja vrijedi izraz:

$$\theta_{dry} = \theta_{max} + \frac{\dot{x}(x) - \dot{x}_{max}}{1 - \dot{x}_{max}} (2\pi - \theta_{max}) \quad (4.31)$$

gdje je $\theta_{max} = \theta_{dry}(x_{max})$. Za slučaj strujanja u prstenu $\theta_{dry} = 0$.

Za izračunavanje lokalnog koeficijenta prijelaza topline treba uzeti u obzir doprinos kapljevine i doprinos parne faze radne tvari. Lokalni koeficijent prijelaza topline može se izraziti:

$$\alpha_{ip}(x) = \frac{d_{ie}\theta_{dry}\alpha_g + d_{ie}(2\pi - \theta_{dry})\alpha_{wet}}{2d_{ie}\pi} \quad (4.32)$$

Koeficijent prijelaza topline α_g može se izračunati prema izrazu (4.5) dok koeficijent prijelaza topline za kapljevину sadrži u sebi 2 utjecaja:

- Utjecaj mjehuričastog isparivanja (jači je na početku isparivača dok je udio pare još nizak)
- Utjecaj konvektivnog isparivanja (raste s porastom udjela pare, odnosno od početka prema kraju isparivača)

Skupni koeficijent prijelaza topline za kapljevину dobiva se izrazom:

$$\alpha_{wet}(x) = [\alpha_{nb}^3 + \alpha_{cb}^3]^{1/3} \quad (4.33)$$

Koeficijent prijelaza topline kod mjehuričastog isparivanja ne ovisi o lokaciji i prema Cooperu [89] se može izračunati:

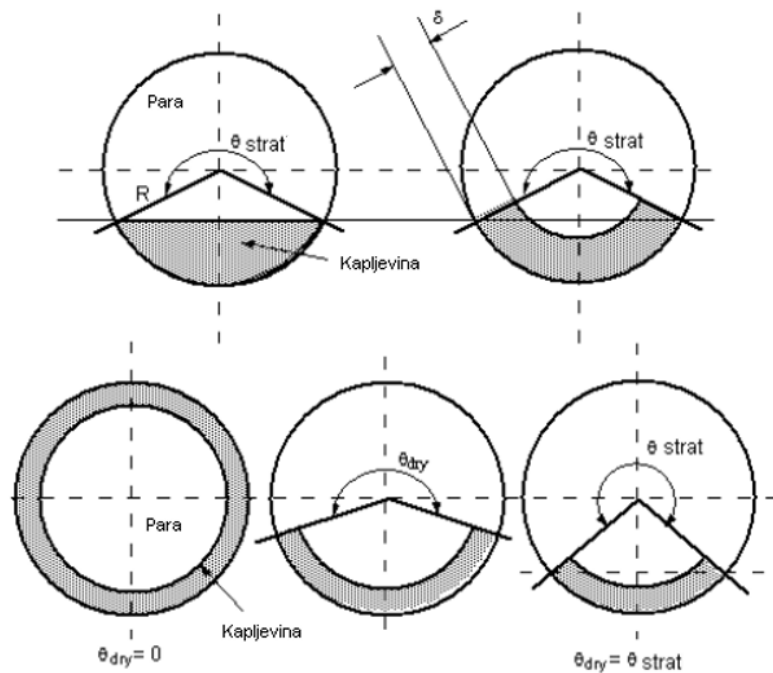
$$\alpha_{nb} = 55 p_r^{0,12} (-\log p_r)^{0,55} M^{-0,5} (\dot{q})^{0,67} \quad (4.34)$$

gdje M predstavlja molekularnu masu radne tvari, a p_r predstavlja reducirani tlak tj. odnos između tlaka isparivanja i kritičnog tlaka:

$$p_r = \frac{p_e}{p_{crit}} \quad (4.35)$$

Molekularna masa propana (R290) iznosi 44, a kritični tlak ima vrijednost 4,2471 MPa [81]. Koeficijent prijelaza topline kod konvektivnog isparivanja ovisi o lokaciji i može se izračunati prema izrazu:

$$\alpha_{cb} = 0,0133 \left\{ \frac{4\bar{m}[1 - \dot{x}(x)]\delta(x)}{[1 - \dot{x}(x)]\mu_l} \right\}^{0,69} Pr_l^{0,4} \frac{\lambda_l}{d_{ie}} \quad (4.36)$$



Slika 16. Oblici razdjelnih površina između kapljevine i pare radne tvari unutar cijevi isparivača [85]

$\delta(x)$ predstavlja funkcijsku ovisnost debljine sloja kapljevine u ovisnosti o poziciji promatrane točke u isparivaču (Slika 16):

$$\delta(x) = \frac{2A_l}{d_{ie}(2\pi - \theta_{dry})} \quad (4.37)$$

Ako kroz kontrolni volumen isparivača struji pregrijana para što odgovara uvjetu da je entalpija radne tvari unutar promatranog kontrolnog volumena veća od entalpije suhozasićene pare istog tlaka, koristi se Dittus-Boelterov izraz za plinsku fazu [83]:

$$\alpha_{sg} = 0,023(\text{Re}_{sg})^{0,8} (\text{Pr}_{sg})^{0,4} \frac{\lambda_{sg}}{d_{ie}} \quad (4.38)$$

4.1.2 Jednadžbe modela isparivača nakon diskretizacije

Isparivač se tretira kao ravna horizontalna bakrena cijev promjera d_{oe}/d_{ie} ukupne duljine l_e , podijeljena na proizvoljni broj kontrolnih volumena ncv (Slika 17). Duljina svakog kontrolnog volumena je jednaka i iznosi:

$$\Delta x = \frac{l_e}{ncv} \quad (4.39)$$

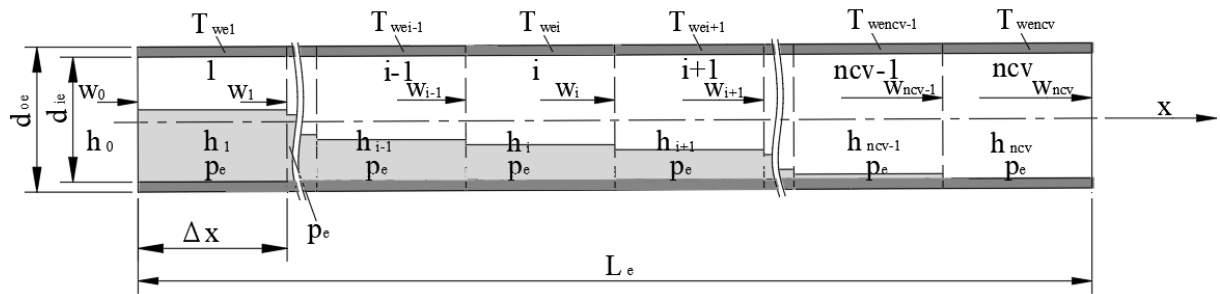
Oznaka p_e^t se odnosi na tlak isparivanja u kontrolnom volumenu i u aktualnom vremenskom koraku, dok npr. $T_{wei}^{t-\Delta t}$ označava temperaturu stijenke cijevi isparivača za kontrolni volumen i u prethodnom vremenskom koraku.

Oznaka w_{i-1} označava brzinu radne tvari kroz kontrolni volumen i iz kojeg radna tvar ulazi u aktualno promatrani kontrolni volumen. Brzina nema oznaku vremenskog koraka iz razloga što je za numerički model rashladnog uređaja potrebna samo brzina u aktualnom vremenskom koraku isparivača. Unutar svakog kontrolnog volumena i , u istom vremenskom koraku, para i kapljevina radne tvari (ili sama para u pregrijanom području), entalpije h_i^t , struje brzinom w_i , i nalaze se pod konstantnim tlakom isparivanja p_e^t , dok stijenka bakrene cijevi od koje je isparivač izrađen, i koja obavlja kontrolni volumen ima temperaturu T_{wei}^t . Treba primijetiti da tlak isparivanja p_e^t ne ovisi o kontrolnom volumenu „ i “ (pad tlaka kroz isparivač se ne uzima u obzir), dok su ostale varijable prostorno promjenjive i ovise o položaju kontrolnog volumena. Toplinsko stanje radne tvari unutar kontrolnog volumena, definirano je s dvije nezavisne varijable: tlakom (p_e^t) i entalpijom (h_i^t). Sva ostala termodinamička i transportna svojstva radne tvari, izračunavaju se kubnom aproksimacijom podataka uzetih iz REFPROP-a [81] kao funkcija dviju spomenutih nezavisnih varijabli. Tako npr. funkcija $\rho_r(p_e^t, h_i^t)$ izračunava gustoću propana u ovisnosti o aktualnom tlaku isparivanja i entalpiji unutar promatranog kontrolnog volumena, dok npr. funkcija $T_r(p_e^t, h_i^t)$, izračunava pripadajuću temperaturu (isparivanja ili temperaturu pregrijane radne tvari). Iznimno, svojstva radne tvari na gornjoj i donjoj graničnoj krivulji su funkcije samo tlaka (apsolutnog), pa će stoga npr. funkcija $D\mu_r(p_e^t)$ izračunavati dinamičku viskoznost vrele kapljevine (stanje na donjoj graničnoj krivulji) propana tlaka isparivanja p_e^t , a funkcija $G\lambda_r(p_e^t)$ izračunava toplinsku vodljivost suhozasićene pare propana (stanje na gornjoj graničnoj krivulji) u ovisnosti o aktualnom tlaku isparivanja.

Treba napomenuti da je numerički model rashladnog sustava izgrađen na način da može biti korišten za bilo koju drugu radnu tvar. U tom slučaju, potrebno bi bilo uzeti adekvatne podatke o termodinamičkim i transportnim svojstvima željene radne tvari i kubnom aproksimacijom

napraviti nove funkcije, a ograničenje modela predstavlja moguć povećani pad tlaka kod korištenja neke druge radne tvari.

S obzirom da su varijable unutar sustava isparivača vremenski promjenjive, to je za diskretizaciju potrebno uvesti i stanja iz prethodnog vremenskog koraka za varijable tlaka ($p_e^{t-\Delta t}$), entalpije ($h_i^{t-\Delta t}$) i temperature stijenke cijevi isparivača ($T_{wei}^{t-\Delta t}$). Sve ostale veličine koje su potrebne za proračun mogu se izvesti iz navedenih osnovnih varijabli postupcima opisanim u prethodnom tekstu.



Slika 17. Podjela cijevi isparivača na kontrolne volumene

Diskretizacijom se iz diferencijalnih jednadžbi (4.1) – (4.3), dobiva nelinearni sustav algebarskih jednadžbi koji se može riješiti i čija su rješenja ustvari 0-točke.

$$\frac{\rho_R(p_e^t, h_i^t) - \rho_R(p_e^{t-\Delta t}, h_i^{t-\Delta t})}{\Delta t} + \frac{\rho_R(p_e^t, h_i^t) \cdot w_i - \rho_R(p_e^t, h_{i-1}^t) \cdot w_{i-1}}{\Delta x} = 0 \quad (4.40)$$

h_{i-1}^t označava specifičnu entalpiju radne tvari u susjednom kontrolnom volumenu isparivača, gledajući „uzvodno“, u aktualnom vremenskom koraku, dok w_{i-1} označava brzinu radne tvari u istom prethodnom kontrolnom volumenu. Brzine nemaju oznaku vremenskog koraka iz razloga što se u numeričkom modelu koriste samo vrijednosti u aktualnom vremenskom koraku.

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_R(p_e^t, h_i^t) h_i^t - \rho_R(p_e^{t-\Delta t}, h_i^{t-\Delta t}) h_i^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \frac{p_e^t - p_e^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \alpha_{ie} \cdot \frac{4}{d_{ie}} \cdot (T_{wei}^t - T_R(p_e^t, h_i^t)) + \\ & + \frac{\rho_R(p_e^t, h_i^t) w_i h_i^t - \rho_R(p_e^t, h_{i-1}^t) w_{i-1} h_{i-1}^t}{\Delta x} = 0 \end{aligned} \quad (4.41)$$

Oznaka α_{ie} odnosi se na koeficijent prijelaza topline s radne tvari na unutarnju stijenku cijevi isparivača, i koji se izračunava prema postupku opisanom u poglavlju 4.1.1.

$$c_{cu} \rho_{cu} \frac{(d_{oe}^2 - d_{ie}^2) \pi}{4} \frac{T_{wei}^t - T_{wei}^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \frac{\dot{Q}_{oei}}{\Delta x} - \lambda_{cu} \frac{(d_{oe}^2 - d_{ie}^2) \pi}{4} \frac{(T_{wei+1}^t + T_{wei-1}^t - 2T_{wei}^t)}{\Delta x^2} - \alpha_{ie} \pi d_{ie} (T_R(p_e^t, h_i^t) - T_{wei}^t) = 0 \quad (4.42)$$

Oznaka \dot{Q}_{oei} predstavlja toplinski tok koji se izvuna prenese na stijenku cijevi isparivača unutar granica kontrolnog volumena „i“, bilo konvektivno tijekom procesa hlađenja kapljevite vode, bilo konduktivno tijekom procesa izgradnje zalihe leda.

4.2 Matematički model kompresora

U rashladni uređaj za koji se provodi simulacija i eksperimentalna validacija numeričkog modela ugrađen je hermetički stapni kompresor iz serijske proizvodnje, a tehničke karakteristike kompresora važne za numerički model prikazane su u tablici 4.

Tablica 4. Bitne tehničke karakteristike kompresora

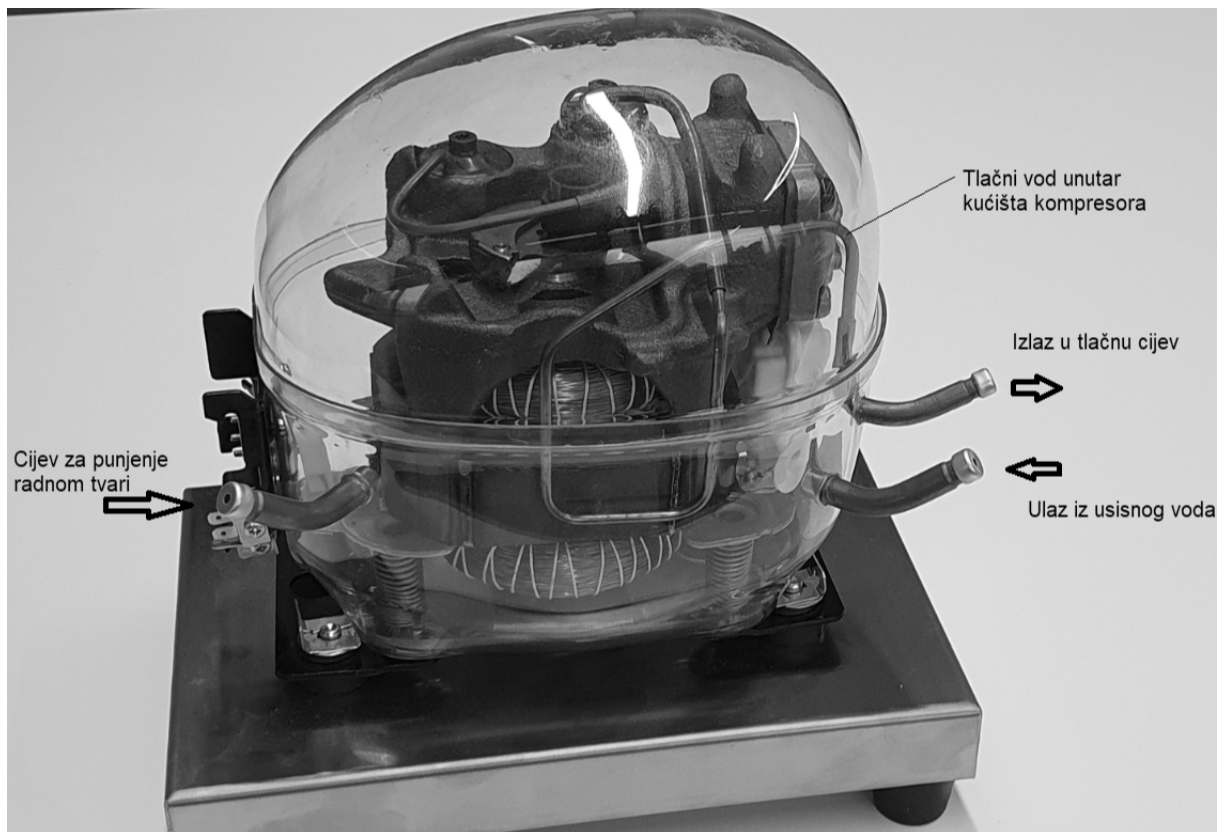
Tip kompresora	hermetički
Radni volumen cilindra	7,48 cm ³
Broj okretaja motora	2900 o/min
Volumen ulja u kućištu kompresora	221 cm ³
Volumen šupljine unutar kućišta (V_g)	1325 cm ³
Ukupna masa kompresora (s uljem)	8,7 kg
Proračunata masa ulja	0,214 kg

U dostupnoj literaturi mogu se pronaći detaljniji numerički modeli hermetičkih stapnih kompresora za simulaciju radu u nestacionarnim režimima [90], [91]. Ovi su modeli primijenjeni samo na kompresor, bez da se promatra kompletni rashladni sustav. Međutim, zbog glomaznosti numeričkog modela kompletnog rashladnog sustava koji je razvijen u ovoj disertaciji, primjena detaljnog modela kompresora značajno bi usporila kompletni simulacijski model i dodatno otežala problem konvergencije rješenja. Stoga će u ovoj disertaciji biti primijenjen jednostavniji numerički model kakav je prikazan u radovima [92] i [93]. Matematički model hermetičkog kompresora baziran je na sljedećim pretpostavkama:

Prostor iznad razine ulja za podmazivanje unutar kućišta hermetičkog kompresora promatra se kao jedan kontrolni volumen ispunjen radnom tvari, za koji se primjenjuju slične jednadžbe kao i za svaki kontrolni volumen isparivača.

Izmjena topline radne tvari s okolinom pri prolasku kroz usisni vod se zanemaruje. Termodinamičko stanje radne tvari koja ulazi u kućište kompresora je isto kao i na izlazu iz isparivača.

- Metalni dijelovi i ulje unutar kućišta promatraju se kao jedan homogeni volumen, poznatog toplinskog kapaciteta i ujednačene, ali vremenski promjenjive temperature.
- Radna tvar unutar kućišta kompresora izmjenjuje toplinu s metalnim kućištem i s tlačnim vodom unutar kućišta kroz koji prolazi nakon kompresije. Kompresija u cilindru je izentropska.
- Zanemaruje se pad tlaka kroz usisni i tlačni ventil, ali pad tlaka kroz tlačni vod unutar kućišta se uzima u obzir.
- Električna energija koju kompresor preuzima iz mreže djelomično se troši na rad kompresije, dok se ostatak pretvara u toplinu koja se akumulira u metalnom kućištu kompresora.
- Vanjske stijenke kućišta kompresora hlade se prisilnom konvekcijom, zrakom koji je prošao kroz kondenzator. Temperatura zraka zagrijanog u kondenzatoru uzima se kao uniformna po cijelom presjeku strujanja i određuje se entalpijskom metodom, ali se zbog udaljenosti koju zrak treba proći između kondenzatora i kompresora uzima temperatura izlaznog zraka iz prethodnog vremenskog koraka.
- Zanemaruje se količina radne tvari otopljena u ulju a koja u stvarnosti postoji [94]
- Maseni protok kroz kompresor je funkcija samo temperature isparivanja i temperature kondenzacije ($\dot{m}_{comp} = mf [T_R(p'_e), T_R(p'_c)]$) i on se se dobiva kubnom interpolacijom tabličnih podataka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem od strane proizvođača kompresora. Na isti način dobivene su u karakteristike električne snage kompresora ($P_{el} = Ef [T_R(p'_e), T_R(p'_c)]$) i jakosti struje ($I = If [T_R(p'_e), T_R(p'_c)]$). Ovime je definiran i električni parametar: $\cos(\varphi) = \eta_{el} = \frac{Ef [T_R(p'_e), T_R(p'_c)]}{If [T_R(p'_e), T_R(p'_c)] U_{el}}$, gdje je U električni napon.



Slika 18. Model hermetičkog kompresora s prozirnim kućištem

Volumen koji radna tvar ispunjava unutar kućišta hermetičkog kompresora (V_g), iznad razine ulja, u numeričkom modelu se razmatra kao nastavak isparivača te kao takav dobiva oznaku $ncv+1$. Bilanca mase radne tvari unutar kućišta kompresora može se opisati tako da je promjena mase unutar kontrolnog volumena u odabranom vremenskom koraku jednaka razlici masenog protoka koji ulazi iz isparivača i masenog protoka koji se usisava u cilindar kompresora. Jednadžba održanja mase unutar tog kontrolnog volumena, nakon diskretizacije ima oblik:

$$\frac{\rho_R(p_e^t, h_{ncv+1}^t) - \rho_R(p_e^{t-\Delta t}, h_{ncv+1}^{t-\Delta t})}{\Delta t} \cdot V_g - \rho_R(p_e^t, h_{ncv}^t) \cdot w_{ncv} \cdot A_e + mf [T_R(p_e^t), T_R(p_c^t)] = 0 \quad (4.43)$$

gdje je h_{ncv} specifična entalpija radne tvari u zadnjem kontrolnom volumenu isparivača. S takvom entalpijom radna tvar ulazi u kućište kompresora, brzinom w_{ncv} s obzirom da numerički model zanemaruje bilo kakvu termodinamičku promjenu radne tvari pri prolasku kroz usisni vod. Površina unutarnjeg presjeka cijevi isparivača izračunava se kako slijedi:

$$A_e = \frac{d_{ie}^2 \pi}{4} \quad (4.44)$$

Jednadžba održanja energije za radnu tvar unutar kućišta kompresora ukazuje da je promjena entalpije pare jednaka zbroju: razlike umnoška masenog protoka i entalpije na ulazu i izlazu iz kontrolnog volumena, promjene tlaka unutar kontrolnog volumena pomnoženog s iznosom volumena, toplinskog toka koji se generira u motoru kompresora (\dot{Q}_{ci}) te toplinskog toka koji se prenosi s tlačnog voda unutar kućišta kompresora (\dot{Q}_{dl}):

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} - \frac{\partial(pV)}{\partial t} + \dot{Q}_{ci} + \dot{Q}_{dl} \quad (4.45)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_R(p'_e, h'_{ncv+1})h'_{ncv+1} - \rho_R(p_e^{t-\Delta t}, h_{ncv+1}^{t-\Delta t})h_{ncv+1}^{t-\Delta t}}{\Delta t} V_g - \rho_R(p'_e, h'_{ncv}) w_{ncv} h'_{ncv} A_e - \frac{p'_e - p_e^{t-\Delta t}}{\Delta t} V_g - \\ & - mf [T_R(p'_e), T_R(p'_c)] h'_{ncv+1} - \alpha_{ci} A_{ci} [T_{com} - T_R(p'_e, h'_{ncv+1})] - \alpha_{dlo} A_{dlo} [T_{dl} - T_R(p'_e, h'_{ncv+1})] = 0 \end{aligned} \quad (4.46)$$

Oznaka α_{ci} odnosi se na koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj metalnoj površini kompresora (A_{ci}). Vrijednost ovog koeficijenta je određena eksperimentalno i iznosi 50 W/(m²K) [95]. T_{com} predstavlja temperaturu metalnog kućišta kompresora (sa svim unutarnjim metalnim dijelovima, osim tlačne cijevi), za koju se smatra da je uniformna po cijelom volumenu. T_{dl} predstavlja temperaturu stijenke tlačne cijevi unutar kućišta kompresora, A_{dlo} označava vanjsku površinu tlačne cijevi, a α_{dlo} označava koeficijent prijelaza topline na vanjskoj strani tlačne cijevi i uzima se da je jednak koeficijentu prijelaza topline na unutarnjoj metalnoj površini kompresora α_{ci} .

Za kućište kompresora vrijedi bilanca energije gdje je promjena unutarnje energije kućišta u vremenu jednaka razlici dovedenog i odvedenog toplinskog toka (generiranog toplinskog toka u elektromotoru (\dot{Q}_{gen}), odvedenog toplinskog toka na radnu tvar unutar kućišta (\dot{Q}_{ci}) i odvedenog toplinskog toka na otpadnu struju zraka iz kondenzatora (\dot{Q}_{co})):

$$\frac{dU_{com}}{dt} = \dot{Q}_{gen} - \dot{Q}_{ci} - \dot{Q}_{co} \quad (4.47)$$

Unutarnja energija materijala kompresora U_{com} , računa se preko promjene unutarnje energije ulja unutar kućišta kompresora mase m_{ol} i specifičnog toplinskog kapaciteta c_{ol} , i promjene

unutarnje energije ostatka materijala od kojeg je kompresor izrađen (za kojeg se ovdje smatra da je čelik), mase m_m , i specifičnog toplinskog kapaciteta c_m .

$$\frac{(m_m c_m + m_{ol} c_{ol})(T_{com}^t - T_{com}^{t-\Delta t})}{\Delta t} - (1 - \eta_{el}) U_{el} I_f [T_R(p_e^t), T_R(p_c^t)] + \alpha_{co} A_{co} [T_{com}^t - T_{ao}^{t-\Delta t}] + \alpha_{ci} A_{ci} [T_{com}^t - T_R(p_e^t, h'_{ncv+1})] = 0 \quad (4.48)$$

Oznaka $T_{ao}^{t-\Delta t}$ predstavlja temperaturu zraka na izlazu iz kondenzatora proračunatu u prethodnom vremenskom koraku, koji nakon prolaska kroz kondenzator hladi još i kućište kompresora. Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj stijenci kućišta kompresora α_{co} , površine A_{co} određuje se prema modelu prisilnog strujanja zraka okomito na cilindar kao najbliži oblik sličan kućištu kompresora [96]:

$$\alpha_{co} = 0,3 + \frac{0,62 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{[1 + (0,4 / \text{Pr})^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \frac{\lambda_a}{d_{ekv}} \quad (4.49)$$

λ_a ovdje predstavlja toplinsku vodljivost zraka, dok se ekvivalentni promjer kućišta kompresora izračunava iz izmjenjenog opsega tlocrtne projekcije kućišta kompresora (koja je otprilike oblika elipse): $d_{ekv} = \frac{O_{co}}{\pi}$. Kao što je već spomenuto, kompresija radne tvari u cilindru kompresora se smatra izentropskom. Većina autora ovu kompresiju matematički opisuje kao izentropsku kompresiju idealnog plina s eksponentom $\kappa = c_p / c_v$. Ovakav matematički opis osigurava jednostavne algebarske operacije. Međutim, specifični toplinski kapaciteti c_p i c_v propana kao radne tvari, nisu konstantne vrijednosti već ovise o temperaturi, a i stanje pare u blizini gornje granične krivulje nije stanje idealnog plina. Stoga ovakav proračun ne zadovoljava uvjet nepromijenjene entropije kao što je to u slučaju idealnog plina. Pošto se sustav nelinearnih jednadžbi kompletnog rashladnog sustava rješava iterativnim postupkom, to neće biti problem da se za opis izentropske kompresije koristi jednadžba koja uvažava da se entropija radne tvari prilikom kompresije ne mijenja:

$$s_R(p_e^t, h'_{ncv+1}) - s_R(p_c^t + \Delta p_{dl}, h'_{out}) = 0 \quad (4.50)$$

Svrha primjene ove jednadžbe nije određivanje same specifične entropije, već iterativno određivanje specifične entalpije radne tvari h'_{out} , neposredno nakon izentropske kompresije

Prilikom izentropske kompresije troši se snaga koja je jednaka umnošku masenog protoka i razlike specifičnih entalpija na izlazu i ulazu u sam cilindar kompresora gdje se kompresija vrši:

$$P = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (4.51)$$

što se može napisati u obliku izraza:

$$\eta_{el} \cdot P_{el} - mf [T_R(p_e^t), T_R(p_c^t)] (h_{out}^t - h_{ncv+1}^t) = 0 \quad (4.52)$$

Tlačnu cijev unutar kućišta kompresora smatra se jedinstvenim kontrolnim volumenom cilindričnog oblika duljine bakrene cijevi $l_{dl} = 0,4$ m, vanjskog promjera $d_{odl} = 4$ mm i unutarnjeg promjera $d_{idl} = 2$ mm, te se za nju mogu napisati izrazi analogni izrazima za cijev isparivača:

$$\frac{\rho_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) - \rho_R(p_c^{t-\Delta t} + \Delta p_{dl}^{t-\Delta t}, h_{dl}^{t-\Delta t})}{\Delta t} + \frac{\rho_R(p_c^t, hc_0^t) w c_0 - \rho_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) w_{dl}}{l_{dl}} = 0 \quad (4.53)$$

$$\frac{\rho_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) \cdot h_{dl}^t - \rho_R(p_c^{t-\Delta t} + \Delta p_{dl}^{t-\Delta t}, h_{dl}^{t-\Delta t}) \cdot h_{dl}^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \frac{(p_c^t + \Delta p_{dl}^t) - (p_c^{t-\Delta t} + \Delta p_{dl}^{t-\Delta t})}{\Delta t} \quad (4.54)$$

$$- \alpha_{idl} \cdot \frac{4}{d_{idl}} \cdot (T_{wdl}^t - T_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t)) + \frac{\rho_R(p_c^t, hc_0^t) \cdot hc_0^t - \rho_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) \cdot h_{dl}^t}{l_{dl}} = 0$$

$$\frac{\rho_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) \cdot h_{dl}^t - \rho_R(p_c^{t-\Delta t} + \Delta p_{dl}^{t-\Delta t}, h_{dl}^{t-\Delta t}) \cdot h_{dl}^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \frac{(p_c^t + \Delta p_{dl}^t) - (p_c^{t-\Delta t} + \Delta p_{dl}^{t-\Delta t})}{\Delta t} \quad (4.55)$$

$$- \alpha_{idl} \cdot \frac{4}{d_{idl}} \cdot (T_{wdl}^t - T_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t)) + \frac{\rho_R(p_c^t, hc_0^t) \cdot hc_0^t - \rho_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) \cdot h_{dl}^t}{l_{dl}} = 0$$

$$c_{cu} \rho_{cu} \frac{d_{odl}^2 - d_{idl}^2}{4} \frac{T_{wdl}^t - T_{wdl}^{t-\Delta t}}{\Delta t} + \alpha_{ci} \cdot d_{odl} \cdot (T_{wdl}^t - T_R(p_e^t, h_{ncv+1}^t)) \quad (4.56)$$

$$- \alpha_{dl} \cdot d_{idl} \cdot (T_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) - T_{wdl}^t) = 0$$

Pad tlaka kroz tlačni vod Δp_{dl}^t računa se preko Darcy-Weissbachovog izraza s integriranim Swamee Jain izrazom za bezdimenzijski koeficijent trenja [97]:

$$\Delta p_{dl} - \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{5.74 \cdot \mu_R (p'_c + \Delta p'_{dl}, h'_{dl})^{0.9}}{[w_{dl} \cdot d_{idl} \cdot \rho_R (p'_c + \Delta p'_{dl}, h'_{dl})]^{0.9}} \right) \right]^2} \frac{l_{dl}}{d_{idl}} \cdot \rho_R (p'_c + \Delta p'_{dl}, h'_{dl}) \cdot \frac{w_{dl}^2}{2} = 0 \quad (4.57)$$

Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj stijenci tlačnog voda unutar kućišta kompresora računa se koristeći Dittus Boelterov izraz [83] za pregrijanu paru, ali uvaživši da se para ovdje hladi (za razliku od pregrijanog područja isparivača gdje se para još uvijek grijala):

$$\alpha_{idl} = 0,023 (\text{Re}_{sg})^{0.8} (\text{Pr}_{sg})^{0.3} \frac{\lambda_{sg}}{d_{idl}} \quad (4.58)$$

$$\alpha_{idl} = 0,023 \frac{[w_{idl} \rho_R (p'_c + \Delta p'_{dl}, h'_{dl})]^{0.8} \cdot [c_{pR} (p'_c + \Delta p'_{dl}, h'_{dl})]^{0.3} \cdot [\lambda_R (p'_c + \Delta p'_{dl}, h'_{dl})]^{0.7}}{[\mu_R (p'_c + \Delta p'_{dl}, h'_{dl})]^{0.5} \cdot d_{idl}^{0.2}} \quad (4.59)$$

4.3 Kondenzator

U model rashladnog uređaja ugrađen je cijevno lamelni kondenzator, serijske proizvodnje. Tablica 5 pokazuje osnovne tehničke karakteristike kondenzatora, bitne za numerički model i performanse rada.

Tablica 5. Bitne tehničke karakteristike kondenzatora

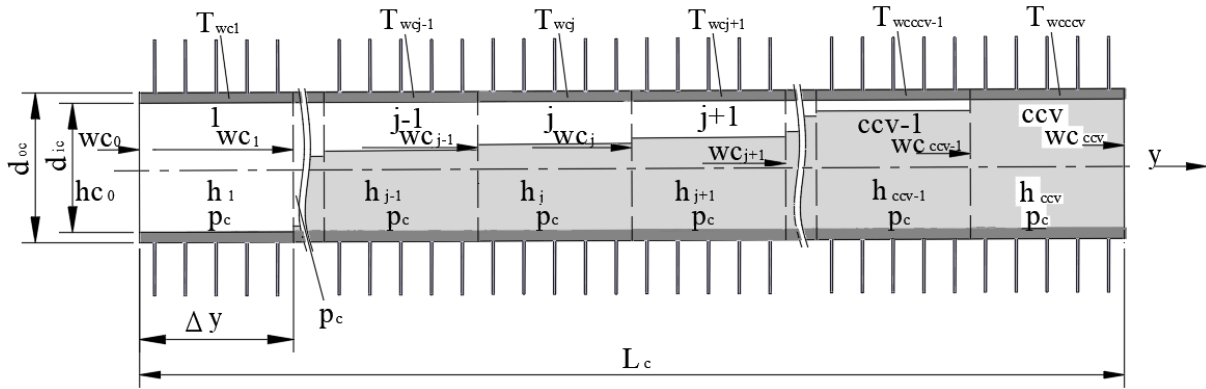
Tip kondenzatora	LU-VE STN 9227
Deklarirani rashladni učinak	1025 W
Volumni protok zraka	640 m ³ /h
Unutarnji volumen za radnu tvar	0,5 dm ³
Dimenzije	270 x 274 x 60 mm
Masa kondenzatora	2,82 kg
Promjer cijevi kondenzatora	8/7 mm

Za razliku od isparivača kod kojeg se može uočiti 2 zone, kondenzator je izmjenjivač topline koji se može podijeliti na 3 zone:

- Zona pregrijane pare – gdje se radna tvar koja izlazi iz kompresora hladi do stanja suhozasićene pare
- Zona zasićene pare – gdje radna tvar kondenzira
- Zona pothlađene kapljevine.

Kao i kod isparivača, za numerički model kondenzatora rashladnog uređaja koristi se metoda distribuiranih parametara gdje je kondenzator podijeljen na određeni broj kontrolnih volumena. Matematički model kondenzatora sadrži sljedeće pretpostavke:

- Parna i kapljevinska faza radne tvari unutar cijevi kondenzatora su u toplinskoj ravnoteži.
- Aksijalni konduktivni toplinski tok kroz radnu tvar se zanemaruje.
- Konduktivni toplinski otpor cijevi kondenzatora u radijalnom smjeru je zanemariiv a posljedica toga je da su unutarnja i vanjska temperatura stijenke cijevi približno jednake. Aksijalna kondukcija kroz stijenku cijevi se uzima u obzir. Temperatura lamela cijevi se uzima ista kao i ona stijenke kondenzatora ali se uvodi koeficijent efikasnosti lamela kao nadomjestak za činjenicu da u stvarnosti temperatura stijenke lamela opada kako se povećava radijalna udaljenost od cijevi kondenzatora.
- Pad tlaka kroz cijevi kondenzatora se zanemaruje.
- Brzina zraka na ulazu u kondenzator je uniformna i izračunava se kao kvocijent deklariranog volumnog protoka zraka kroz kondenzator i poprečnog slobodnog presjeka za strujanje zraka.
- Zanemaruje se utjecaj tlačnog voda koji spaja kompresor i kondenzator. Uzima se aproksimacija da radna tvar ulazi u kondenzator ulazi direktno iz kompresora.
- Na početku simulacije uzima se da je zadnji kontrolni volumen kondenzatora (na koji se nastavlja kapilara) popunjen kapljevnom radne tvari. U kasnijim fazama simulacije pokazalo se da je kondenzator dovoljno velikog kapaciteta izmjene topline, u odnosu na karakteristike cjelokupnog rashladnog sustava, da je na izlazu iz kondenzatora uvijek prisutna pothlađena kapljevina radne tvari.



Slika 19. Podjela cijevi kondenzatora na kontrolne volumene

Za opis procesa kondenzacije radne tvari pri prolasku kroz cijevi kondenzatora koriste se:

- Zakon očuvanja mase za jednodimenzionalno nestacionarno strujanje kroz cijev
- Zakon očuvanja energije za radnu tvar
- Zakon očuvanja energije za cijev kondenzatora i lamele

Nakon diskretizacije (Slika 19) dobivaju se jednačbe za svaki kontrolni volumen:

$$\frac{\rho_R(p_c^t, hc_j^t) - \rho_R(p_c^{t-\Delta t}, hc_j^{t-\Delta t})}{\Delta t} + \frac{\rho_R(p_c^t, hc_j^t)wc_j - \rho_R(p_c^t, hc_{j-1}^t)wc_{j-1}}{\Delta y} = 0 \quad (4.60)$$

Oznaka p_c^t odnosi se na tlak kondenzacije u aktualnom vremenskom koraku dok oznaka $p_c^{t-\Delta t}$ označava tlak kondenzacije u prošlom vremenskom koraku. Oznaka hc_j^t označava specifičnu entalpiju radne tvari unutar promatranog kontrolnog volumena kondenzatora u aktualnom vremenskom koraku, $hc_j^{t-\Delta t}$ označava istu specifičnu entalpiju u prethodnom vremenskom koraku, hc_{j-1}^t označava specifičnu entalpiju radne tvari u susjednom kontrolnom volumenu kondenzatora, gledajući „uzvodno“, u aktualnom vremenskom koraku, wc_j se odnosi na brzinu radne tvari u promatranom kontrolnom volumenu kondenzatora dok wc_{j-1} označava brzinu radne tvari u prethodnom kontrolnom volumenu. Kao što je već napomenuto, brzine nemaju oznaku vremenskog koraka iz razloga što se u numeričkom modelu koriste samo vrijednosti u aktualnom vremenskom koraku. Kao što je već prije objašnjeno $\rho_R(p_c^t, hc_j^t)$ je interpolacijska funkcija koja daje vrijednost gustoće radne tvari u ovisnosti o tlaku kondenzacije i specifičnoj entalpiji radne tvari unutar kontrolnog volumena kondenzatora. Duljina cijevi unutar kontrolnog volumena iznosi:

$$\Delta y = \frac{l_c}{ccv} \quad (4.61)$$

gdje je l_c ukupna duljina cijevi kondenzatora a ccv predstavlja broj kontrolnih volumena na koje je kondenzator podijeljen.

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_R(p_c^t, hc_i^t)hc_j^t - \rho_R(p_c^{t-\Delta t}, hc_j^{t-\Delta t})h_j^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \frac{p_c^t - p_c^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \alpha_{ic} \frac{4}{d_{ic}} (T_{wcj}^t - T_R(p_c^t, hc_i^t)) + \\ & + \frac{\rho_R(p_c^t, hc_j^t)wc_j hc_j^t - \rho_R(p_c^t, hc_{j-1}^t)wc_{j-1} hc_{j-1}^t}{\Delta y} = 0 \end{aligned} \quad (4.62)$$

α_{ic} predstavlja koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj stijenci cijevi kondenzatora promjera d_{ic} , dok T_{wcj}^t predstavlja temperaturu stijenske cijevi kondenzatora u promatranom kontrolnom volumenu j , u aktualnom vremenskom trenutku t .

$$\begin{aligned} & c_{wc} \rho_{wc} \frac{(d_{oc}^2 - d_{ic}^2) \cdot \pi}{4} \frac{T_{wcj}^t - T_{wcj}^{t-\Delta t}}{\Delta t} - \lambda_{wc} \frac{(d_{oc}^2 - d_{ic}^2) \pi}{4} \frac{(T_{wcj+1}^t + T_{wcj-1}^t - 2T_{wcj}^t)}{\Delta y^2} - \\ & - \alpha_{ic} \pi d_{ic} (T_R(p_c^t, hc_j^t) - T_{wcj}^t) - \frac{\alpha_a \eta_{co} A_{co}}{ccv} \left[\frac{T_{ai}^t + \frac{\alpha_a \eta_{co} A_{co} (T_{wcj}^t - T_{ai}^t) + 2\dot{V}_a \rho_a c_a T_{ai}^t}{\alpha_a \eta_{co} A_{co} + 2\dot{V}_a \rho_a c_a}}{2} - T_{wcj}^t \right] = 0 \end{aligned} \quad (4.63)$$

c_{wc} , ρ_{wc} i λ_{wc} označavaju redom specifični toplinski kapacitet, gustoću i toplinsku vodljivost (čelične) cijevi kondenzatora vanjskog promjera d_{oc} . $T_{wcj}^{t-\Delta t}$ predstavlja temperaturu stijenske cijevi kondenzatora promatranog kontrolnog volumena j u prethodnom vremenskom koraku $t - \Delta t$, T_{wcj-1}^t označava temperaturu stijenske cijevi susjednog kontrolnog volumena kondenzatora „uzvodno“ u aktualnom vremenskom koraku dok se T_{wcj+1}^t odnosi na temperaturu stijenske cijevi susjednog kontrolnog volumena kondenzatora „nizvodno“, također u aktualnom vremenskom koraku. Za prvi kontrolni volumen kondenzatora pretpostavlja se da nema „susjeda uzvodno“, dok se za zadnji kontrolni volumen pretpostavlja da nema „susjeda nizvodno“. $T_R(p_c^t, hc_j^t)$ predstavlja interpolacijsku funkciju kojom se izračunava temperatura radne tvari unutar promatranog kontrolnog volumena kondenzatora u ovisnosti o tlaku kondenzacije i specifične entalpije. Oznaka α_a se odnosi na koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini kondenzatora (na strani zraka), η_{co} označava stupanj djelovanja vanjske površine kondenzatora s lamelama, a A_{co} predstavlja vanjsku površinu kondenzatora koji je deklarirani podatak

proizvođača. Oznake c_a , ρ_a i \dot{V}_a označavaju redom specifični toplinski kapacitet, gustoću i volumni protok zraka koji struji kroz kondenzator, a čija je temperatura na ulazu T_{ai} i jednaka je temperaturi okoline.

Pošto je pretpostavka da radna tvar u kondenzator ulazi direktno iz kompresora vrijedi da je protok na izlazu iz kompresora jednak protoku na ulazu u kondenzator, a entalpija pare radne tvari na izlazu iz kompresora je jednaka entalpiji pare na ulazu u kondenzator:

$$\rho_R(p_c^t + \Delta p_{dl}^t, h_{dl}^t) w_{dl} \frac{d_{idl}^2 \pi}{4} = \rho_R(p_c^t, hc_0) w_{c_0} \frac{d_{ic}^2 \pi}{4} \quad (4.64)$$

Koeficijent prijelaza topline različit je za svaki kontrolni volumen i određuje se s obzirom na činjenicu da li je stanje radne tvari unutar kontrolnog volumena, pregrijana para, mokra para ili pothlađena kapljevina. Stanje radne tvari (maseni udio pare u pojedinom kontrolnom volumenu kondenzatora x_{c_i}) određuje se preko relacije:

$$x_{c_j} = \frac{hc_j^t - Dh_R(p_c^t)}{Gh_R(p_c^t) - Dh_R(p_c^t)} \quad (4.65)$$

$Gh_R(p_c^t)$ predstavlja specifičnu entalpiju suhozasićene pare u ovisnosti o aktualnom tlaku kondenzacije dok $Dh_R(p_c^t)$ predstavlja specifičnu entalpiju vrele kapljevine.

Ako je $x_c \geq 1$ radna tvar je u stanju pregrijane pare i za izračunavanje koeficijenta prijelaza topline koristi se Ditter-Boelterov izraz za hlađenje tvari unutar cijevi koji nakon diskretizacije izgleda kako slijedi:

$$\alpha_{ic} = 0,023 \frac{[w_{c_j} \cdot \rho_R(p_c^t, hc_j^t)]^{0.8} [c_{pR}(p_c^t, hc_j^t)]^{0.3} [\lambda_R(p_c^t, hc_j^t)]^{0.7}}{[\mu_R(p_c^t, hc_j^t)]^{0.5} d_{ic}^{0.2}} \quad (4.66)$$

Isti izraz koristi se i za stanje pothlađene kapljevine gdje je $x_c \leq 0$. Za stanje mokre pare gdje vrijedi $0 < x_c < 1$ vrijedi [98]:

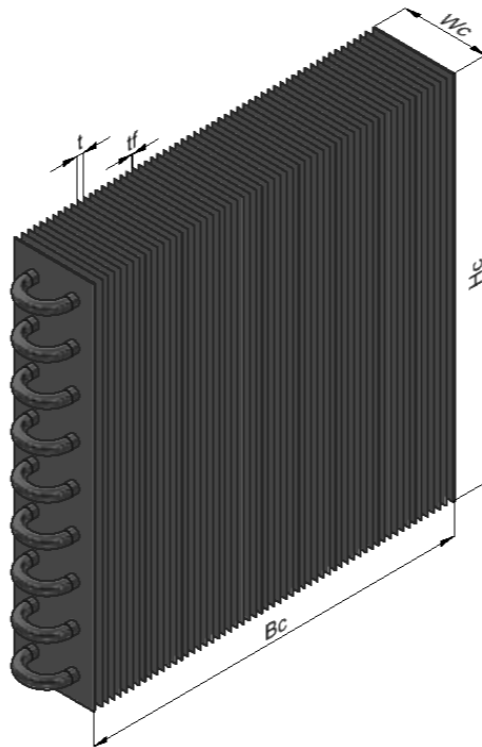
$$\alpha_{ic} = 0,023 \frac{[w_{c_j} \cdot \rho_R(p_c^t, hc_j^t)]^{0.8} [c_{pR}(p_c^t, hc_j^t)]^{0.3} [\lambda_R(p_c^t, hc_j^t)]^{0.7}}{[\mu_R(p_c^t, hc_j^t)]^{0.5} d_{ic}^{0.2}} \quad (4.67)$$

Nakon diskretizacije za pojedini kontrolni volumen kondenzatora vrijedi:

$$\alpha_{icj} = 0,023 \frac{[w c_j D \rho_R(p_c')]^{0,8} [D c_{pR}(p_c')]^{0,4} [D \lambda_R(p_c')]^{0,6}}{[D \mu_R(p_c')]^{0,4} d_{ic}^{0,2}} \cdot \left[(1 - x c_j)^{0,8} + 3,8 (1 - x c_j)^{0,04} \frac{x c_j^{0,76}}{\left(\frac{p_c}{p_{crit}}\right)^{0,38}} \right] \quad (4.68)$$

Za određivanje koeficijenta prijelaza topline na strani zraka α_a i koeficijenta iskoristivosti površine lamela kondenzatora η_{co} koristi se pristup opisan u [99] i [100]. Cijevi kondenzatora ugrađenog u ispitni uzorak smještene su u dva stupca i pravokutnom su rasporedu (jedna iza druge, Slika 20). Srednja brzina zraka koja nailazi na ukupni presjek kondenzatora računa se:

$$w_a = \frac{\dot{V}_a}{B_c \cdot H_c} \quad (4.69)$$



Slika 20. Osnovne dimenzije kondenzatora

gdje je \dot{V}_a deklarirani volumni protok zraka (Tablica 5). Međutim zbog poprečno smještenih cijevi i suženja presjeka zbog debljine ugrađenih lamela poprečna površina za strujanje zraka je manja od teoretske i prosječna je brzina je zbog toga veća:

$$A_{\min c} = B_c H_c - [n_h(d_{oc} + 2t_f)]B_c - n_f t_f [H_c - n_h(d_{oc} + 2t_f)] \quad (4.70)$$

gdje n_h predstavlja broj redova cijevi kondenzatora u jednom stupcu, a n_f predstavlja broj lamela, visine H_c , debljine t_f raspoređenih po širini kondenzatora B_c . Zbog ove redukcije presjeka strujanja, maksimalna brzina zraka će biti:

$$w_{a\max} = \frac{\dot{V}_a}{A_{\min c}} \quad (4.71)$$

Reynoldsov broj baziran na razmaku stupaca cijevi kondenzatora se računa kako slijedi:

$$\text{Re}_L = \frac{w_{a\max} \rho_a X_L}{\mu_a} \quad (4.72)$$

ρ_a i μ_a predstavljaju gustoću i dinamičku viskoznost zraka okolišne temperature, koja vlada u kontroliranim laboratorijskim uvjetima pri kojima se uzorak ispituje. Koeficijent prijelaza topline na strani zraka izračunava se pomoću Colburn-ovog j-faktora koji se za izmjenjivač topline s 4 stupca cijevi izračunava [101]:

$$j_4 = 0.2675 \cdot JP + 1.325 \cdot 10^{-6} \quad (4.73)$$

$$JP = \text{Re}_d^{-0.4} \cdot \left(\frac{A_o}{A_i} \right)^{-0.15} \quad (4.74)$$

A_i predstavlja vanjsku površinu cijevi kondenzatora dok, A_o predstavlja ukupnu vanjsku površinu kondenzatora (površina cijevi zajedno s površinom lamela).

$$\text{Re}_d = \frac{w_{a\max} \rho_a (d_{oc} + 2t_f)}{\mu_a} \quad (4.75)$$

Pošto korišteni kondenzator ima dva stupca cijevi uvodi se korekcijski faktor koji se izračunava:

$$j_2 = j_4 \cdot \frac{1 - 1280 \cdot 2 \cdot \text{Re}_L^{-1.2}}{1 - 1280 \cdot 4 \cdot \text{Re}_L^{-1.2}} \quad (4.76)$$

Koeficijent prijelaza topline kondenzatora na strani zraka se izračunava preko relacije:

$$\alpha_a = \frac{j_2 c_{pa} W_{a \max} \rho_a}{\text{Pr}^{\frac{2}{3}}} \quad (4.77)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu_a c_a}{\lambda_a} \quad (4.78)$$

Pr predstavlja bezdimenzijski Prandtlov broj, c_a predstavlja specifični toplinski kapacitet kod konstantnog tlaka za zrak, a λ_a predstavlja toplinsku vodljivost zraka. Izračunata vrijednost koeficijenta prijelaza topline zraka na vanjskoj površini kondenzatora iznosi 43 W/m²K.

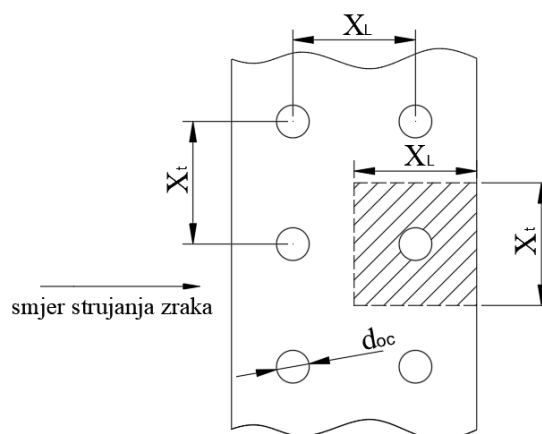
Da bi se izračunao koeficijent iskorištenja površine kondenzatora uvode se bezdimenzijski parametri koji vrijede za pravokutni raspored prema dimenzijama na slici (Slika 21):

$$\Psi = \frac{X_t}{d_{oc}} \quad (4.79)$$

$$\chi = \frac{X_L}{X_t} \quad (4.80)$$

$$mc = \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\lambda_f t_f}} \quad (4.81)$$

λ_f predstavlja toplinsku vodljivost materijala od kojih su izrađene lamele kondenzatora.



Slika 21. Dimenzije pravokutnog rasporeda cijevi i lamela kondenzatora

Ekvivalentni promjer za pravokutni raspored računa se pomoću vanjskog promjera cijevi kondenzatora i navedenih bezdimenzijskih parametara:

$$d_{cekv} = d_{oc} 1,28 \Psi \sqrt{\beta - 0,2} \quad (4.82)$$

Uvodi se još jedan bezdimenzijski parametar:

$$\phi = \left(\frac{d_{ekv}}{d_{oc}} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{d_{ekv}}{d_{oc}} \right) \right] \quad (4.83)$$

Konačno, koeficijent iskorištenja površine kružne lamele iznosi:

$$\eta_f = \frac{\tanh \left(mc \frac{d_{oc}}{2} \phi \right)}{mc \frac{d_{oc}}{2} \phi} \quad (4.84)$$

dok se koeficijent iskorištenja cjelokupne vanjske površine kondenzatora s pravokutnim lamelama računa kao:

$$\eta_{co} = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (4.85)$$

gdje je $A_f = A_o - A_i$ predstavlja ukupnu vanjsku površinu ugrađenih lamela. Izračunati koeficijent iskorištenja vanjske površine kondenzatora za tip kondenzatora korištenog u ovom radu iznosi 0,862 i predstavlja umanjene teoretskog kapaciteta izmjene topline zbog promjene temperature uzduž lamela [102].

4.4 Prigušni organ – kapilara

Prema preporuci proizvođača kompresora u ispitni sustav se ugrađuje kapilara unutarnjeg promjera 1 mm i duljine 2,5 metara. Za proračun se primjenjuje model adijabatske kapilare. Maseni protok radne tvari, u ovom slučaju propana, kroz kapilaru određuje se prema proceduri prikazanoj u nastavku teksta [103], koristeći niz bezdimenzijskih parametara i Buchinghamov π teorem :

$$\pi_1 = \frac{\dot{m}_{cap}}{d_{cap} D \mu_R(p_c)} \quad (4.86)$$

gdje \dot{m}_{cap} predstavlja maseni protok radne tvari kroz kapilaru, d_{cap} označava unutarnji promjer kapilare, a $D \mu_R(p_c)$ je funkcijska ovisnost dinamičke viskoznosti vrele kapljevine radne tvari

o tlaku kondenzacije (dobivena kubnom interpolacijom tabličnih podataka). U tekstu koji slijedi pojavljuju se također niz oznaka koje označavaju funkcijske ovisnosti fizikalnih veličina vrene kapljevine (donja granična krivulja – početna oznaka D) i suhozasićene pare (gornja granična krivulja – početna oznaka G).

$$\pi_2 = \frac{l_{cap}}{d_{cap}} \quad (4.87)$$

l_{cap} je duljina kapilare.

$$\pi_3 = \frac{G\mu_R(p_c)}{D\mu_R(p_c)} \quad (4.88)$$

$$\pi_4 = \frac{D\rho_R(p_c)}{G\rho_R(p_c)} \quad (4.89)$$

$$\pi_5 = \frac{d_{cap}D\sigma_R(p_c)D\rho_R(p_c)}{D\mu_R(p_c)^2} \quad (4.90)$$

$$\pi_6 = \frac{d_{cap}^2 [Gh_R(p_c) - Dh_R(p_c)]D\rho_R(p_c)^2}{D\mu_R(p_c)^2} \quad (4.91)$$

$$\pi_7 = \frac{d_{cap}^2 Dc_{pR}(p_c)[DT_R(p_c) - T_R(p_c, hc_{ccv})][D\rho_R(p_c)]^2}{[D\mu_R(p_c)]^2} \quad (4.92)$$

$$\pi_8 = \frac{d_{cap}^2 (p_c - p_e)D\rho_R(p_c)}{[D\mu_R(p_c)]^2} \quad (4.93)$$

$$\pi_1 = 1,1378\pi_2^{-0,1347}\pi_3^{-0,6011}\pi_4^{-0,0253}\pi_5^{-0,5429}\pi_6^{0,1097}\pi_7^{0,0261}\pi_8^{0,052} \quad (4.94)$$

Maseni protok radne tvari kroz kapilaru jednak je masenom protoku na izlazu iz kondenzatora i masenom protoku na ulazu u isparivač, a prolaskom kroz kapilaru (adijabatski model), entalpija radne tvari ostaje nepromijenjena:

$$\dot{m}_{cap} = \rho_R(p_e, hc_{ccv}) \frac{d_{ic}^2 \pi}{4} w c_{ccv} \quad (4.95)$$

$$\dot{m}_{cap} = \rho_R(p_e, h_0) \frac{d_{ic}^2 \pi}{4} w_0 \quad (4.96)$$

$$hc_{ccv} = h_0 \quad (4.97)$$

4.5 Inicijalni rubni uvjeti

Da bi se uopće mogao riješiti sustav jednadžbi opisan u prethodnom tekstu nužno je odrediti početno termodinamičko stanje radne tvari unutar komponenti rashladnog sustava. Pošto se eksperimenti vrše u kontroliranim laboratorijskim uvjetima temperature 24°C, a i inicijalna temperatura vode u rashladnoj kupki je ista, pretpostavka je da je cijeli rashladni sustav u toplinskoj ravnoteži s okolinom. Kako rashladni sustav ima kapilaru, ona u stanju mirovanja sustava omogućava prestrujavanje radne tvari iz visokotlačnog dijela sustava u niskotlačni i time izjednačavanje tlaka kod prekida rada. U mirovanju je radna tvar rashladnog sustava u stanju zasićene pare, a tlak koji vlada u rashladnom sustavu u stanju mirovanja odgovara tlaku zasićenja radne tvari pri okolišnoj temperaturi. Ako je pak radna tvar u sustavu koji miruje u stanju pregrijane pare, onda su takvi sustavi nedovoljno napunjeni i u fazi hlađenje pokazuju znatnu podkapacitiranost u odnosu na deklarirani rashladni učinak kompresora. Uz sve navedeno početni tlak propana za sve elemente rashladnog sustava će biti 9,284 bar (apsolutni tlak), za laboratorijske uvjete okolišne temperature 24 °C.

Kod određivanja inicijalnih uvjeta potrebno je i određivanje početne distribucije radne tvari unutar rashladnog sustava [41], a to ovisi o konstrukciji sustava. Pošto su izlaz iz kondenzatora i ulazu u isparivač fizički smješteni u donjim dijelovima izmjenjivača topline to je pretpostavka da je u tim dijelovima smještena vrela kapljevina radne tvari, dok je u svim ostalim dijelovima rashladnog sustava smještena suhozasićena para. Međutim, sva provedena mjerenja na ispitnom uzorku koja su uključivala mjerenje masenog protoka kroz kompresor rashladnog uređaja kao i kroz njegov prigušni element (kapilaru), pokazala su da je prilikom pokretanja sustava velika većina radne tvari kojom je rashladni sustav napunjen, smještena na niskotlačnoj strani sustava (koju čine isparivač i volumen unutar kućište kompresora). Stoga će se kao inicijalna distribucija radne tvari uzimati stanje gdje su kondenzator, kućište kompresora i gornji dio

isparivača, ispunjeni suhozasićenom parom, dok je donji dio isparivača, gdje je smješten i ulaz radne tvari iz kapilare, ispunjen uglavnom kapljevinom. Točno termodinamičko stanje radne tvari (određeno specifičnom entalpijom na početnom tlaku), kao i broj kontrolnih volumena koji su ispunjeni većinom kapljevinom na početku procesa, uvjetovani su ukupnom masom radne tvari kojom je rashladni sustav napunjen a koja je za potrebe ovog istraživanja varirana.

4.6 Rješavanje sustava jednadžbi rashladnog sustava

Rješavanje (nelinearnog) sustava jednadžbi rashladnog sustava provedeno je po proceduri pisanoj u programskom paketu Mathcad 15. Upotreba navedenog programskog paketa ima više prednosti, ali i nekih nedostataka. Od prednosti korištenih u ovoj disertaciji treba navesti:

- Dobra preglednost napisanih matematičkih izraza.
- Moguća upotreba naprednih funkcija (npr. operacije s matricama, jednostavna upotreba interpolacijskih i regresijskih funkcija).
- Mogućnost upotrebe jedinica paralelno s varijablama (ova mogućnost je naročito pogodna kod pisanja programskog koda jer se lako uočava greška ako se primjerice zbrajaju varijable koje imaju različite jedinice tj. ne može se zbrojiti [kg] i [m]).

Od nedostataka koji su se pokazali kao otežavajuća okolnost treba navesti:

- Ako se uz varijable koriste i različite jedinice (a to je najčešće slučaj) onda takve varijable ne mogu biti članovi iste matrice. Zbog toga se varijable prije smještanja u matrice trebaju “osloboditi” jedinica (da ostanu samo brojevi), a nakon rješavanja, opet im se jedinice trebaju dodati.
- Iako je programski paket opremljen vlastitim “solverom” za iterativno rješavanje sustava nelinearnih algebarskih jednadžbi, njegov se kapacitet pokazao nedovoljnim za rješavanje ovako velikog sustava jednadžbi. Stoga je za rješavanje ovog sustava jednadžbi bilo potrebno napisati vlastiti programski kod.

Jednadžbe prikazane u ovom poglavlju napisane su sustavno u formi:

$$f_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad \text{za } i = 1, 2, \dots, n \quad (4.98)$$

Ovakav se sustav često u literaturi označava:

$$\mathbf{F}(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \quad (4.99)$$

Za rješavanje ovog sustava jednadžbi korištena je Newtonova iterativna metoda. Ako se radi o jednoj jednadžbi onda se rješenje ovom metodom dobiva iterativnim postupkom na način [104]:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (4.100)$$

gdje x_{n+1} predstavlja rješenje u aktualnom iterativnom koraku, x_n predstavlja rješenje u prošlom iterativnom koraku, $f(x_n)$ predstavlja vrijednost funkcije varijable x_n , a $f'(x_n)$ predstavlja derivaciju funkcije za vrijednost varijable x_n . Ako se radi o sustavu nelinearnih jednadžbi onda vrijedi:

$$\mathbf{X}_{n+1} = \mathbf{X}_n - \frac{\mathbf{F}(\mathbf{X}_n)}{\mathbf{F}'(\mathbf{X}_n)} \quad (4.101)$$

gdje \mathbf{X}_{n+1} predstavlja matricu svih rješenja u aktualnom iterativnom koraku, \mathbf{X}_n predstavlja matricu svih rješenja u prošlom iterativnom koraku, $\mathbf{F}(\mathbf{X}_n)$ predstavlja matricu vrijednosti funkcija matrice svih varijabli \mathbf{X}_n , a $\mathbf{F}'(\mathbf{X}_n)$ predstavlja Jakobian – matricu vrijednosti derivacija svih funkcija po svim varijablama za matricu vrijednosti varijabli \mathbf{X}_n :

$$\mathbf{F}'(\mathbf{X}_n) = \mathbf{J}(\mathbf{X}_n) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad (4.102)$$

Pošto su varijable tlaka isparivanja, tlaka kondenzacije te entalpija u pojedinim kontrolnim volumenima isparivača, kompresora i kondenzatora implicitno uključene u jednadžbe, zbog termodinamičkih veza s ostalim fizikalnim svojstvima radne tvari, nije moguće izvršiti eksplicitno deriviranje jednadžbi po pojedinim varijablama. Zbog toga se Jakobian računa numeričkim deriviranjem koristeći metodu centralne derivacije [104]:

$$\frac{\partial f}{\partial x}(x) \cong \frac{f(x + \Delta x) - f(x - \Delta x)}{2\Delta x} \quad (4.103)$$

Kako se radi o matricama, jednadžbu (4.102) je pravilnije pisati u obliku:

$$\mathbf{X}_{n+1} = \mathbf{X}_n - \mathbf{J}(\mathbf{X}_n)^{-1} \cdot \mathbf{F}(\mathbf{X}_n) \quad (4.104)$$

gdje je $\mathbf{J}(\mathbf{X}_n)^{-1}$ inverzna vrijednost (matrice) Jakobiana.

Iteracije se ponavljaju sve dok nije zadovoljen neki kriterij konvergencije ili je pak dosegnut maksimalni zadani broj koraka iteracije. Matrica \mathbf{X}_n dobivena na opisani način predstavlja skup rješenja za promatrani vremenski korak. Najčešće korišteni kriteriji konvergencije su:

$$\frac{\mathbf{X}_{n+1}}{\mathbf{X}_n} - 1 < \varepsilon \quad (4.105)$$

ili pak:

$$\mathbf{F}(\mathbf{X}_n) \cdot \mathbf{F}(\mathbf{X}_n) < \varepsilon \quad (4.106)$$

gdje je ε neki mali broj. Iz izraza (4.105) vidljivo je da je kod Newtonove metode, za svaku iteraciju, potrebno izračunavati Jakobian čija dimenzija matrice iznosi n^2 , i još k tome za svaku iteraciju potrebno je izračunavati inverznu matricu Jakobiana. Kod numeričkih sustava s puno varijabli, a kao što je i ovaj aktualni, to je postupak koji zahtijeva značajne resurse računala i troši značajno vrijeme. Zbog toga je kod ovog simulacijskog modela uvedena Broydenova metoda [105], kod koje se umjesto Jakobiana, parcijalne derivacije funkcija računaju aproksimativno. To obično zahtijeva veći broj iteracija ali je postupak dobivanja konvergiranih rješenja znatno brži. Treba napomenuti da Broydenova metoda zahtijeva barem jedno konvergirano rješenje na početku iteracije, koje se dobiva Newtonovom metodom.

Da bi se proveo opisani iterativni postupak potrebno je za svaki vremenski korak predvidjeti rješenja odnosno vrijednosti svih varijabli. Pretpostavljene vrijednosti rješenja su najčešće bitne i značajno utječu na to da li će konačna rješenja konvergirati ili ne, i koliko će brzo konvergirati. Stoga se u početnoj fazi simulacije, dok se rješenja još „uhodavaju“, pokazalo uputnim koristiti samo Newtonovu metodu bez obzira na vrijeme koje se troši za simulacije. Isto tako pokazalo se korisnim, kod početnih vremenskih koraka koristiti veliku podrelaksaciju:

$$\mathbf{X}_{n+1} = \mathbf{X}_n - \gamma \cdot \mathbf{J}(\mathbf{X}_n)^{-1} \cdot \mathbf{F}(\mathbf{X}_n) \quad (4.107)$$

gdje je $0 < \gamma \leq 1$ faktor podrelaksacije. Za početne iteracije unutar početnih vremenskih koraka, uzimana je mala vrijednost faktora podrelaksacije (npr. 0,2) da bi za za sljedeće iterativne korake ova vrijednost postepeno rasla. Na ovaj način smanjuje se opasnost da vrijednosti funkcija odu u područja gdje funkcija nije definirana ili da se npr. počnu „dešavati“ negativne vrijednosti brzina unutar izmjenjivača topline, bez fizikalnih osnova, i što često dovodi do „pucanja“ postupka simulacije.

5 SIMULACIJSKI MODEL RASHLADNE KUPKE

Istraživanja unutar ove disertacije su pokazala da postupak koji uključuje dva simulacijska sustava, opisana u prethodnim poglavljima, koji rade naizmjenično, zahtijeva puno vremena za provođenje simulacije (cca. 35 s za jedan vremenski korak veličine 0,2 – 0,4 s). Stoga je ovakav spregnuti simulacijski sustav bio korišten samo kad je to bilo nužno: u fazi izgradnje zalihe leda i u slučaju kada je simuliran slučaj s isključenim mješačem. Za slučaj s uključenim mješačem, eksperimenti su pokazali da se u fazi hlađenja vode (od inicijalne temperature vode do temperature 0,5°C), temperatura vode unutar volumena rashladne kupke toliko malo razlikuje da se može smatrati približno konstantnom. Isto tako eksperimenti su pokazali da je količina leda, koja se u tom periodu izgradi beznačajna. Ako se ova dva uvjeta iskoriste, kod simulacije rada pri uključenom mješaču rashladnu kupku nije potrebno dijeliti na kontrolne volumene i nije potrebno pratiti strujne pojave, pa se termodinamičko stanje vode može pratiti na jednostavan način, „entalpijskom metodom“. Toplinski tok koji se prenese na promatrani kontrolni volumen „i“ (\dot{Q}_{oei}) isparivača računa se:

$$\dot{Q}_{oei} = \alpha_{oe} d_{oe} \pi \Delta x (T_w^t - T_{wei}^t) \quad (5.1)$$

gdje je α_{oe} koeficijent prijelaza topline na strani vode, na vanjskoj stijenci isparivača, d_{oe} je vanjski promjer cijevi isparivača, a T_w^t označava temperaturu vode unutar rashladne kupke u aktualnom vremenskom koraku. Ukupni toplinski tok \dot{Q}_{oe} koji se izmjeni na isparivaču dobiva se sumiranjem toplinskih tokova za pojedine kontrolne volumene:

$$\dot{Q}_{oe} = \sum_{i=1}^{ncv} \dot{Q}_{oei} \quad (5.2)$$

Pošto voda preda toplinu isparivaču smanjuje se njezina temperatura. Stoga se u slijedećem vremenskom koraku računa s temperaturom vode ($T_w^{t+\Delta t}$) kako slijedi:

$$T_w^{t+\Delta t} = T_w^t - \frac{\dot{Q}_{oe} \Delta t}{m_w c_w} \quad (5.3)$$

m_w označava masu vode u rashladnoj kupki, a c_w je specifični toplinski kapacitet vode.

5.1 Matematički model strujanja i zaleđivanja vode u rashladnoj kupki

Jednadžbe koje se koriste za modeliranje strujanja vode u ovoj analizi su jednadžbe proizašle iz zakona održanja mase i zakona održanja količine gibanja:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{w}) = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{w}) + \nabla(\rho \bar{w} \cdot \bar{w}) = -\nabla p + \nabla(\mu \nabla \bar{w}) + \rho \bar{g} + \bar{S} \quad (5.5)$$

Veličina S se uvodi zbog pada tlaka uzrokovanog pojavom krute faze leda u vodi koji stvara kašasti materijal (suspenciju ledenih kristalića u vodi koja smrzava), a računa se prema Kozeny-Carmanovoj jednadžbi [106]:

$$S = -\frac{(1-\beta)^2}{\beta^3 + \varepsilon} \cdot A_{mush} \cdot \bar{w} \quad (5.6)$$

gdje je $A_{mush} = 10^5 \text{ kg}/(\text{m}^3\text{s})$ [107] konstanta “kašaste” zone, ε je mali broj ($\varepsilon=0,001$) dodan u jednadžbu s ciljem izbjegavanja dijeljenja s nulom. Kašasta zona je usko područje u kojem je došlo tek do djelomičnog smrzavanja pa trenutno koegzistiraju i kapljevita i kruta faza materijala. β predstavlja udio kapljevine koji može poprimiti 3 vrijednosti ovisno o temperaturi unutar kontrolnog volumena:

$$\beta = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{za } T > T_l \\ 1 & \text{za } T < T_s \\ \frac{T-T_s}{T_l-T_s} & \text{za } T_s < T < T_l \end{array} \right\} \quad (5.7)$$

gdje je temperatura smrzavanja $T_s = 273 \text{ K}$, a temperatura otapanja $T_l = 273,15 \text{ K}$. Strujanje je omogućeno samo u zoni gdje je $\beta=1$ dok u “solid” zoni (zoni gdje je zaleđivanje završeno) brzina pada na nulu. U prijelaznoj zoni (“kašastoj” zoni), protok fluida je parcijalno reduciran zbog povećane poroznosti. Kod “entalpija-poroznost” metode koja se primjenjuje za problem zaleđivanja [108], energetska jednadžba ima sljedeći oblik:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla(\rho \bar{w} h) = \nabla(\lambda \nabla T) - S_E \quad (5.8)$$

$$S_E = \frac{\partial}{\partial t}(\rho\beta\Delta h) - \nabla(\rho\bar{w}\beta\Delta h) \quad (5.9)$$

Gdje je Δh latentna toplina. Entalpija promatrane materije se računa kao suma osjetne entalpije h_{sens} i latentne topline Δh :

$$h = h_{sens} + \Delta h \quad (5.10)$$

Osjetna entalpija se računa prema izrazu:

$$h_{sens} = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p \cdot dT \quad (5.11)$$

Gdje je h_{ref} referentna entalpija, T_{ref} je referentna temperatura, a c_p je specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku. Ovisno o vrijednosti udjela kapljevine specifična topline se može računati kao [109]:

$$c_p T = \begin{cases} c_s T & T < T_s \\ c_l T & T \geq T_l \end{cases} \quad (5.12)$$

gdje je c_s specifični toplinski kapacitet leda a c_l specifični toplinski kapacitet kapljevine vode. Latentna toplina se računa prema izrazu:

$$\Delta h = \beta L \quad (5.13)$$

$L=334$ kJ/kg je specifična toplina smrzavanja vode.

Za rješavanje sustava jednadžbi korišten je komercijalni programski kod Ansys Fluent, koristeći pri tome SIMPLE algoritam združivanja brzine i tlaka. Kao kriterij konvergencije rješenja, svakog vremenskog koraka, uzet je pad svih ostataka (engl. „residuals“) ispod vrijednosti 10^{-5} .

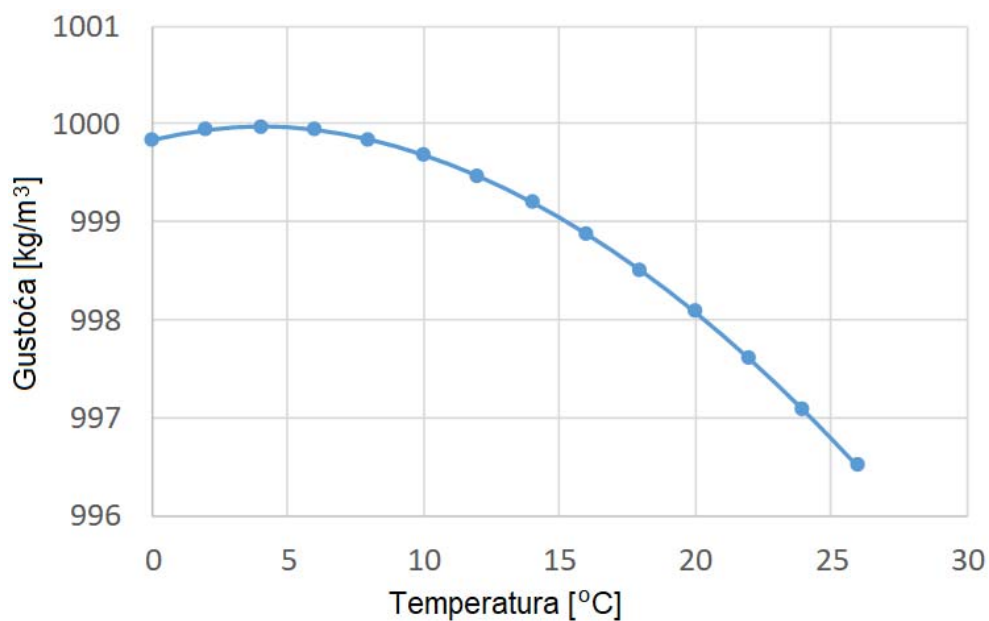
5.2 Svojstva vode

Provedena istraživanja, dostupna u literaturi, pokazuju da nema značajne razlike u rezultatima dobivenih simulacijama s korištenjem modela s detaljno opisanim varijacijama

termodinamičkih i transportnih svojstava fluida i simulacijama s korištenjem pojednostavnjenog modela s konstantnim vrijednostima svojstava fluida i tzv. “Boussinesq” aproksimacije [110]. Gustoća vode je u ovoj simulaciji, bila definirana kao funkcija temperature koristeći funkciju UDF (“user defined function”), te je imala naglu promjenu s pojavom smrzavanja identificiranom preko parametra β . Za promjenu gustoće u ovisnosti o temperature unutar kapljevite faze korištena je relacija [111]:

$$\rho = \rho_m \left(1 - w \cdot |T - T_m|^n \right) \quad (5.14)$$

za temperature $T > T_l$, maksimalna gustoća vode ρ_m je $999,972 \text{ kg m}^{-3}$, $w = 9,297173 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-n}$, $n = 1,894816$, $T_m = 277,1793 \text{ K}$. Unutar zone zaleđivanja i unutar zaleđene zone korištena je segmentno linearizirana funkcija gustoće prema parovima koje pokazuju Tablica 6. i Slika 22 gdje se jasno vidi anomalija pri kojoj se gustoća vode smanjuje u rasponu temperatura $0 - 3,984 \text{ }^\circ\text{C}$.



Slika 22. Gustoća vode kao funkcija temperature [112]

Tablica 6. Referentne vrijednosti gustoće u ovisnosti o temperaturi

Temperature, T [K]	Density, ρ [kg/m ³]
273,15	999,83
273	917
263	917,8

Ostala bitna svojstva fluida: dinamička viskoznost, specifični toplinski kapacitet i toplinska vodljivost također su definirani kao segmentno linearizirane funkcije prema parovima prikazanima u [81]. Strujanje fluida se uzima kao nestlačivo i laminarno.

Tablica 7. Referentne vrijednosti svojstava fluida u ovisnosti o temperaturi

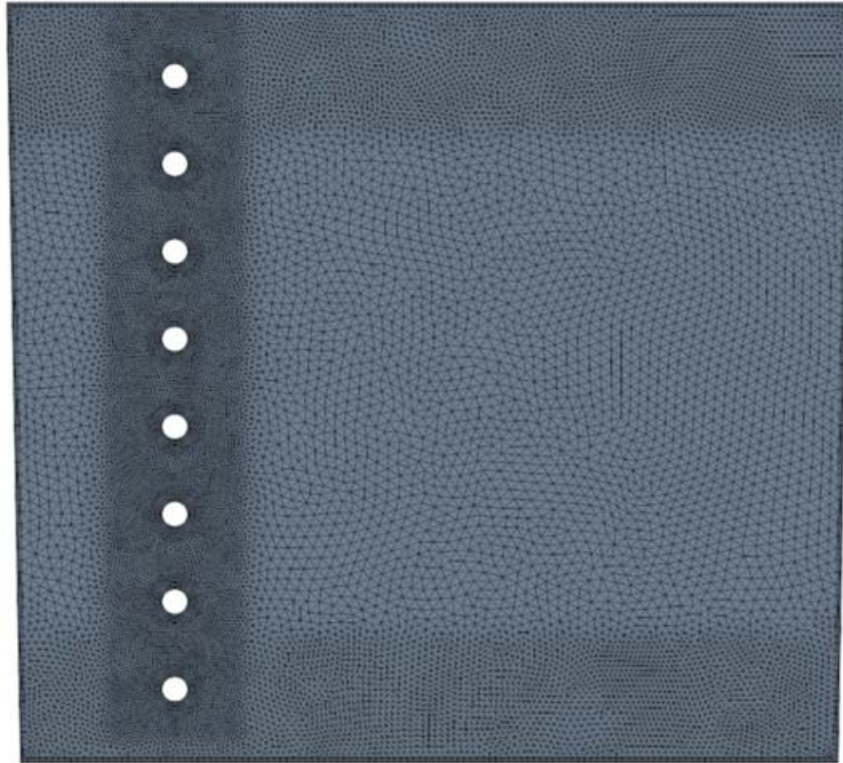
Temperatura, T [K]	Dinamička viskoznost, μ [mPa s]	Specifični toplinski kapacitet, c [J/(kgK)]	Toplinska vodljivost, λ [W/(mK)]
260	571	1943	2.39
273	571	2050	2.22
273.15	1.73241	4219	0.5606
275	1.64777	4214	0.561
280	1.43647	4201	0.572
290	1.09033	4187	0.592
300	0.8539	4181	0.691
313	0.6579	4179	0.629

5.3 Domena simulacije

Numeričke simulacije strujanja i stvaranja leda zahtjevne su po pitanju utrošenog računalnog vremena te potrebitih računalnih resursa. Kako bi se numeričke simulacije provele u razumnom vremenu, potrebno je odabrati optimalnu numeričku mrežu. Optimalan numerička mreža određila se je provedenom analizom utjecaja broja kontrolnih volumena numeričke mreže na točnost rezultata numeričkih simulacija.

Analiza utjecaja broja kontrolnih volumena numeričke mreže napravljena je na dvodimenzionalnoj domeni čiji gabariti odgovaraju presjeku rashladne kupke kroz centralnu ravninu. Dvodimenzionalni prostor je uzet sa svrhom smanjenja vremena potrebnog za izračunavanje rješenja numeričkog simulacijskog sustava rashladne kupke.

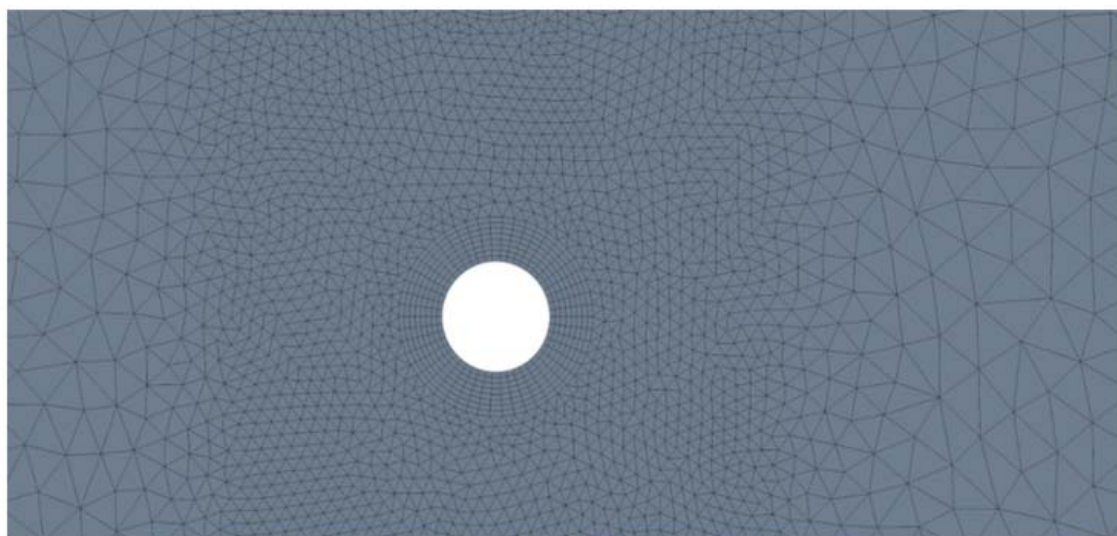
Slika 23 prikazuje mrežu kontrolnih volumena u kadi.



Slika 23. Mreža kontrolnih volumena na validiranom modelu rashladne kupke [112]

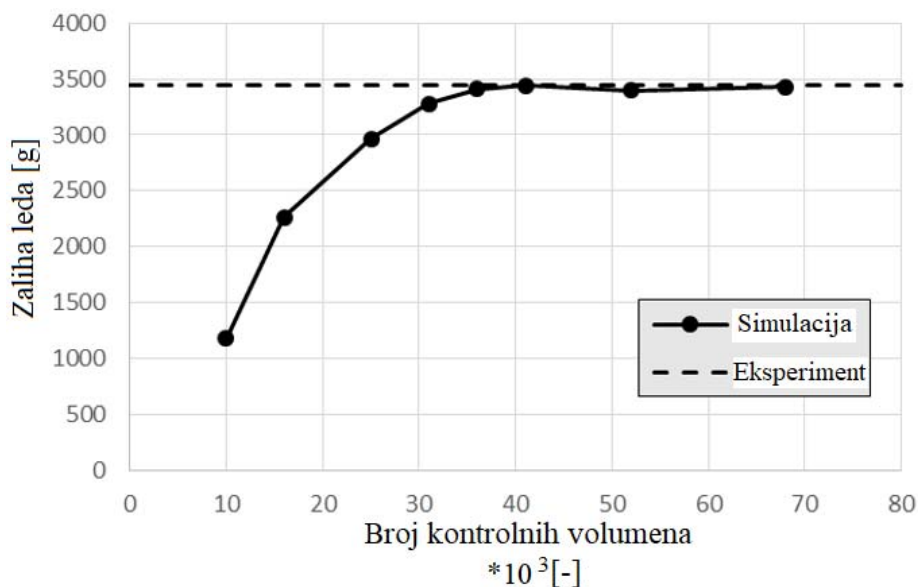
Radi smanjenja broja kontrolnih volumena numeričke mreže, finija (gušća) mreža napravljena je u područjima očekivanih većih gradijenta izračunatih veličina. Takva područja su donja i gornja zona modela kupke, te područje oko cijevi isparivača (

Slika 24).



Slika 24. Detalj gušće mreže kontrolnih volumena oko cijevi [112]

Numeričkim simulacijama izračunata masa leda, koristeći se numeričkim mrežama s različitim brojem kontrolnih volumena, uspoređena je s eksperimentalno izmjenom masom leda nakon 180 minuta trajanja eksperimenta. Rezultati pokazuju (Slika 25), da mreža s otprilike 40 000 kontrolnih volumena, i izrađena na prethodno opisani način, daje dovoljno kvalitetne rezultate, a daljnje povećanje broja kontrolnih volumena nema značajniji utjecaj na točnost rezultata. Stoga je za tu svrhu bila izabrana mreža s 41 000 kontrolnih volumena.



Slika 25. Utjecaj broja kontrolnih volumena na rezultate simulacije [112]

Ispitni uzorak korišten pri validaciji CFD modela koristi rashladnu kupku iste veličine kao i ona koja je upotrijebljena za ispitivanje cjelokupnog rashladnog uređaja, samo što je razlika u isparivaču. Dok je kod validacijskog modela isparivač zamijenjen s 8 ravnih cijevi smještenih u stupcu uz jednu stranicu kade, hlađenih glikolom, dotle je isparivač ispitnog uzorka cjelokupnog rashladnog uređaja s kupkom izrađen kao cijevna zavojnica (Slika 6). Suštinska je razlika što je kod validacijskog uzorka, stupac rashladnih cijevi hladio cijelu kupku a slika u svakom poprečnom presjeku bila ista i mogla se zamijeniti dvodimenzionalnom domenom bez ograničenja. Pošto isparivač ispitnog uzorka ima oblik spirale kvadratne osnove (Slika 6), najvjernija simulacija zahtijevala bi trodimenzionalni model kompletne rashladne kupke. Takav model omogućio bi da se cijev isparivača podijeli na velik broj kontrolnih volumena gdje bi i svaki puni zavoj cijevi bio podijeljen. Tako bi se moglo detaljno pratiti stanje radne tvari u isparivaču kao i stanje rashladne kupke. Međutim, primjena ovakve opisane 3D domene, zbog puno većeg broja kontrolnih volumena, kako rashladne kupke tako i isparivača, iziskuje velike

računalne resurse, reda veličine superračunala, te dugačko vrijeme provođenja takve numeričke simulacije.

Podjelom modela rashladne kupke s isparivačem (Slika 26), može se dobiti 8 simetričnih dijelova. Jedan takav dio može biti 3D domena za simulaciju čime se broj kontrolnih volumena rashladne kupke smanjuje 8 puta. Međutim, ovdje više nema smisla dijeliti pojedine redove cijevi isparivača na kontrolne volumene jer bi to dovelo do trodimenzionalnog temperaturnog polja unutar vode u rashladnoj kupki a što bi značilo da stanje iz jedne osmine ne predstavlja istovremeno stanje u svim ostalim dijelovima kupke. Ovakva domena dakle, ima smisla samo ako svaka cijev predstavlja jedan kontrolni volumen.

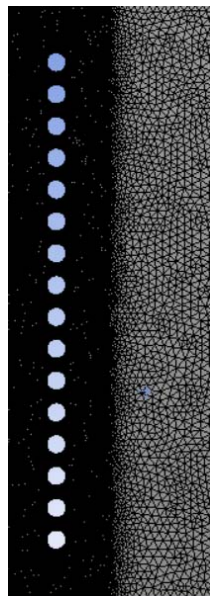


Slika 26. Osmina rashladne kupke s isparivačem

Za simulacijski model premix rashladnog uređaja napravljena je 2D domena (Slika 27). Visina domene je ista kao i visina vode unutar rashladne kupke ispitnog uzorka (310 mm). Cijevi isparivača predstavljene su krugovima, gdje svaki krug predstavlja jedan puni zavoj isparivača duljine 1 m. Sva ispitivanja napravljena su s isparivačem koji ima 16 punih redova (zavoja). Položaj krugova unutar 2D domene odgovara položaju pojedinih redova cijevi u središnjem presjeku rashladne kupke, što znači da je isti razmak između redova cijevi (krugova), isti razmak od dna do prve cijevi isparivača, isti razmak između površine vode i najvišeg kruga (cijevi) u stupcu i isti razmak između osi cijevi i bočne stranice rashladne kade. Jedina razlika

je u širini 2D domene. Širina 2D domene određena je na način da se množenjem njene vrijednosti s visinom vode u kupki i duljinom od 1 m (koliko je realno dugačak svaki zavoj isparivača) dobiva volumen koji je jednak realnom volumenu vode u rashladnoj kupki. Širina 2D domene na taj način iznosi 112 mm.

Početak simulacije stvaranja leda je postavljen na inicijalnu temperaturu vode u kupki od $+0,5$ °C (dotle radi mješać a simulacija rashladnog sustava se provodi entalpijskom metodom), daljnje hlađenje vode izvan zalihe leda je zanemarivo, a strujne pojave su zbog male razlike temperatura također zanemarive. Iznimka je jedino slučaj s radom rashladnog uređaja bez mješaća, gdje se cijeli proces simulira koristeći 2D domenu. Izrada mreže kontrolnih volumena napravljena je na potpuno isti način na koji je napravljena i kod validiranog uzorka. Domena ispitnog uzorka je podijeljena na 19200 kontrolnih volumena. Gušća mreža napravljena je oko cijevi isparivača.



Slika 27. Domena ispitnog uzorka podijeljena na kontrolne volumene

5.4 Eksperimentalna validacija simulacijskog modela rashladne kupke

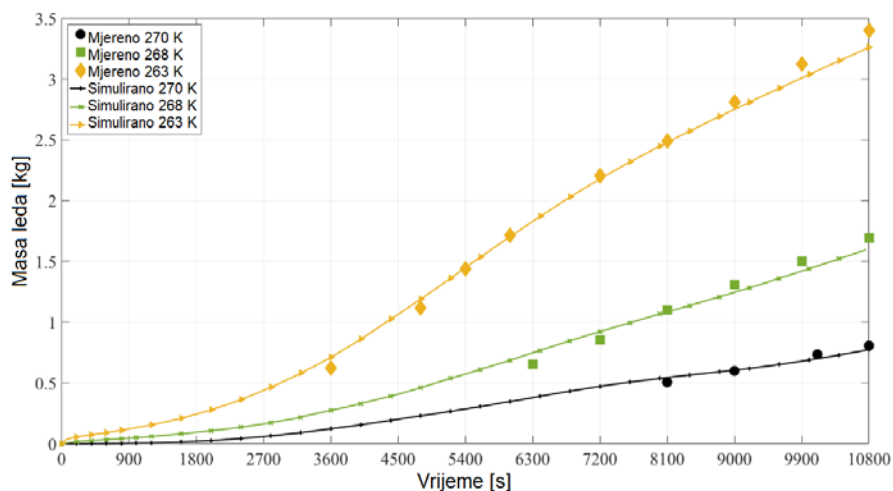
Kako broj eksperimentalnih validacija numeričkih modela stvaranja leda oko cijevi isparivača sa spajanjem, nije velik [113], a i taj model dimenzijski značajno odudara od modela premix uređaja, provedena je eksperimentalna validacija kao preliminarno istraživanje, da bi se mogla ocijeniti pouzdanost i točnost simulacijskog modela kupke prikazanog u prethodnom tekstu. Ovdje će biti prezentirani dijelovi objavljenih rezultata validacije [112], [76], bitni za ovu disertaciju.

Za eksperimentalni uzorak kupke uzet je tip kade koji je ugrađen i u uzorak koji je predmet ove disertacije. Međutim, umjesto spiralnog isparivača (Slika 6) ugrađeno je osam ravnih cijevi smještenih u jednom stupcu i na način da je kroz 2 prozirna otvora bio vidljiv bočni profil izgrađene ledene zalihe što se kasnije moglo usporediti s grafičkim podacima zalihe leda dobivene simulacijom. Kroz bakrene cijevi bio je osiguran protok glikola konstantne, niske ulazne temperature. Pošto je zbog visokog volumnog protoka glikola i kratke cijevi prosječni porast temperature glikola pri prolasku kroz cijevi bio manji od 0,1 K, takvi su simulacijski uvjeti vjerno simulirali isparivanje radne tvari unutar cijevi isparivača koje se dešava kod konstantne temperature. Poprečni profil ledene zalihe bio je gotovo uniforman uzduž rashladnih cijevi a simulacijski model je bio dvodimenzionalan.

Validacija je provedena za dva različita uvjeta formiranja zalihe leda:

- Inicijalna temperatura vode 24°C bez prisilnog miješanja vode unutar kupke, čime su simulirani uvjeti PDT režima rada premix uređaja, ali u uvjetima prirodne konvekcije. Ovi uvjeti se ne sreću u eksploataciji uređaja, ali su u ovoj disertaciji istraženi.
- Inicijalna temperatura vode 4°C bez prisilnog miješanja vode, čime su simulirani uvjeti regeneracije zalihe leda.

Za ove uvjete provedena je validacije količine formiranog leda, dok je za simulaciju PDT režima bez mješača provedena validacija poprečnog presjeka zalihe leda kroz vrijeme, validacija temperatura unutar rashladne kupke kao i validacije toplinskog toka po pojedinim cijevima u snopu.

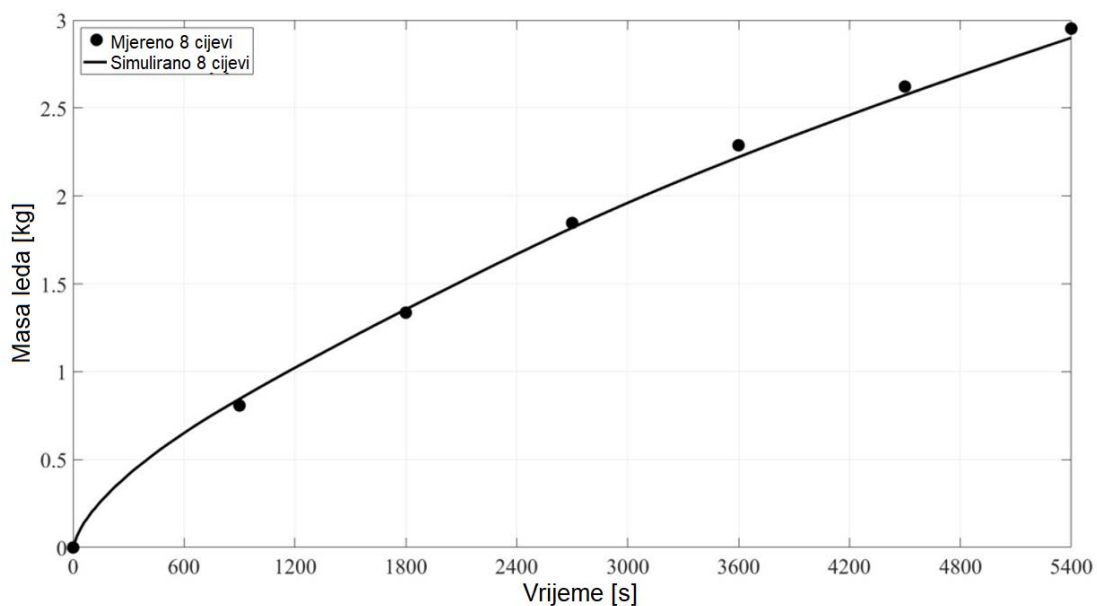


Slika 28. Usporedba mase leda dobivene simulacijom sa masom leda izmjerenom eksperimentom (inicijalna temperatura vode 24 °C)[112]

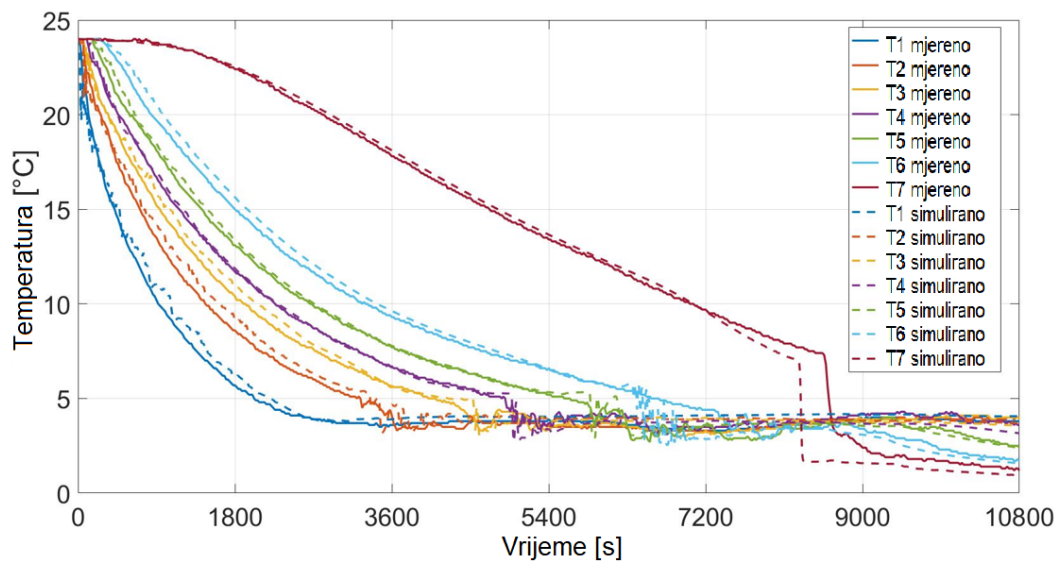
Slika 28 prikazuje usporedbu mase leda u ovisnosti o vremenu, dobivene simulacijom s realnim vrijednostima mase leda izmjerenih u odabranim vremenskim trenucima, za tri različite ulazne temperature glikolne smjese (-10°C , -5°C i -3°C). Neke karakteristike su zajedničke za sva ova tri slučaja. U prvom dijelu eksperimenta simulacija daje precijenjenu masu leda za sve simulirane temperature glikola, dok u kasnijoj fazi eksperimenta simulacija daje blago podcijenjene rezultate.

Kod procesa s inicijalnom temperaturom vode od 4°C (Slika 29) eksperimentalna validacija pokazuje sličan trend. Masa zalihe leda je u početnoj fazi procesa u simulaciji precijenjena u usporedbi s eksperimentalnim rezultatima a u kasnijoj fazi procesa, simulacija daje blago podcijenjene rezultate. Zabilježena odstupanja su u granicama $-2,9\%$ do $+4,6\%$ u cijelom analiziranom vremenskom području .

Unutar rashladne kade bilo je ugrađeno po visini 7 temperaturnih osjetnika PT100 kojima se mjerila temperatura vode tijekom eksperimenta. Najniži osjetnik je bio smješten 5 mm iznad dna kade (T1), a najviši osjetnik, 5 mm ispod razine vode u kadi (T7). Postoji vrlo dobra podudarnost između mjerenih i simuliranih vrijednosti temperature, na svim odabranim mjestima, i to tijekom cijelog vremena trajanja eksperimenta (Slika 30). Najočiglednija razlika javlja se tijekom temperaturne inverzije na mjestu označenom brojem 7 (iznad najviše bakrene cijevi). Temperaturna inverzija kod simulacije dešava se oko 5 minuta prije nego što je to u stvarnosti.



Slika 29. Usporedba mase leda dobivene simulacijom sa masom leda izmjenom eksperimentom (inicijalna temperature vode 4°C) [76]



Slika 30. Usporedba mjerenih i simuliranih temperatura vode [112]

Napravljena je usporedba poprečnog presjeka zalihe leda između realnih profila i profila dobivenih simulacijom. Usporedbom profila leda nakon završetka eksperimenta (10 800 s), između snimljenih kontura i onih simuliranih (Slika 31), vidljivo je da se simulacijom dobiva tanji led na dnu, a deblji na vrhu, nego što je to u realnosti. Međutim, generalno uzevši, jako je dobra podudarnost između realnih i simuliranih profila.



Slika 31. Usporedba simuliranih (crvene linije) i realnih (snimka) profila zalihe leda [112]

Na kraju, provedena je eksperimentalna validacija vrijednosti toplinskih tokova dobivenih simulacijom na 4 cijevi, što je bitan podatak koji će u ovoj disertaciji biti izlazni parametar

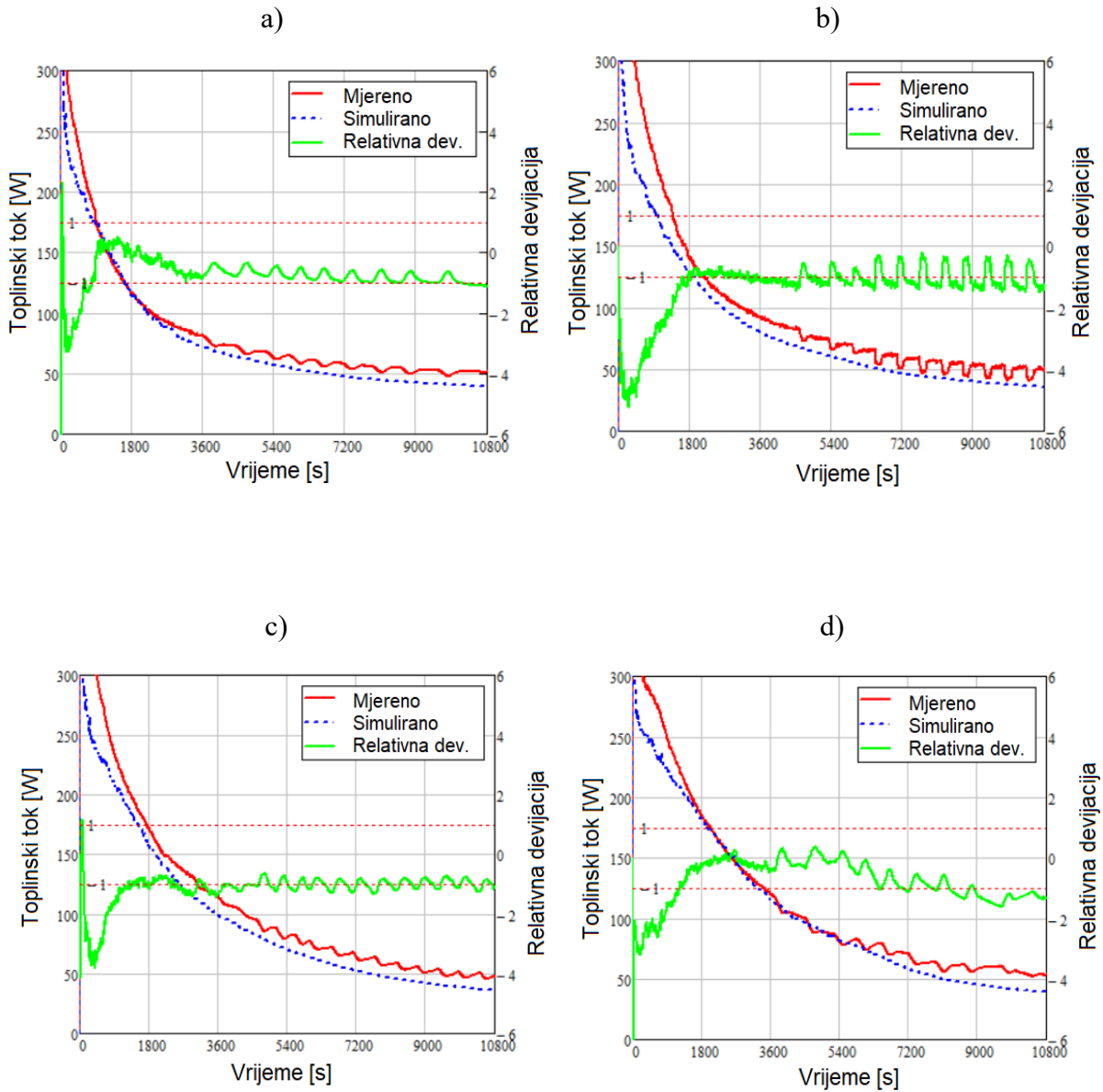
pod sustava simulacije rashladne kupke koji diktira ponašanje cjelokupnog rashladnog sustava. Validacija je provedena za 4 grupe po dvije cijevi od koje svaka ta grupa predstavlja zasebni cirkulacijski krug glikola (Slika 32).

Uveden je pojam relativne devijacije koja je definirana na sljedeći način:

$$\text{Relativna_devijacija} = \frac{\dot{Q}_{sim} - \dot{Q}_{mj}}{U(Q)} \quad (5.15)$$

$U(Q)$ predstavlja mjernu nesigurnost za toplinski tok, \dot{Q}_{sim} označava simulirani toplinski tok, a \dot{Q}_{mj} , mjereni toplinski tok.

Rezultati toplinskog toka i relativne devijacije prikazani su na istom dijagramu. Izmjereni toplinski tokovi sadrže korisnu toplinu koja se uzima iz vode u kadi, ali i beskorisnu energiju uzrokovanu viskoznim strujanjem glikola, kao i toplinu prenesenu iz okoline kroz toplinsku izolaciju. Stoga se očekuje da izmjereni toplinski tok bude nešto veći od simuliranog, a vidljivo je na dijagramima gdje su vrijednosti devijacije uglavnom negativne. Udio beskorisnog toplinskog toka povećava se smanjenjem korisnog toplinskog toka. Nestabilnosti vidljive na krivuljama izmjerenih toplinskih tokova nastaju uključivanjem i isključivanjem rashladnog uređaja za glikol. Karakteristike relativne devijacije za sva četiri izmjerena toplinska toka su slične. U početnom razdoblju eksperimenta, sve su karakteristike relativne devijacije negativne i izvan granica mjerne nesigurnosti. Ovo upućuje da simulacija predviđa manji toplinski tok nego što on realno jest. U srednjem razdoblju eksperimenta relativna je devijacija smještena unutar područja mjerne nesigurnosti. Ovo znači da postoji dobra podudarnost između stvarnog i simuliranog toplinskog toka. U posljednjem periodu eksperimenta karakteristike relativne devijacije su pomaknute na negativnu granicu zone mjerne nesigurnosti, što sugerira da utjecaj parazitskih toplinskih tokova postaje značajan.



Slika 32. Usporedba simuliranih i mjerenih toplinskih tokova za a) cijevi 1-3, b) cijevi 2-4, c) cijevi 5-7, d) cijevi 6-8 [112]

6 REZULTATI PROVEDENIH EKSPERIMENATA

6.1 Eksperimentalno određivanje toplinskih dobitaka rashladne kupke

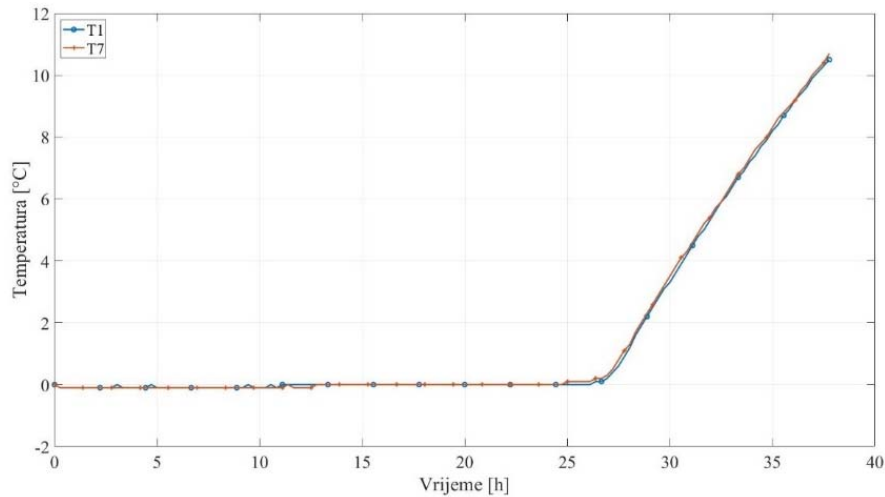
Već je spomenuto da je rashladna kupka toplinski izolirana poliuretanskom pjnom, a na poklopac rashladne kupke također je postavljena toplinska izolacija. Međutim, bez obzira na ovu činjenicu postoji određeni toplinski tok koji umanjuje efektivni rashladni učinak rashladnog sustava. Ovaj se toplinski tok može izračunati koristeći izraz:

$$\dot{Q} = A \cdot \frac{T_a - T_w}{\frac{1}{\alpha_o} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (6.1)$$

gdje je A površina izmjene topline, α_o i α_i predstavljaju koeficijente prijelaza topline na vanjskoj i unutarnjoj stijenci kade, dok δ_i i λ_i predstavljaju debljine pojedinih slojeva izolacije i debljine materijala kade s pripadajućim toplinskim vodljivostima materijala. Međutim, rashladna kupka ima i toplinske dobitke izazvane radom mješača koji električnu energiju pretvara u kinetičku energiju vode, a koja se u konačnici pretvara u toplinu. Zbog toga je odlučeno da se ukupni toplinski dobitci rashladne kupke izmjere. Mjerenje je provedeno eksperimentom u kojem je rashladni uređaj pušten da napravi zalihi leda (čija je masa već bila izmjerena u prethodnom pokusu), a kasnije je mjerena temperatura vode unutar kupke, pri konstantnoj temperaturi okoline 24°C. Provedena su dva ispitivanja: s uključenim mješačem (Slika 33, Slika 34) i s isključenim mješačem (Slika 35). Kod mjerenja s isključenim mješačem temperatura vode je mjerena na 7 temperaturnih osjetnika (T1-T7), čija je pozicija prikazana na Slika 10. Kod mjerenja s uključenim mješačem temperatura je također mjerena na svih 7 temperaturnih osjetnika unutar rashladne kupke, ali su na dijagramu prikazane samo vrijednosti temperatura najdonjeg i najgornjeg osjetnika (T1 i T7), pošto je miješanje vode dovoljno intenzivno da je razlika temperatura na mjernim osjetnicima minimalna. Izračunavanje prosječnih toplinskih dobitaka (prosječni toplinski tok) rashladne kupke vrši se „entalpijskom“ metodom: dovedena toplina koja uzrokuje otapanje poznate mase leda i povećanje temperature poznate mase vode u kupki podijeli se s izmjerenim vremenom, u kojem se to desilo. Kod slučaja s uključenim mješačem, izmjereno je vrijeme kada temperature na mjernim osjetnicima dosegnu vrijednost od + 1°C. Pokazalo se u praksi, da je zbog intenzivnog miješanja, ova temperatura dobar pokazatelj da je cjelokupna zaliha leda otopljena. Prosječni toplinski tok može se izračunati koristeći izraz:

$$\dot{Q} = \frac{m_{ice} \cdot L + m_w \cdot c_w \cdot \Delta T}{\Delta t} \quad (6.2)$$

gdje je m_{ice} poznata masa zalihe leda (11.7 kg) koja se otapa tijekom promatranog vremena, ΔT je temperaturna razlika koja za ovaj slučaj iznosi 1 K (zagrijavanje kapljevine od 0 na +1°C), a Δt se odnosi na izmjereno vrijeme koje je bilo potrebno da se otapanje i zagrijavanje za 1 K dogodi (u izmjerenom slučaju 27,7 h).

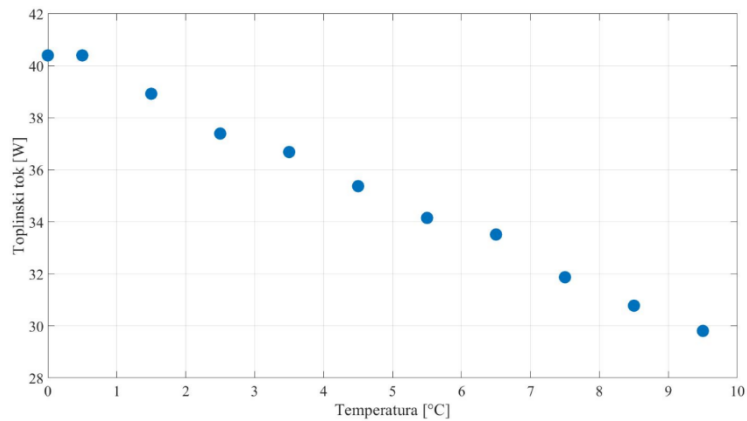


Slika 33. Temperatura rashladne kupke s uključenim mješačem

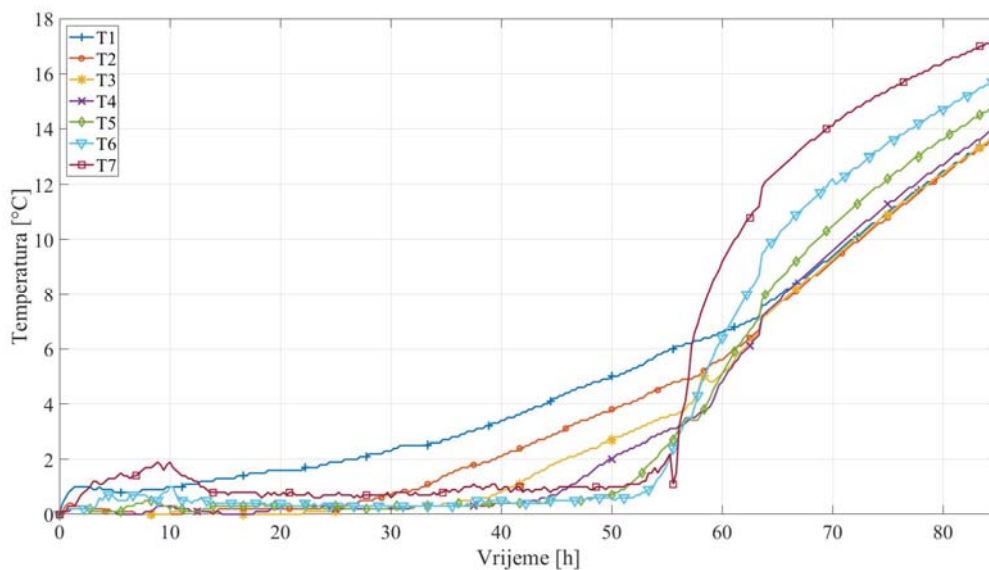
Toplinski tok koji ulazi u rashladnu kupku smanjuje se povećanjem temperature vode u kupki što je očekivano s obzirom da se smanjuje temperaturni potencijal za prijenos topline. Međutim to ne utječe na energiju koju u vodenu kupku unosi mješač. Prosječni toplinski tok za svaku razliku temperatura od 1 K (Slika 34) dobije se korištenjem slične entalpijske jednadžbe:

$$\dot{Q} = \frac{m_w \cdot c_w \cdot 1K}{\Delta t} \quad (6.3)$$

s tim da se ovdje Δt odnosi na izmjereno vrijeme da se temperatura vode na istom temperaturnom osjetniku podigne za 1 K. Slika 35 prikazuje izmjerene vrijednosti temperatura vode na 7 odabranih mjesta u rashladnoj kupki, tijekom trošenja leda i zagrijavanja vode uslijed toplinskih dobitaka kroz izolirane stijenke kupke, pri čemu je mješač bio isključen.



Slika 34. Izračunati toplinski dobici rashladne kupke s uključenim mješačem



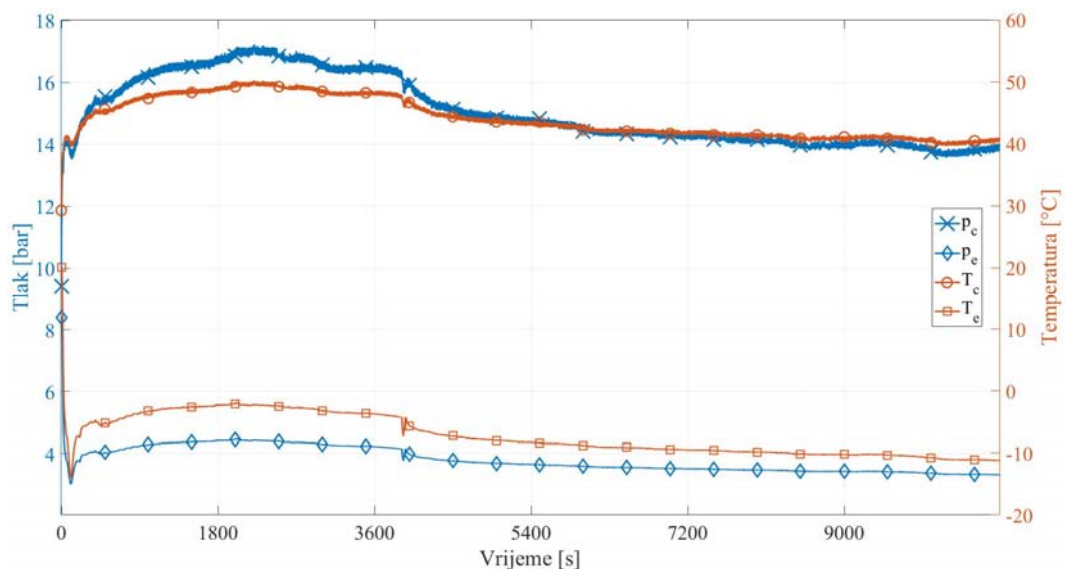
Slika 35. Temperature rashladne kupke s isključenim mješačem

6.2 Rezultati eksperimenata provedenih na nominalnoj konfiguraciji rashladnog uređaja

Za nominalnu konfiguraciju rashladnog uređaja proglašena je konfiguracija ispitnog uzorka koji je napunjen s 170 grama propana, mješač je uključen tijekom hlađenja vode u rashladnoj kupki, a okolišna temperatura na kojoj uzorak radi iznosi 24°C. Ova konfiguracija je proglašena nominalnom iz razloga što u ovim navedenim uvjetima pregrijanje radne tvari u isparivaču padne na vrijednost nula na samom kraju procesa. Na taj način, tijekom cijelog procesa, u usisni vod i kasnije u kućište kompresora ulazi samo para, pa nema nikakve opasnosti od hidrauličkog udara u kompresoru.

Tijekom eksperimenta mjereni su tlakovi na ulazu i izlazu iz isparivača, tlakovi na ulazu i izlazu iz kondenzatora, temperature na 7 mjernih mjesta unutar rashladne kupke (T1-T7), ambijentalna temperatura, temperatura struje zraka nakon prolaska kroz kondenzator, temperatura struje zraka nakon izlaska iz rashladnog agregata, temperatura radne tvari na izlazu iz isparivača (T11), temperatura radne tvari u tlačnoj cijevi (T12), temperatura radne tvari na izlazu iz kondenzatora (T13), maseni protoci radne tvari kroz kompresor i kroz kapilaru, te električne veličine posebno za kompresor a posebno za elektromotor ventilatora kondenzatora i mješač. Mjerene električne veličine uključuju električnu snagu, faktor snage, jakost struje i kumulativnu potrošnju energije.

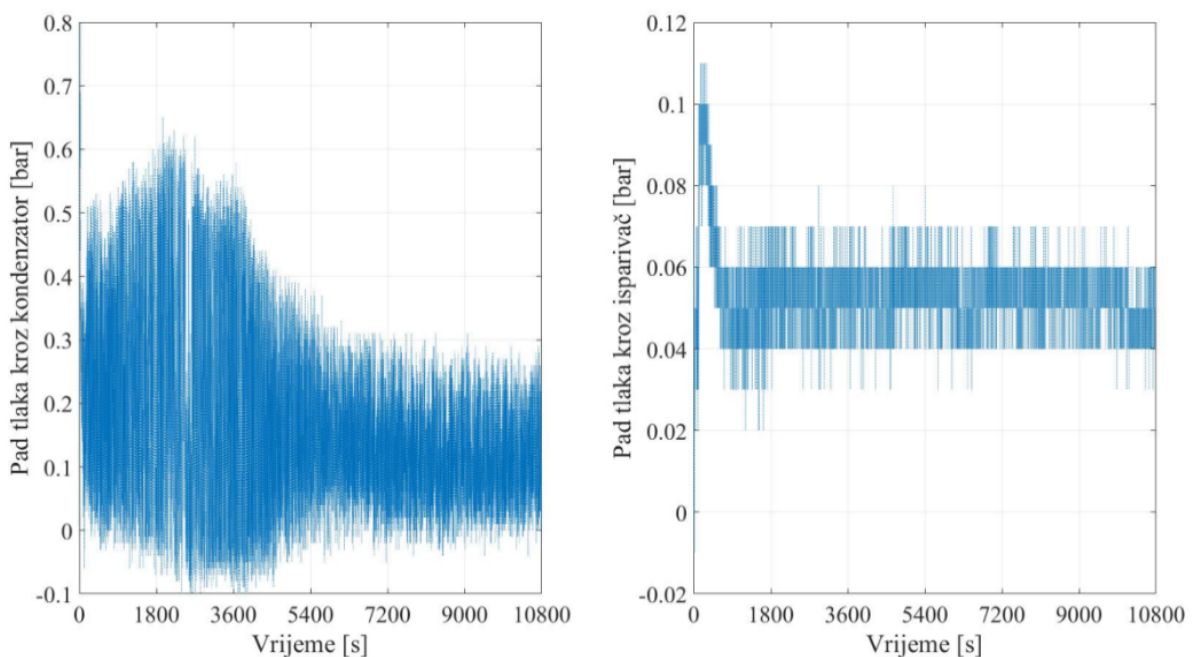
U uređaj nije predviđen element za regulaciju rada, već se eksperiment provodi u trajanju od 10800 sekundi. I svi ostali eksperimenti koji se kasnije uspoređuju s ovim nominalnim traju isto vrijeme. Mješač radi od početka rada uređaja i gasi se ručno kada se temperatura vode u rashladnoj kupki spusti na razinu od $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$, dok u nastavku rada, tijekom izgradnje zalihe leda nije uključen. Slika 36 prikazuje tlakove isparivanja i kondenzacije, kao apsolutne tlakove iz kojih se izračunavaju temperature isparivanja i kondenzacije. Međutim, tijekom provođenja testiranja mjereni su manometarski tlakovi, na čije je vrijednosti dodan aproksimativna vrijednost atmosferskog tlaka od 1,01 bar, bez da je ova vrijednost mjerena.



Slika 36. Tlakovi isparivanja i kondenzacije te odgovarajuće temperature

Slika 36 jasno pokazuje da uređaj cijelo vrijeme radi u nestacionarnom režimu. Vrijednosti tlakova isparivanja i kondenzacije, kao i pripadajuće temperature ukazuju na osjetno smanjenje opterećenja rashladnog sustava zbog povećanja toplinskog otpora, 3800 s nakon početka

procesa, kada počinje izgradnja zalihe leda. Također je uočljivo da postoji osjetna pulzacija tlaka na visokotlačnoj strani, dok vrijednosti tlaka isparivanja pokazuju manje promjene. Slika 37 još očitije prikazuje vrijednosti padova tlaka kroz kondenzator i isparivač rashladnog uređaja. Vidljivo je da je pad tlaka kroz kondenzator znatno veći, međutim upitno je koliko su vrijednosti pada tlaka kondenzacije stvarne, a koliko su rezultat spomenutih pulzacija tlaka. Izmjerene su čak i negativne vrijednosti pada tlaka, što znači da tlak raste u smjeru strujanja radne tvari što je potpuno nerealno i rezultat je spomenutih pulzacija i dinamike mjernog sustava. Treba napomenuti da pad tlaka kroz kondenzator nema nekih značajnih utjecaja na cjelokupni rad sustava pa nije uziman u obzir niti kod numeričke simulacije. Vrijednosti pada tlaka kroz isparivač su male i samo na početku procesa dosežu vrijednost od 0,1 bar, a i to nije pad tlaka koji bi značajno utjecao na performanse rashladnog sustava, dobivene upotrebom numeričke simulacije. Stoga je pretpostavka o konstantnom tlaku isparivanja kroz cijelu niskotlačnu stranu rashladnog sustava, u istom vremenskom trenutku, sasvim opravdana.



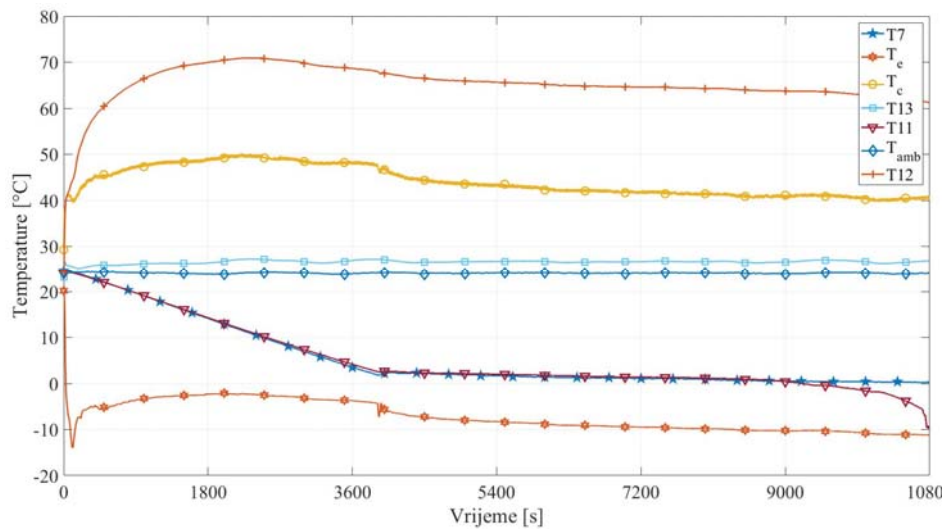
Slika 37. Vrijednosti padova tlaka kroz kondenzator i isparivač

Slika 38 predstavlja dijagram temperatura u procesu. Vrijednosti temperatura isparivanja i temperatura kondenzacije dobiveni su iz izmjerenih vrijednosti tlaka isparivanja i tlaka kondenzacije, koristeći funkcijske ovisnosti za radnu tvar R290:

$$T_e = T_R(p_e) \quad (6.4)$$

$$T_c = T_R(p_c) \quad (6.5)$$

Izmjerena temperatura pregrijane pare radne tvari T11 na izlazu iz isparivača je neznatno veća od temperature vode u kupki što ukazuje da mjerni osjetnik na mjernom mjestu opisanom u poglavlju 3.2. pokazuje veću temperaturu nego što ona realno jest unutar cijevi. Pri kraju eksperimenta zabilježeno pregrijanje osjetno pada što ukazuje da je radna tvar na kraju isparivača u fazi zasićene pare, dakle postoji mogućnost da sva kapljevina nije isparila. Treba napomenuti da je temperatura pothlađene kapljevine, na izlazu iz kondenzatora mjerena na 2 mjesta: na mjernom mjestu izvedenom prema opisu iz poglavlja 3.2. i unutar mjerača masenog protoka (Siemens Sitrans 3000) koji je instaliran „nizvodno“ od kondenzatora, s tim da se temperatura na mjerачu masenog protoka mjeri unutar struje radne tvari dok se na mjernom mjestu mjeri izvan struje. Međutim pokazalo se da su međusobna odstupanja vrijednosti unutar granica $\pm 0,2$ K, čime je dokazana pouzdanost izmjerenih temperatura na mjernom mjestu kada unutar cijevi struji kapljevina radne tvari, što osigurava dobar prijelaz topline.

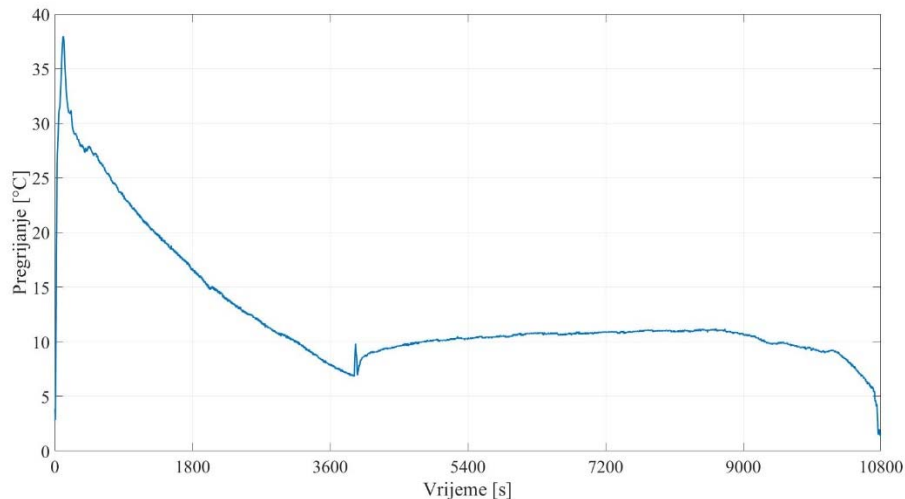


Slika 38. Dijagram temperatura

Slika 39 prikazuje pregrijanje tijekom cijelog procesa. Vidljivo je da pregrijanje na samom kraju procesa opada prema vrijednosti nula što je pokazatelj da je granica suhozasićene pare pomaknuta (ili je već i prešla) na kraj isparivača. Tako se može konstatirati da kompresor cijelim tijekom procesa usisava pregrijanu paru radne tvari, što je poželjna situacija. Funkciju regulacije pregrijanja radne tvari pouzdano obavlja termoekspanzijski ventil (kod rashladnih sustava gdje je ugrađen). Kod rashladnih sustava s ugrađenom kapilarnom postoji više utjecajnih

parametara koji utječu na to kada će tijekom procesa granica suhozasićene pare dosegnuti kraj isparivača (ili možda i neće tijekom cijelog procesa). Neki od najutjecajnijih parametara su:

- masa punjenja radne tvari
- dimenzije kapilare
- temperatura okoline



Slika 39. Pregrijanje radne tvari

U kasnijim eksperimentima varirani su neki od ovih parametara i bit će prikazan njihov cjelokupni utjecaj, a između ostalih i utjecaj na pomicanje granice suhozasićene pare. Varirani parametri su masa punjenja i temperatura okoline, što su parametri koji se mogu mijenjati bez da se otvara rashladni sustav (svi lemljeni spojevi ostaju netaknutima). Otvaranje rashladnog sustava (npr. zbog zamjene kapilare) zahtijeva ponovno vakuumiranje i punjenje sustava. Iskustvo pokazuje da je vakuumiranje rashladnog sustava koji je već bio napunjen, otežano, i očigledno je da u ulju u kućištu kompresora uvijek ostane otopljena neka uglavnom teško određiva masa radne tvari koja pak utječe na količinu punjenja rashladnog sustava koji se dopunjava.

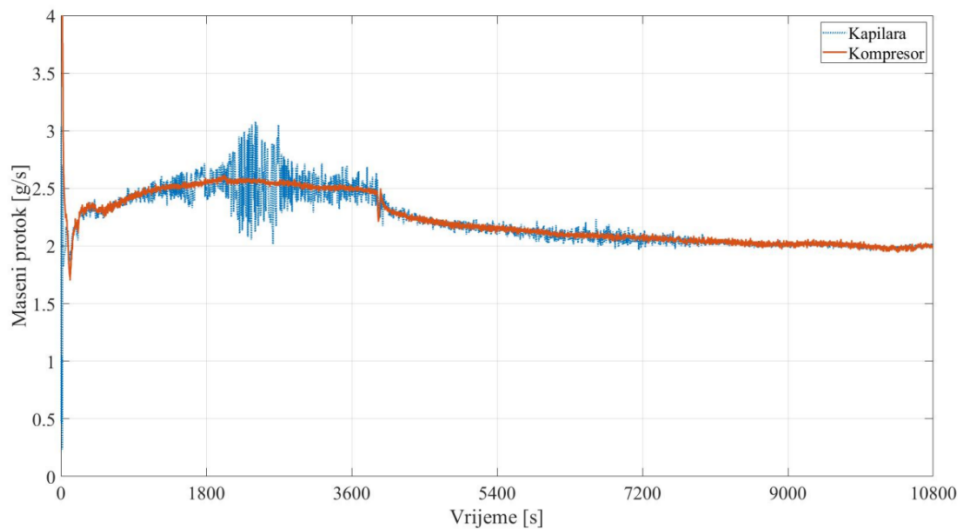
Pogled na izgrađenu zalihu leda (Slika 40) pokazuje da je gornja cijev (kraj) isparivača gotovo bez leda formiranog oko nje što je u skladu s rezultatima izmjerenog pregrijanja tokom cijelog procesa. Pošto je ova temperatura na neki način pokazatelj udaljenosti fizičke granice suhozasićene pare od kraja cijevi isparivača, bilo je za očekivati da zbog nedostatka kapljevine radne tvari, pri kraju isparivača nema velike količine formiranog leda. Iz iskustva je poznato da smanjenje količine punjenja i/ili smanjenje temperature okoline pomiče granicu suhozasićene pare još dalje od kraja prema početku isparivača pa se u time okolnostima može očekivati više

zavoja isparivača bez izgrađene zalihe leda. Stoga se u kasnijim eksperimentima istražuje samo utjecaj povećanja mase punjenja radne tvari, na cjelokupni rad rashladnog uređaja.



Slika 40. Zaliha leda nominalne konfiguracije rashladnog uređaja

Maseni protoci radne tvari mjereni su na dva mjesta u rashladnom krugu. Prvi mjerac je bio instaliran uzduž tlačnog voda. Ako se zanemari akumulacija radne tvari unutar tlačnog voda malog volumena, može se reći da ovaj mjerac mjeri maseni protok kroz kompresor. Drugi mjerac masenog protoka je bio instaliran u kapljevinskom vodu što, zanemarujući akumulaciju, znači da je mjerio maseni protok radne tvari kroz kapilaru. Osim u početnom stadiju eksperimenta, kada je maseni protok kroz kompresor osjetno veći od onog kroz kapilaru, spomenuta dva protoka se mijenjaju s vremenom ali su međusobno gotovo identični (Slika 41). Međutim, pažljivim razmatranjem izmjerenih rezultata, a što se na dijagramu i ne može vidjeti, uočava se neznatno veći protok kroz kapilaru kako pokus odmiče prema završetku što znači da se kondenzator polagano prazni a isparivač polagano puni radnom tvari. Pulzacije tlaka kondenzacije uočene na dijagramu tlaka rezultiraju i pulzacijom registriranog masenog protoka kroz kapilaru, i generiraju određenu grešku. Ova je greška vidljiva ako se na osnovi izmjerenih masenih protoka vrši evidencija razlike masa radne tvari koje prestruje na visokotlačnu ili niskotlačnu stranu rashladnog sustava, zbrojeno za sve proteklo vrijeme. Izradom ovakve mape distribucije radne tvari unutar sustava za sve provedene eksperimente (što ovdje neće biti prikazano), dolazi se do sasvim oprečnih trendova, što dovodi do zaključka o greškama tijekom pojedinačnih mjerenja. Dakle, ove greške nemaju toliko utjecaja kod pojedinačnih mjerenja ali se mogu primijetiti kod akumuliranih podataka.



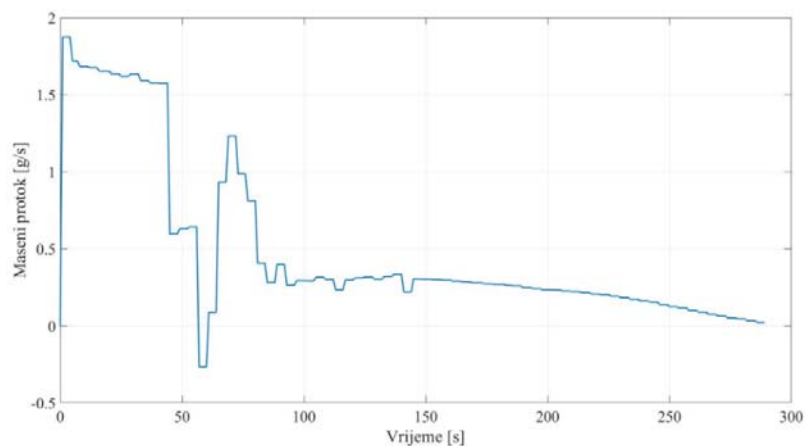
Slika 41. Maseni protoci radne tvari kroz kapilaru i kroz kompresor

Nakon što se kompresor isključi na kraju eksperimenta radna tvar nastavlja strujati kapilaram i kondenzator se prazni (Slika 42). Nakon 290 s od isključenja kompresora izmjereni maseni protok padne ispod razine 0.01 g/s a za to vrijeme 133 grama propana prestruji iz kondenzatora u isparivač.

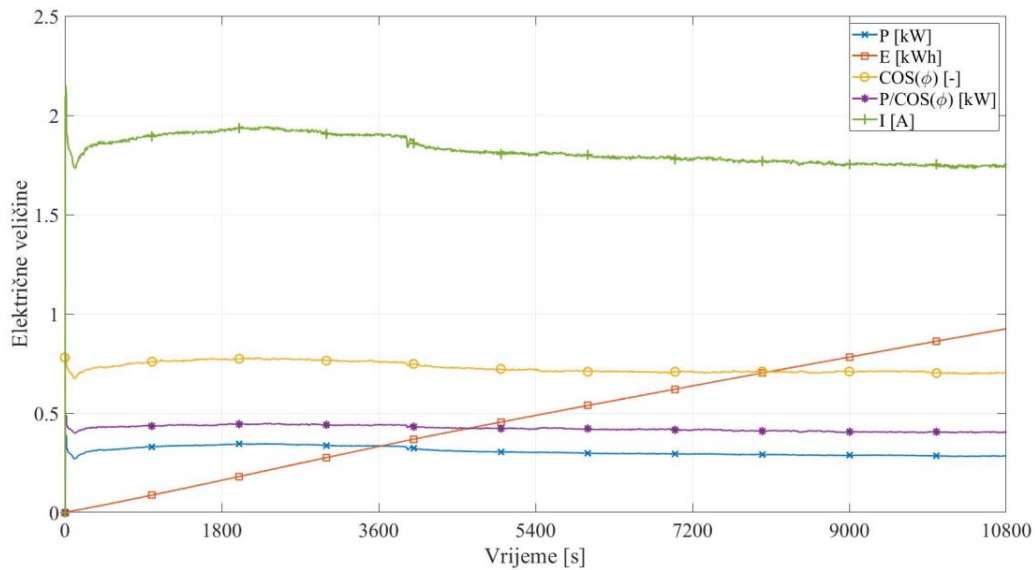
U dijagramu električnih veličina (Slika 43) prikazane su izmjerene električne veličine: jakost struje, radna snaga, faktor snage ($\cos \varphi$) i kumulativna energetska potrošnja, kao i izračunata ukupna električna snaga (uključena jalova el. snaga) prema izrazu:

$$P_{el} = \frac{P}{\cos(\varphi)} = U_{el} \cdot I \quad (6.6)$$

Ova je veličina bitna jer određuje ukupnu snagu koja se u kompresoru troši kao korisna snaga za kompresiju radne tvari dok se ostatak pretvara u toplinu unutar kompresora.



Slika 42. Maseni protok radne tvari kroz kapilaru u vremenu nakon isključenja kompresora

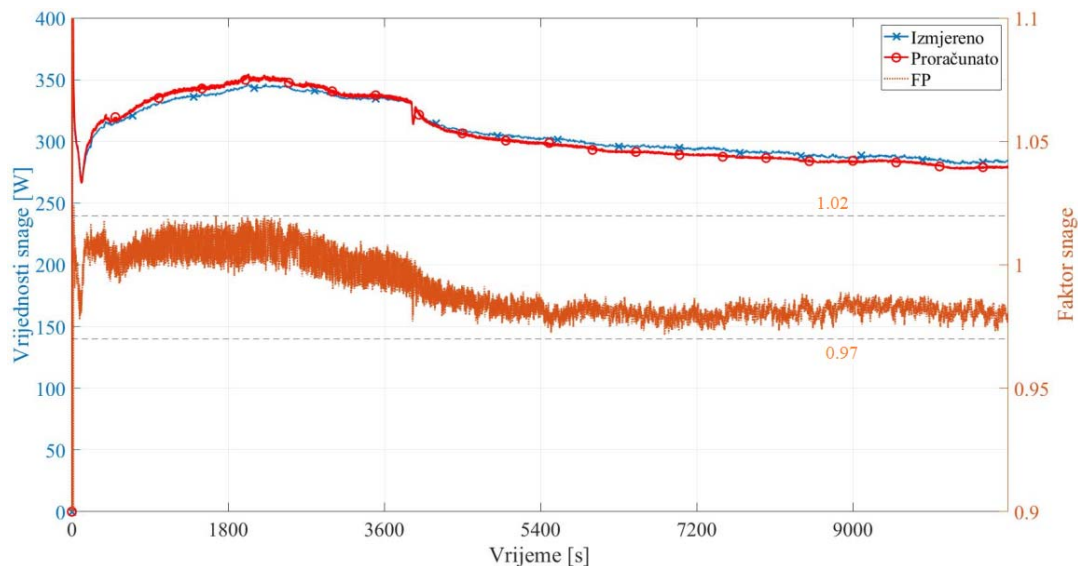


Slika 43. Dijagram električnih veličina

Na osnovu izmjerenih podataka moguće je izvršiti validaciju karakteristika kompresora koje su napravljene uz korištenje eksperimentalnih podataka od proizvođača kompresora, kao i validaciju modela izračuna masenog protoka radne tvari kroz kapilaru. Snaga kompresora je izvedena kao funkcija temperature isparivanja i temperature kondenzacije. Tako su ovdje uzeti podaci o spomenutim temperaturama, koji su izračunati na osnovu vrijednosti tlakova izmjerenih tijekom eksperimenta te je na tim podacima primijenjena karakteristika kompresora $E_f(T_e, T_c)$ (opisana u poglavlju 4.2), te su tako dobiveni rezultati uspoređeni s izmjerenim vrijednostima snage kompresora (Slika 44). Na slici je prikazana usporedba apsolutnih vrijednosti kao i relativna usporedba gdje je faktor usporedbe dobiven dijeljenjem podataka dobivenih proračunom s realnim podacima dobivenim mjerenjem:

$$FP = \frac{E_f(T_e, T_c)}{P} \quad (6.7)$$

Vidljivo je dobro poklapanje proračunske karakteristike s izmjerenim podacima. Ovime se dokazuje da dominantni utjecaj na snagu kompresora imaju tlakovi (temperature) isparivanja i kondenzacije, međutim isto tako je vidljivo da snaga kompresora ovisi u manjoj mjeri i o nekim drugim parametrima procesa. Tako je su prvom dijelu eksperimenta zabilježena pozitivna odstupanja vrijednosti unutar relativne granice od +2%. U kasnijem dijelu procesa, kada se u rashladnoj kupki stvara zaliha leda, devijacije su negativne unutar relativne granice od -3%. S obzirom da ove devijacije ovise o parametrima procesa koji nisu uključeni u korištenu karakteristiku, vjerojatno je da će ove devijacije u drugim uvjetima procesa biti različite.

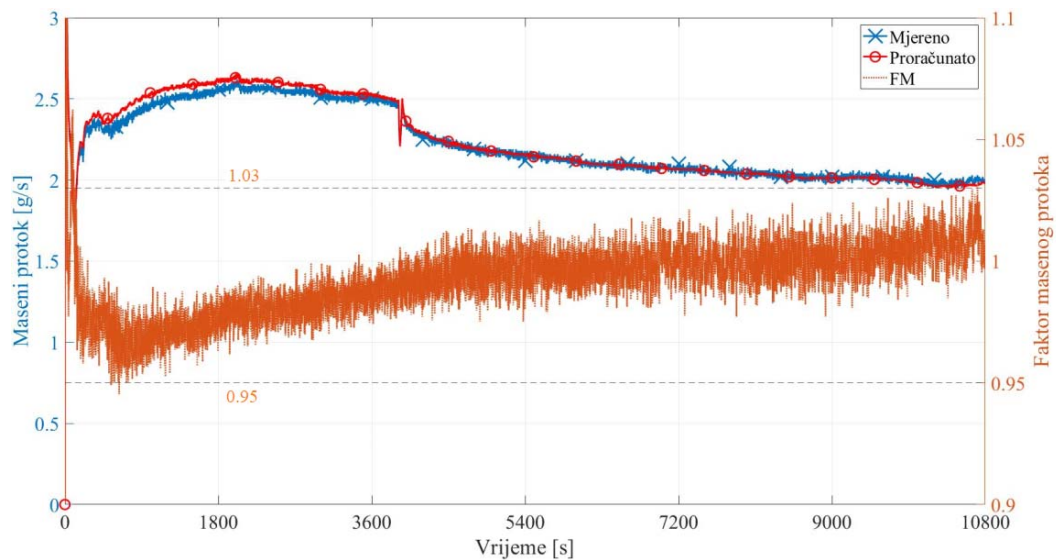


Slika 44. Usporedne vrijednosti snage kompresora dobivene mjerenjem i korištenjem funkcijske karakteristike

Napravljena je i validacija karakteristike kompresora koja predviđa maseni protok radne tvari kroz kompresor, $mf(T_e, T_c)$. Karakteristika masenog protoka kroz kompresor primijenjena je na izmjerenim vrijednostima i ove su vrijednosti uspoređene s izmjerenim vrijednostima masenog protoka kroz kompresor (Slika 45). Uspoređene su apsolutne vrijednosti a napravljena je i relativna usporedba gdje je faktor masenog protoka kompresora dobiven dijeljenjem podataka dobivenih proračunom s realnim podacima dobivenim mjerenjem (\dot{m}_{com}):

$$FM = \frac{mf(T_e, T_c)}{\dot{m}_{com}} \quad (6.8)$$

Rezultati pokazuju da je relativna devijacija unutar granica -5% - +3%, s tim da u prvom dijelu procesa vrijednosti devijacije su uglavnom negativne, dok u kasnijoj fazi procesa vrijednosti devijacije se pomiču prema pozitivnim vrijednostima. Treba napomenuti da na vrijednosti devijacija karakteristike snage kompresora kao i karakteristike masenog protoka kod kompresora značajno utječu pulzacije tlaka kondenzacije. Uklanjanjem ovog „šuma“ polje devijacija bi bilo značajno suženo.

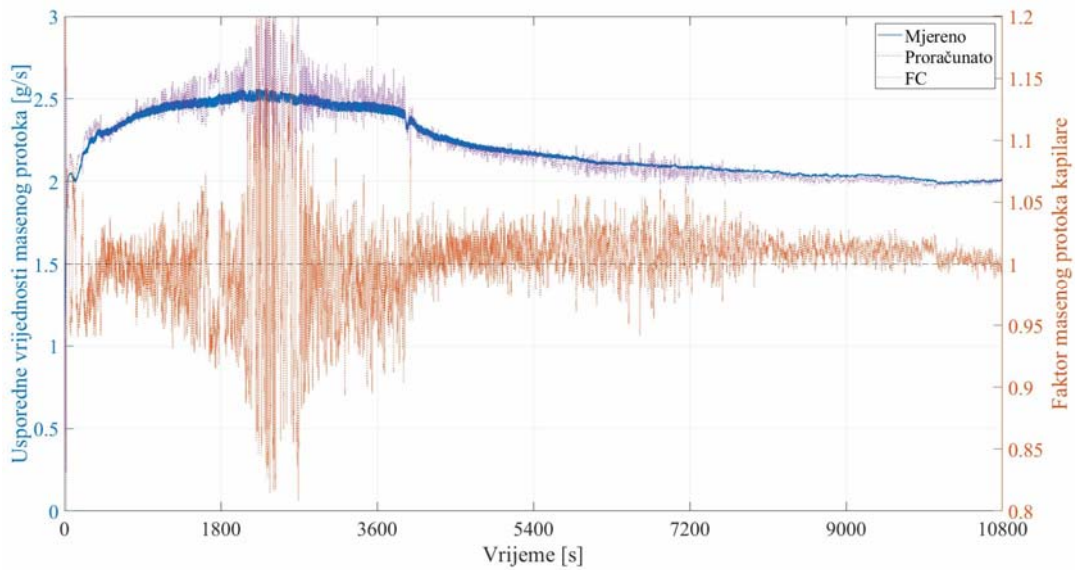


Slika 45. Usporedne vrijednosti masenog protoka kroz kompresor

Ovdje je prilika da se napravi validacija primijenjenog modela predviđanja masenog protoka radne tvari kroz kapilaru koja je opisana u poglavlju 4.4. Slično kao i u prethodnom tekstu provedena je usporedba apsolutnih vrijednosti masenog protoka predviđenog proračuna (u koji su uvrštene izmjerene vrijednosti parametara) s izmjerenim vrijednostima masenog protoka radne tvari kroz kapilaru (Slika 46). Na istoj slici prikazane su vrijednosti relativnih devijacija dobivenih dijeljenjem proračunskih vrijednosti s izmjerenim vrijednostima:

$$FC = \frac{\dot{m}_{cap, sim}}{\dot{m}_{cap}} \quad (6.9)$$

Na slici je vidljivo da su vrijednosti relativnih devijacija veće u usporedbi s prethodnim slučajevima. Treba primijetiti da na povećanje devijacija znatno utječu izmjerene vrijednosti koje i međusobno znatno odstupaju pod utjecajem pulzacija tlaka kondenzacije.



Slika 46. Usporedne vrijednosti masenog protoka kroz kapilaru

Na osnovu izmjerenih podataka moguće je aproksimativno izračunati realizirani rashladni učinak isparivača:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{cap} (h_{eout} - h_{ein}) \quad (6.10)$$

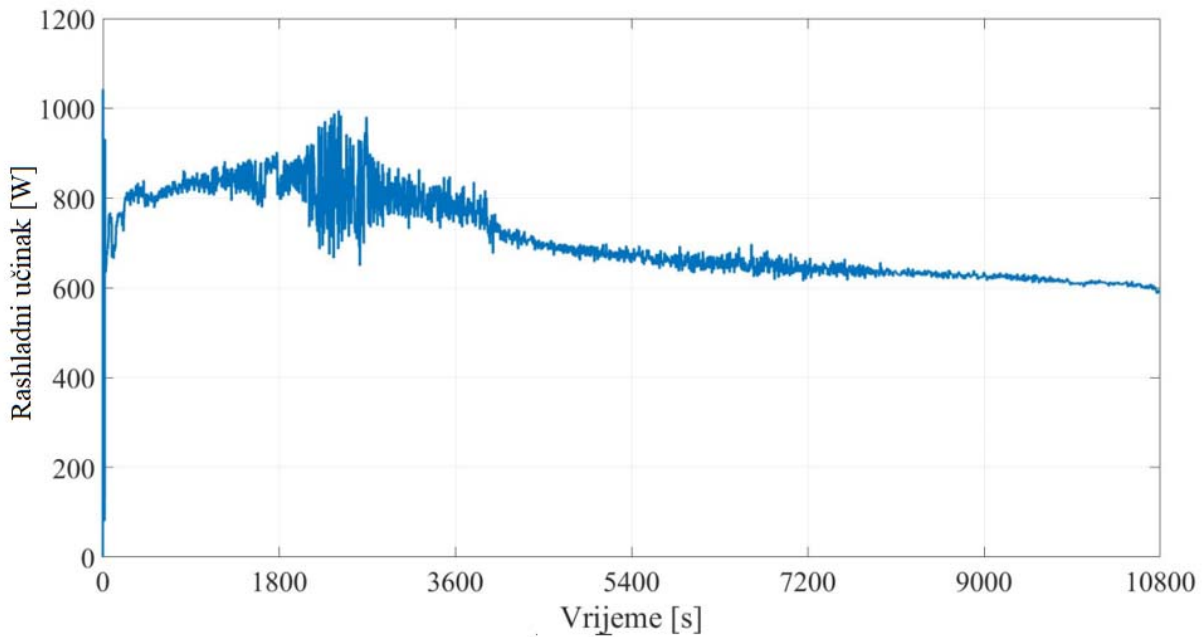
gdje je \dot{m}_{cap} maseni protok radne tvari kroz kapilaru, h_{eout} je specifična entalpija radne tvari na izlazu iz isparivača, dok je h_{ein} specifična entalpija radne tvari na ulazu u isparivač. Pošto su sva svojstva radne tvari izražena kao funkcija tlaka i specifične entalpije podaci o specifičnim entalpijama mogu izračunati numerički, kao 0-točke nelinearnih funkcija, na osnovu izmjerenih temperatura [104]. Specifična entalpija radne tvari na izlazu iz isparivača zadana je implicitno, kao 0-točka funkcije, gdje se koriste izmjereni podatak tlaka isparivanja i izmjerene temperature radne tvari na izlazu iz isparivača (T11, Slika 11):

$$T_R(p_e, h_{eout}) - T11 = 0 \quad (6.11)$$

S obzirom da je prigušenje radne tvari u kapilari izentropsko ukoliko se zanemari izmjena topline s okolinom, specifična entalpija radne tvari na ulazu u isparivač h_{ein} je jednaka specifičnoj entalpiji na izlazu iz kondenzatora h_{cout} i dobije se numerički, kao 0-točka funkcije, gdje se koriste izmjereni podatak tlaka kondenzacije i izmjerene temperature radne tvari na izlazu iz kondenzatora (T13 Slika 11):

$$T_R(p_c, h_{c_{out}}) - T_{13} = 0 \quad (6.12)$$

Velike oscilacije u vrijednostima izračunatog rashladnog učinka nisu realne već svoj izvor imaju u oscilacijama tlaka kondenzacije koje se potom prenose na oscilacije vrijednosti specifične entalpije na izlazu iz kondenzatora i finalno na rashladni učinak. Treba napomenuti da u ovom proračunu nije uvažen utjecaj nikakve akumulacije kako mase tako i energije.



Slika 47. Proračunati rashladni učinak

Toplinski tok predan na kondenzatoru moguće je na osnovu izmjerenih podataka aproksimativno izračunati na dva načina. Jedan način je da se izračuna preko promjene specifične entalpije radne tvari pri prolasku kroz kondenzator:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{com} (h_{cin} - h_{c_{out}}) \quad (6.13)$$

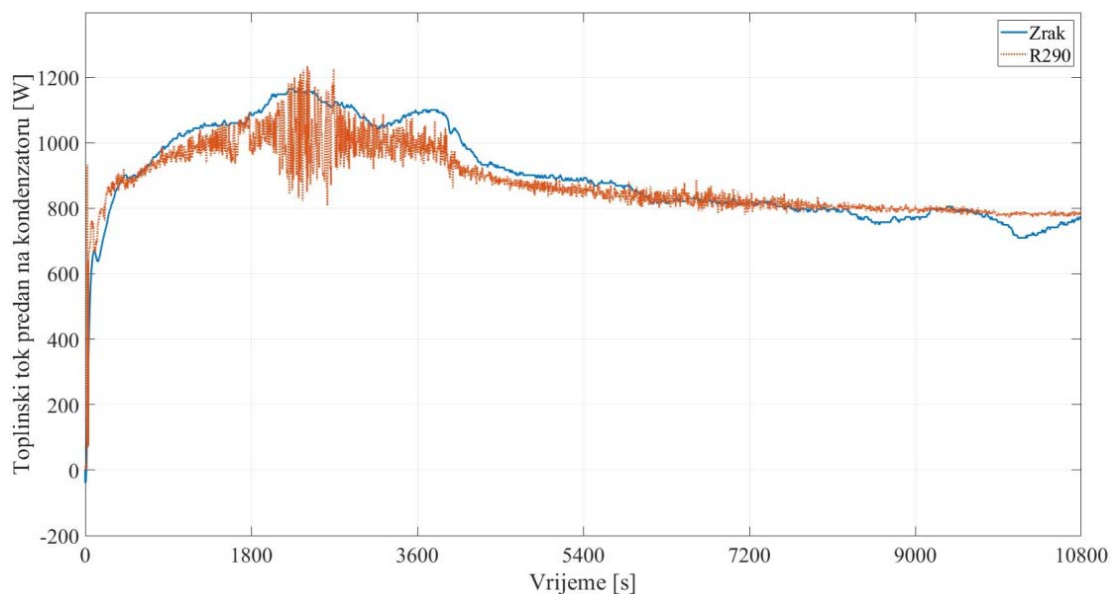
gdje je \dot{m}_{com} maseni protok radne tvari kroz kompresor, h_{cin} je specifična entalpija pregrijane pare radne tvari na izlazu iz kompresora, dok je $h_{c_{out}}$ specifična entalpija radne tvari na izlazu iz kondenzatora. Specifična entalpija h_{cin} izračunava se kao 0-točka funkcije na osnovu izmjerenih temperatura na tlačnom vodu (T12 Slika 11) i izmjerenih vrijednosti tlaka kondenzacije:

$$h_{cin} = \text{root}[T_R(p_c, h_{cin}) - T_{12}, h_{cin}] \quad (6.14)$$

Drugi aproksimativni način proračuna toplinskog toka koji se predaje na kondenzatoru, temeljni se na činjenici da se toplinski tok na kondenzatoru predaje s radne tvari na zrak koji struji kroz kondenzator, pa se može izračunati korištenjem izmjerenih temperatura zraka na izlazu iz kondenzatora (T_{ao}):

$$\dot{Q}_c = \rho_a \dot{V}_a c_a (T_{ao} - T_{ai}) \quad (6.15)$$

Vrijednosti izmijenjenog toplinskog toka na kondenzatoru izračunate po dvije metode prikazane su na Slika 48. Vidljivo je da vrijednosti toplinskog toka računatog po metodi promjene entalpije radne tvari imaju velike oscilacije što i ovdje nije realno već ima korijen u oscilaciji tlaka kondenzacije. Isto tako vidljivo je da su vrijednosti toplinskog toka izračunatog preko radne tvari manje u odnosu na vrijednosti toplinskog toka računatog preko zraka, u dijelu procesa gdje s hladi voda u rashladnoj kupki a kada je temperatura radne tvari na izlazu iz kompresora, najviša (Slika 48). Ovo može ukazivati da su izmjerene temperature T12 manje od realnih u ovom dijelu procesa. Uzrok može biti u tome da je mjerno mjesto predaleko od izlaza radne tvari iz kompresora, pa se radna tvar zbog neizolirane cijevi već nešto ohladi do mjesta gdje se temperatura mjeri. Drugi uzrok može biti u povećanom toplinskom otporu na mjestima gdje se mjeri temperatura radne tvari u parnom stanju, koji zbog izvedbe mjernog mjesta (Slika 12), daje određenu grešku u izmjerenoj temperaturi. Ovaj problem je već detektiran u prethodnom tekstu a vezano za temperaturu pregrijane pare na izlazu iz isparivača (Slika 38).



Slika 48. Toplinski tok predan na kondenzatoru

6.3 Rezultati provedenih eksperimenata na ostalim konfiguracijama

Spomenuto je već da je nominalna konfiguracija uključivala punjenje radne tvari od 170 grama a ispitivanje je provedeno u uvjetima temperature okoline od 24°C. Ostale konfiguracije dobivene su dodavanjem 20 grama radne tvari. Tako se u konačnici napravljeni eksperimenti s punjenjem od 170 i 190 grama. Konfiguracija sa svakim od ovih punjenja ispitana je u uvjetima temperature okoline od 24°C i 32°C, što čini ukupno 4 eksperimenta s uključenim mješačem. Kasnije je provedeno eksperimentalno istraživanje s potpuno isključenim mješačem što je opisano u sljedećem poglavlju.

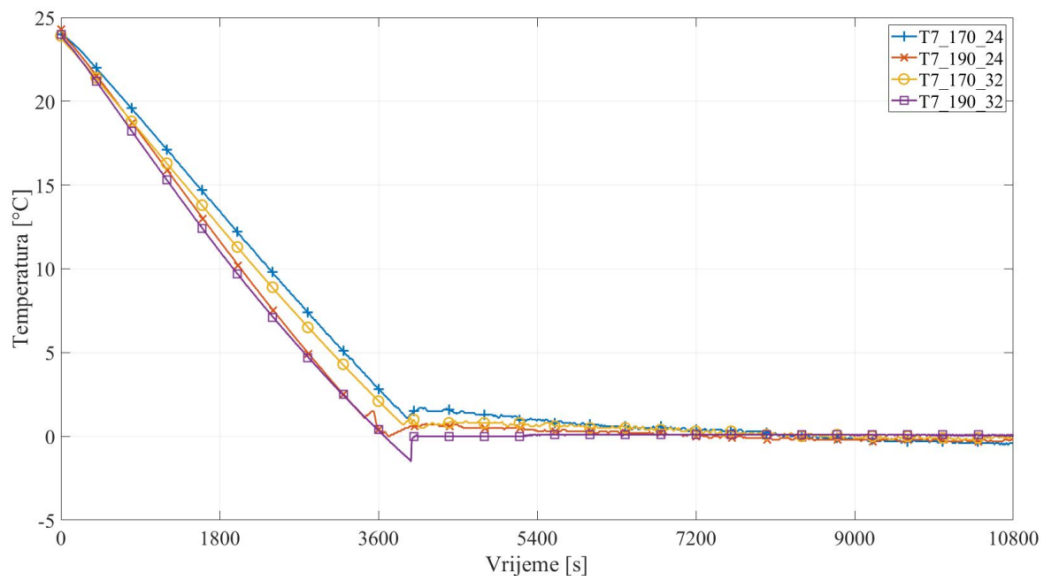
Tablica 8 prikazuje rezultate izmjerene mase leda na kraju eksperimenta kao i energetske potrošnje za različite konfiguracije rashladnog uređaja.

Tablica 8. Masa leda i potrošnja energije za pojedine konfiguracije rashladnog uređaja

Uvjeti testiranja (Punjenje R290/temp. Okoline)	Masa leda nakon 10800 s [kg]	Potrošnja el. energije kompresora [kWh]	Ukupna potrošnja energije (komp. +vent.+mješač) [kWh]	Prosječna potrošnja energije kompresora [kWh/kg leda]	Prosječna potrošnja energije uređaja [kWh/kg leda]
170 grama/24°C, mješač uključen	11,7	0,913	1,050	0,078	0,090
170 grama/32°C, mješač uključen	11,2	1,049	1,187	0,094	0,106
190 grama/24°C, mješač uključen	12,7	0,982	1,115	0,077	0,088
190 grama/32°C, mješač uključen	10,5	1,102	1,240	0,105	0,118
170 grama/24°C, mješač isključen, ulaz kapilare na donju cijev isparivača	11,9	0,892	0,997	0,075	0,084
170 grama/24°C, mješač isključen, ulaz kapilare na gornju cijev isparivača	12,0	0,918	1,023	0,077	0,085

Potrošnja električne energije je mjerena posebno na kompresoru a posebno na ostala dva električna potrošača, tako je i tablici posebno navedena potrošnja energije kompresora kao i

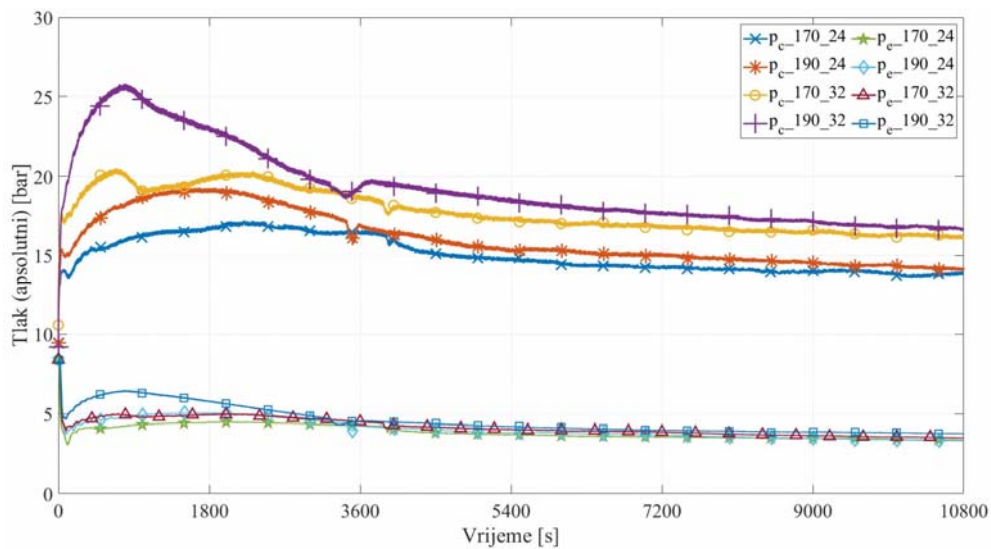
ukupna potrošnja energije uređaja. Pošto se masa leda u pojedinim eksperimentima razlikuje, izmjerene energetske potrošnje su svedene na 1 kg izgrađene zalihe leda zbog lakše usporedbe energetske učinkovitosti. Već je rečeno da se temperatura vode u rashladnoj kupki mjeri na 7 mjernih mjesta na različitim visinama. Za vrijeme dok mješač radi, vrijednosti ovih temperatura su gotovo identične. Razlike nastaju tek kada se mješač isključi. Zbog svega navedenog za usporedbu hlađenja vode u rashladnoj kupki i izgradnje zalihe leda, za različite konfiguracije rashladnog uređaja, koriste se samo vrijednosti temperatura T7 (Slika 49). Ovo mjerno mjesto nalazi se pri granici slobodne površine vode.



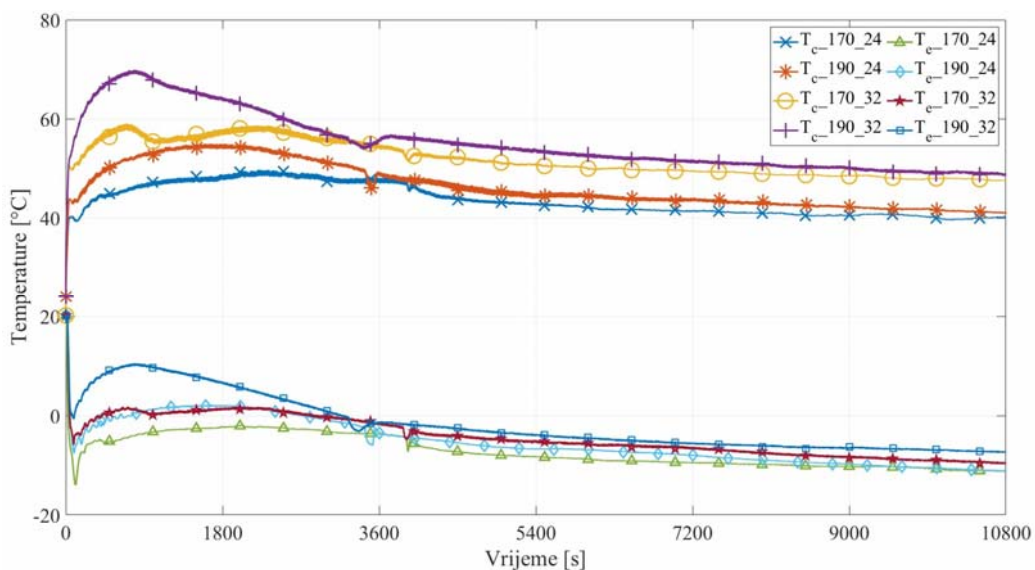
Slika 49. Usporedba temperatura T7 za različite konfiguracije rashladnog uređaja

Usporedbom temperatura vidljivo je da povećanjem mase punjenja rashladnog uređaja, toplinski tok u isparivaču tijekom početne faze hlađenja vode u kupki raste. Primjetno je da se vrijeme potrebno za hlađenje vode od inicijalne temperature do temperature + 1°C ne razlikuje znatno ako se uspoređi isto punjenje a različite temperature okoline. Međutim ako se usporede različita punjenja, onda su razlike u vremenu potrebnom za hlađenje vode, osjetnije. Usporedbom nagiba krivulja temperature za isto punjenje a različite temperature okoline, vidljivo je da je u početnoj fazi hlađenja vode realizirani rashladni učinak na isparivaču veći u slučaju temperature okoline 32°C u odnosu na onaj kod temperature okoline 24°C. Međutim, u kasnijoj fazi hlađenja vode krivulje temperatura se opet počinju približavati što znači da je spomenuti trenutni rashladni učinak na isparivaču manji od onog kod temperature okoline 24°C. U početnoj fazi hlađenja, netom nakon što je rashladni sustav pokrenut, primjetan je osjetno manji toplinski tok, pa je nagib krivulje temperature vode u kupki manji i to bez obzira na punjenje i temperaturu okoline.

Dijagram tlakova isparivanja i kondenzacije (Slika 50) kao i dijagram odgovarajućih temperatura isparivanja i kondenzacije (Slika 51) pokazuje veliku osjetljivost na promjenu mase punjenja radne tvari. Promjena temperature kondenzacije u fazi izgradnje leda, za isto punjenje radne tvari, odgovara otprilike razlici temperatura okoline 32°C i 24°C, međutim treba primijetiti da je u fazi hlađenja vode razlika u temperaturama kondenzacije i veća. Isto tako primjetno je da maksimalna temperatura kondenzacije za punjenje od 190 grama i temperaturu okoline od 32°C doseže gotovo 70°C, što je temperatura kondenzacije, osjetno veća nego što proizvođači hermetičkih kompresora deklariraju kao maksimalnu temperaturu kondenzacije kod koje bi ovi kompresori trebali raditi. Stoga bi ovo stanje rada trebalo izbjegavati u realnoj eksploataciji.

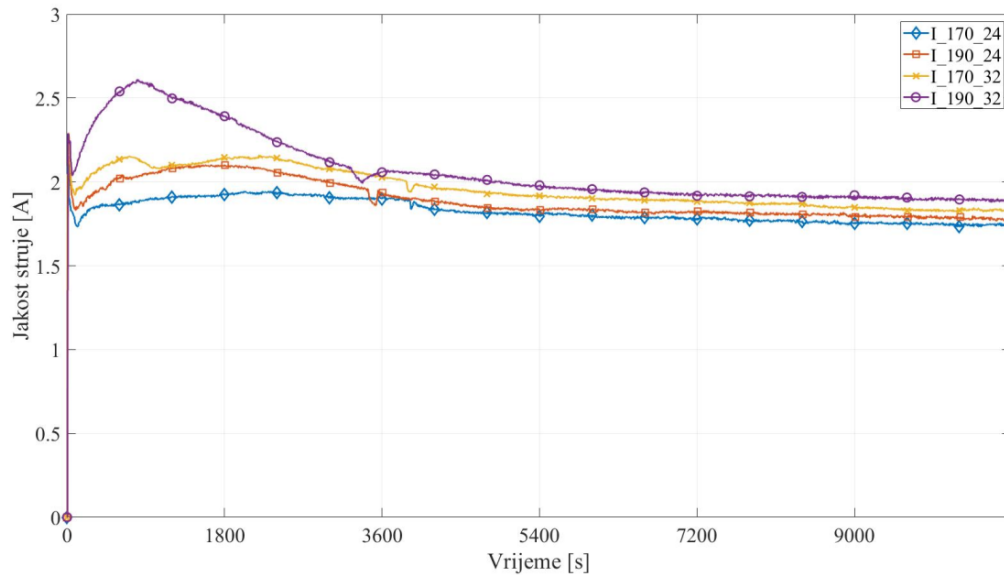


Slika 50. Usporedba tlakova kondenzacije i isparivanja za različite konfiguracije

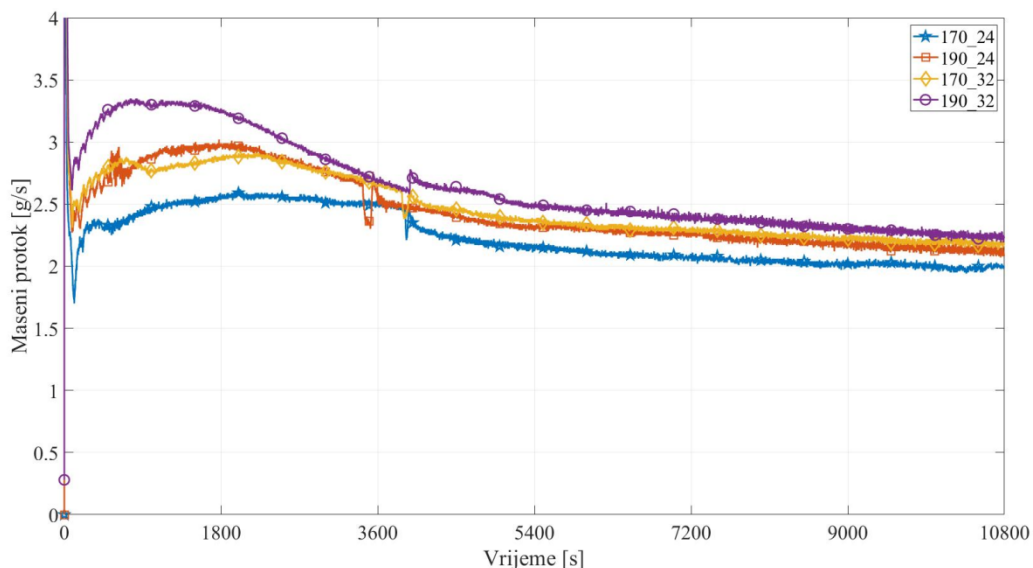


Slika 51. Usporedba temperatura kondenzacije i isparivanja za različite konfiguracije

Izmjerena jakost struje za pojedine konfiguracije (Slika 52), koja ima direktni utjecaj na potrošnju energije, prati tendenciju tlaka kondenzacije, a to se poklapa i s tendencijom tlaka isparivanja. Istu tendenciju ima i maseni protok radne tvari, i kroz kompresor i kroz kapilaru (Slika 53), s tim da su ovdje prikazane karakteristike masenih protoka kroz kompresor zbog karakteristike bez pulzacija, što omogućava bolju preglednost dijagrama.



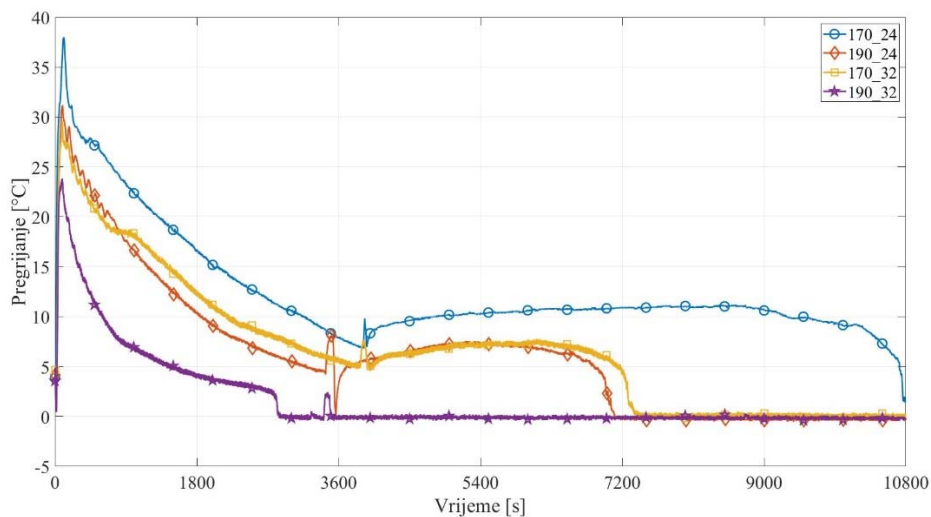
Slika 52. Usporedba jakosti struje koju troši kompresor za odabrane konfiguracije



Slika 53. Usporedba masenih protoka za konfiguracije s 170 grama punjenjem

Slika 54 prikazuje utjecaj parametara mase punjenja radne tvari i temperature okoline na pregrijanje radne tvari na izlazu iz isparivača. Spuštanje vrijednosti pregrijanja na nulu označava trenutak kada granica suhozasićene pare dosegne mjernu točku na kraju isparivača. Sve nakon toga podrazumijeva da radna tvar iz isparivača izlazi u nepotpuno isparenom stanju

odnosno stanju mokre pare. Po većini dosad navedenih karakteristika rashladni uređaj punjen s 170 grama radne tvari koja radi na okolišnoj temperaturi 32°C ponaša se slično kao uređaj punjen s 190 grama radne tvari koji radi na okolišnoj temperaturi 24°C. Međutim bitna razlika između ove dvije navedene konfiguracije je u specifičnoj potrošnji energije kao i masi izgrađene zalihe leda (Tablica 8). Što se tiče temperature pregrijavanja vidljivo je da za konfiguracije 170-32 i 190-24, ono pada na nulu nakon otprilike 2 sata od početka eksperimenta. To znači da u daljnjem tijeku eksperimenta u isparivač ulazi više radne tvari nego što može ispariti. Za konfiguraciju 190-32, granica suhozasićene pare na kraju isparivača javlja se već u prvom satu eksperimenta, dok se još led niti ne formira u rashladnoj kupki, već je u tijeku proces hlađenja vode.



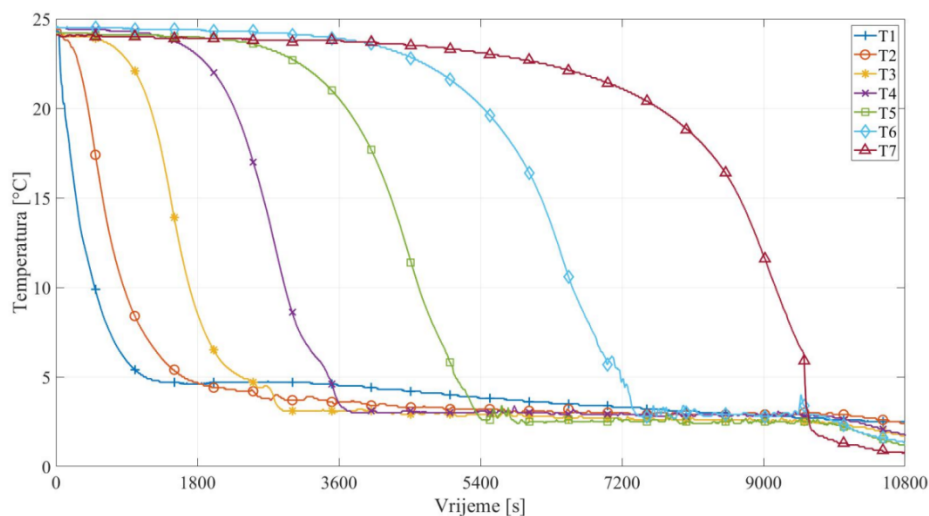
Slika 54. Usporedba temperatura pregrijanja za različite konfiguracije

6.4 Rezultati eksperimenata bez miješanja vode

Kao što je već rečeno u prethodnom tekstu, premix rashladni uređaji u fazi inicijalne izgradnje zalihe leda, kao i u fazi regeneracije te zalihe, rade s mješačem koji je kontinuirano uključen. Međutim, unutar ove disertacije istražena je mogućnost primjene režima izgradnje zalihe leda bez miješanja vode izazvanog uključenim mješačem. I dok kod rada s uključenim mješačem, položaj ulaza radne tvari u isparivač (odozdo ili odozgo) nije pokazao utjecaj, kod formiranja zalihe leda s isključenim mješačem ovaj se parametar pokazao značajnim.

6.4.1 Ulaz radne tvari s donje strane isparivača

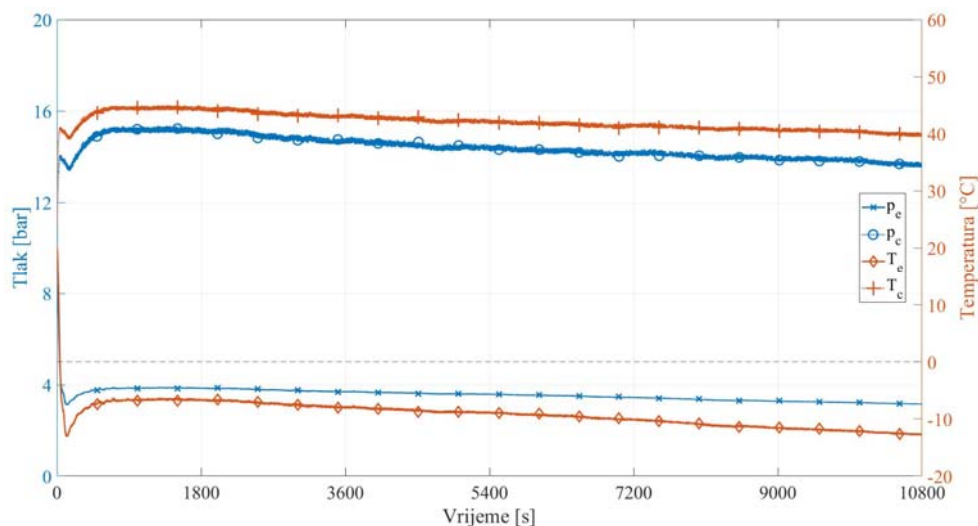
Pošto su sve konfiguracije uređaja za ispitivanje napravljene s ulazom radne tvari s donje strane isparivača (kapilara je spojena na prvi donji red isparivača) eksperiment je napravljen na istom uređaju s punjenjem 170 grama propana, R290, pri konstantnoj okolišnoj temperaturi 24°C, ali s isključenim mješačem. Na taj način je izazvana prirodna konvekcija kao način prijenosa topline kroz čitavo vrijeme trajanja eksperimenta. Temperature vode unutar kupke mjerene su na 7 različitih mjesta po visini (Slika 10), a vrijednosti ovih temperatura (Slika 55) znatno odudaraju od vrijednosti izmjerenih kod prisilne cirkulacije vode.



Slika 55. Temperature vode – bez mješača-ulaz radne tvari odozdo

Već po dijagramu temperatura vode vidljivo je da prisutna jaka stratifikacija slojeva vode različitih temperatura. Ova stratifikacija izazvana je položajem ulaza radne tvari u isparivač. Očigledno je da u isparivač ulazi puno manje kapljevine nego što može ispariti. Zbog toga se isparivanje odvija samo na prvih nekoliko cijevi koje su bliže ulazu radne tvari. U ostalim redovima zavojnice isparivača radna tvar se pregrijava. To znači da su donji slojevi vode hlađeni intenzivnije, a pošto smanjenjem temperature vode od početne temperature 24°C gustoća vode raste, hladni sloj vode ostaje na dnu rashladne kupke i ne dolazi do nikakvog miješanja s gornjim slojevima vode više temperature. Zbog snižavanja temperature vode u donjim slojevima, opada temperaturna razlika i izmjena topline (toplinski tok) između te vode i radne tvari je sve slabija, pa se granica suhozasićene pare radne tvari pomiče sve dalje prema kraju zavojnice isparivača, što u ovom slučaju znači prema gornjim redovima zavojnice. Na taj način se i samo hlađenje intenzivira u višim slojevima vode u rashladnoj kupki. Gustoća vode raste sve do temperature +4°C kada doseže svoj maksimum, nakon čega daljnjim hlađenjem opada (Slika 22). Kada gustoća susjednog toplijeg sloja postane veća od gustoća hladnijeg sloja

ispod, događa se temperaturna inverzija i topliji sloj “propadne” ispod hladnijeg. U ovom slučaju slojevi vode postepeno hlade odozdo prema gore, a posljedica toga su “mirne” karakteristike tlakova (temperatura) isparavanja i kondenzacije (Slika 56) koji, izuzev početnog stadija eksperimenta, imaju gotovo linearnu karakteristiku promjena. Naravno, prisilna cirkulacija izaziva bolju izmjenu topline u usporedbi s prirodnom konvekcijom. Zbog toga ovakav način izgradnje zalihe leda može izgledati pomalo deficitaran. Međutim ako se pogledaju podaci o specifičnoj energetskej potrošnji (Tablica 8), vidi se da ova konfiguracija daje najbolje rezultate s gledišta potrošnje energije. Tako je specifična potrošnja kompresora po kg izgrađene zalihe leda samo 0,075 kWh/kg, dok ukupna specifična potrošnja uređaja (u koju još spada potrošnja energije motora ventilatora kondenzatora, jer mješač u ovom slučaju ne troši ništa), iznosi 0,084 kWh/kg. Pored toga treba napomenuti da masa zalihe leda koja je formirana u zadanom vremenu ni po čemu ne odudara od vrijednosti koje su dobivene s drugim ispitanim konfiguracijama.



Slika 56. Tlakovi i temperature isparavanja i kondenzacije

Međutim, sve dosad navedeno ima i svoje negativne posljedice koje ovakav način hlađenja vode i stvaranja zalihe leda oko isparivača čini nepraktičnim za primjenu. Kako se voda hladi bez miješanja odozdo prema gore tako se i zaliha leda stvara u istom smjeru. Posljedica toga je da je led na kraju eksperimenta puno deblji na dnu nego što je na vrhu rashladne kupke (Slika 57). Ako se uvaži činjenica da u rashladnu kupku treba smjestiti u pravilu nekoliko rashladnih zavojnica za napitke, onda velika debljina leda na dnu smanjuje prostor za njihov smještaj, ili s druge strane predstavlja rizik da se napitak unutar rashladne zavojnice zamrzne i blokira protok. Ovo je glavni razlog što se ova konfiguracija dalje neće razmatrati kao opcija za praktičnu primjenu, pa neće biti razmatrane niti ostale performanse rashladnog sustava.

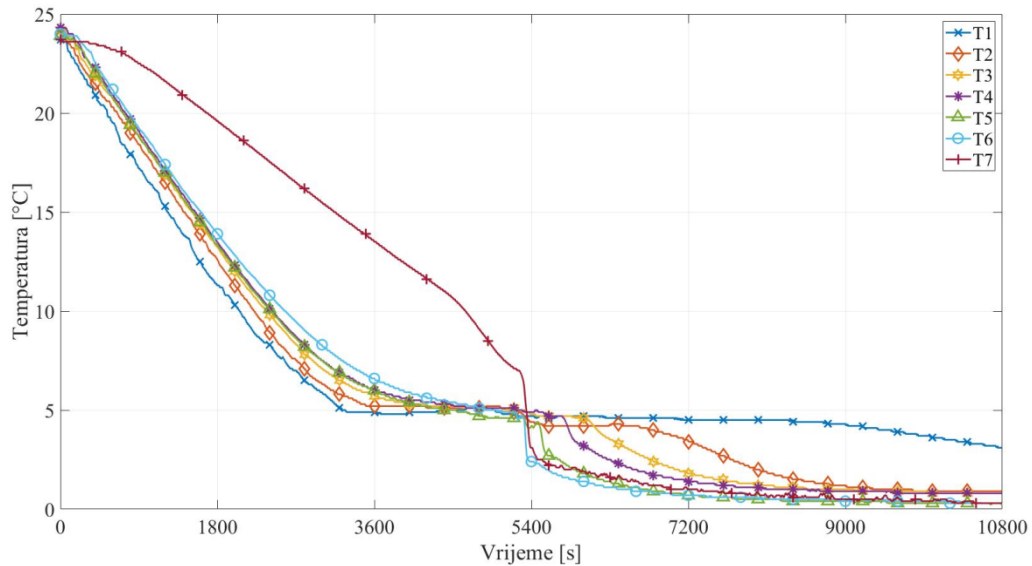


Slika 57. Oblik zalihe leda – bez mješača, ulaz radne tvari odozdo

6.4.2 Ulaz radne tvari s gornje strane isparivača

Zbog problema s nejednolikom debljinom zalihe leda koja je rezultat konfiguracije uređaja opisane u prethodnoj točki, izvršena je modifikacija ispitnog primjerka premix rashladnog uređaja. Modifikacija je izvršena samo u dijelu načina napajanja isparivača radnom tvari: ulaz kapilare je premješten na vrh isparivača, dok je spoj usisnog voda s isparivačem premješten na dno isparivača. Sukladno tome premješteno je mjerno mjesto temperature na kojem se mjeri temperatura radne tvari na izlazu iz isparivača. Rashladni sustav je punjen istom masom radne tvari od 170 grama, eksperiment je proveden u uvjetima konstantne temperature okoline od 24 °C, a ista ta temperatura bila je početna temperatura vode u rashladnoj kupki. Pogled na dijagram temperatura vode unutar rashladne kupke (Slika 58) i na sliku koja prikazuje oblik zalihe leda izgrađene nakon 10 800 s trajanja eksperimenta (Slika 59) ukazuje da su premještanjem ulaza radne tvari u isparivač izbjegnuti problemi opisani u prethodnoj točki. Sve navedene opservacije oko promjene gustoće vode zbog hlađenja, koje su prethodnu konfiguraciju činile manjkavom, u ovoj konfiguraciji čine prednost. I dalje je tijekom cijelog procesa isparivač „gladan“ (u literaturi na engleskom jeziku koristi se izraz „starved“). To znači da u njega ne ulazi dovoljno kapljevine koliko bi moglo ispariti. Zbog toga je pregrijanje radne tvari na izlazu iz isparivača, čak i na kraju procesa iznad 10 K (Slika 60), što je prilično veliko pregrijanje, koje ukazuje da bi punjenje radne tvari za ovu konfiguraciju moglo biti i nešto veće. Iz razloga što isparivač nema dovoljno kapljevine, sam proces isparavanja se ispočetka događa na nekoliko gornjih zavoja isparivača, dok se u ostalim zavojima isparivača prema dnu, vrši pregrijavanje radne tvari. Iako mješač nije uključen, miješanje vode unutar rashladne kupke je jako dobro što pokazuju vrijednosti temperatura na mjernim mjestima (T1-T6), koje su u uskom rasponu tokom cijelog eksperimenta. Jedino je relativno tanki sloj vode, smješten iznad gornjeg zavoja isparivača znatno topliji (T7) i kod njega se temperaturna inverzija dešava otprilike na

polovici vremena trajanja eksperimenta. Ujednačena temperatura rezultira izgradnjom zalihe leda čija je varijacija debljine promatrano po visini u puno užim granicama nego što je to bio slučaj s ulazom radne tvari u isparivač odozdo.

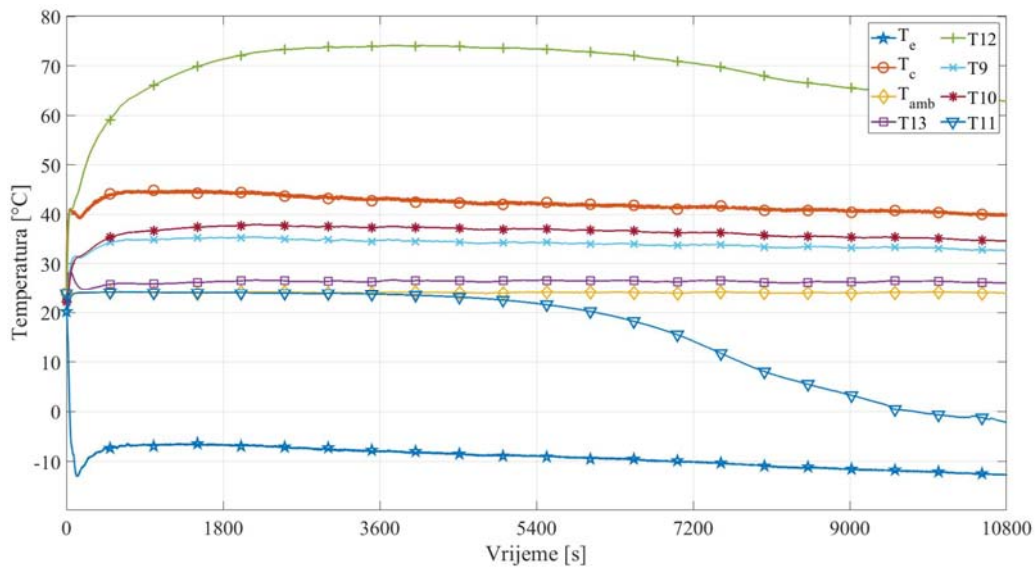


Slika 58. Dijagram temperatura vode unutar rashladne kupke

Ako se promatra potrošnja energije ona ovdje dolazi do blagog povećanja specifične potrošnje energije samog kompresora 0,077 kWh/kg u usporedbi s prethodnom konfiguracijom. Ukupna specifična potrošnja energije iznosi 0,085 kWh/kg, što je u usporedbi s prethodnom konfiguracijom također blagi porast. Masa zalihe leda je 12 kg što je u okvirima količina leda formirane drugim konfiguracijama.

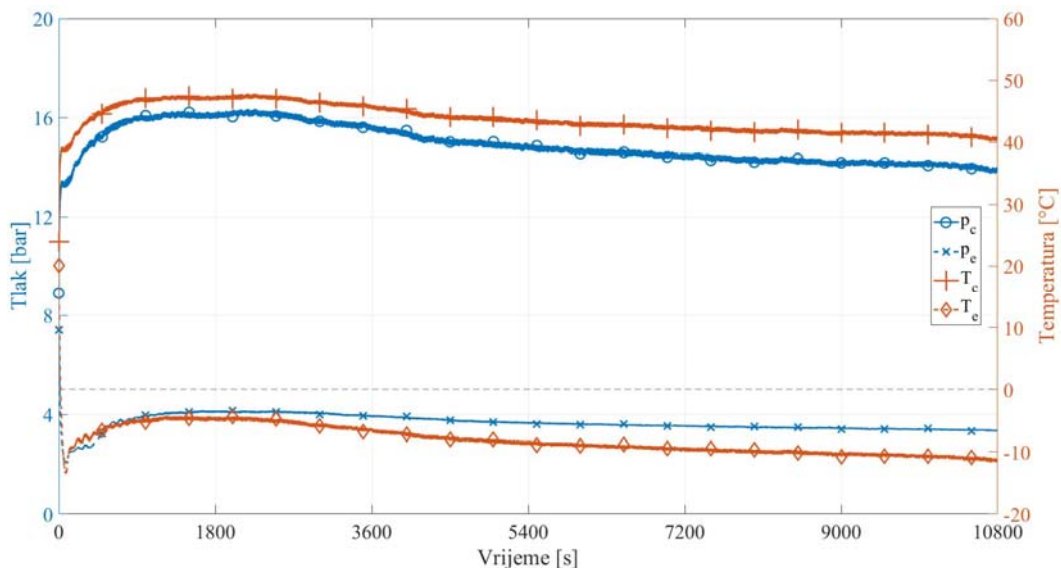


Slika 59. Oblik zalihe leda – bez mješača, ulaz kapilare u isparivač odozgo



Slika 60. Dijagram temperatura radne tvari i temperatura zraka za hlađenje kondenzatora

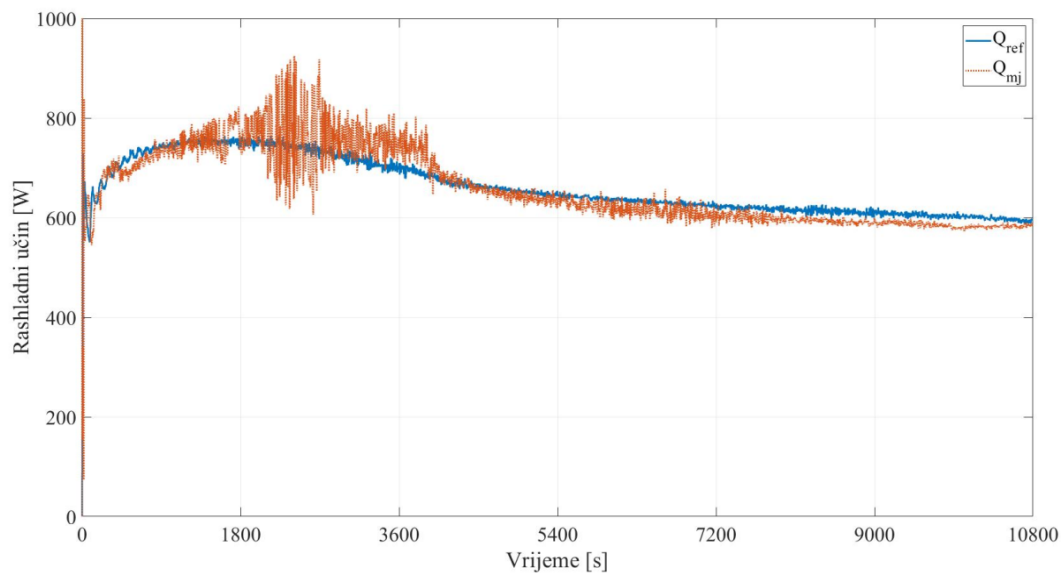
Tlakovi i temperature isparivanja više nemaju onakav linearni karakter kao što su imali kod slučaja s ulazom radne tvari odozdo u isparivač (Slika 61). Navedene karakteristike više nalikuju na karakteristike s uključenim mješačem, što i ne čudi, budući da je miješanje izazvano prirodnom konvekcijom intenzivno, skoro u istoj mjeri kao što je to miješanje izazvano prisilnim strujanjem.



Slika 61. Dijagram tlakova i temperatura isparivanja i kondenzacije

Usporedi li se toplinski tok na isparivaču, s toplinskim tokom za nominalnu konfiguraciju (prisilno strujanje, 170 grama punjenje, 24 °C okolišna temperatura), uočava se velika sličnost u vrijednostima (Slika 62), čime je u potpunosti dokazano da je ova konfiguracija po svim

izlaznim parametrima konkurentna nominalnoj konfiguraciji. Čak što više ova konfiguracija štedi 6 % specifične energije cjelokupnog uređaja (ukupna potrošnja energije svedena na 1 kg zalihe formiranog leda). Treba napomenuti da se rashladni učinak prikazan na Slika 62 izračunava korištenjem izraza (6.10) i uvrštavanjem podataka dobivenih eksperimentima.



Slika 62. Usporedba rashladnih učinka za konfiguracije s i bez mješača

7 VREDNOVANJE REZULTATA PROVEDENIH SIMULACIJA

Provedene su simulacije četiri slučaja za koje postoje rezultati provedenih eksperimenata:

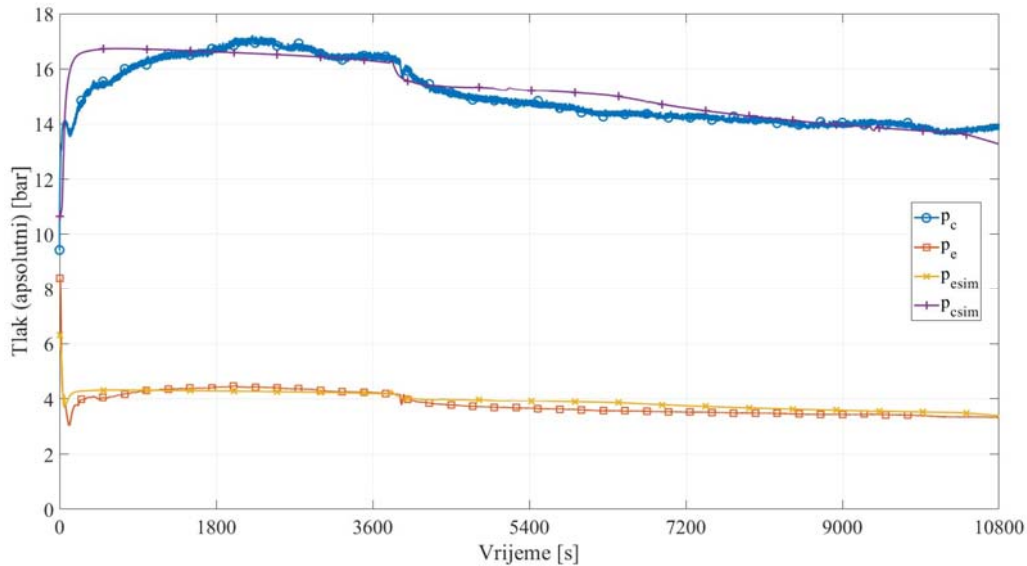
- Konfiguracija 170-24 – rad s mješačem u fazi ohlađivanja
- Konfiguracija 170-32 – rad s mješačem u fazi ohlađivanja
- Konfiguracija 190-24 – rad s mješačem u fazi ohlađivanja
- Konfiguracija 170-24-rad u potpunosti bez mješača

Za svaku konfiguraciju uspoređivani su tlakovi isparivanja i kondenzacije, maseni protok radne tvari kroz kompresor, električna snaga i potrošnja energije, te neke izabrane temperature. Simulirana masa izgrađene zalihe leda u ovisnosti o vremenu je također prikazana u zasebnom dijagramu i uspoređena s jednom izmjerenom vrijednošću: masom zalihe leda na kraju eksperimenta (10800 s nakon početka procesa).

7.1 Konfiguracija 170-24

Slika 63 prikazuje usporedbu simuliranih tlakova isparivanja i kondenzacije s mjerenim vrijednostima. Uočljivo je dobro generalno poklapanje rezultata. Među rezultatima koji odstupaju uočljivo je osjetno razilaženje vrijednosti tlakova kondenzacije u početnom periodu eksperimenta. Simulirani tlak kondenzacije vrlo brzo nakon početka rada poprimi više vrijednosti nego što je to u realnosti. Dio objašnjenja leži u činjenici da su na strani visokog tlaka (između kompresora i kapilare), prilikom provođenja eksperimenta, instalirana dva mjerača masenog protoka čija je masa veća od mase samog kondenzatora. Ova masa na početku procesa akumulira određenu toplinu i smanjuje temperaturu i tlak kondenzacije, a nije uključena u numerički model rashladnog sustava. Također sve komponente na strani visokog tlaka spojene su neizoliranim bakrenim cijevima koje također imaju određenu masu, a k tome i prenose određenu toplinu na okolinu, a također nisu uključene u simulacijski model. U fazi hlađenja vode u rashladnoj kupki rashladni sustav je jače toplinski opterećen odnosno toplinski tok koji prima na isparivaču je veći. Gašenjem mješača na temperaturi vode u kupki od 0,5 °C izmjereni tlakovi kondenzacije i isparivanja bilježe naglo propadanje zbog osjetnog porasta toplinskog otpora prelaskom s prisilne konvekcije na prirodnu konvekciju. Međutim vrlo brzo nakon toga počinje zaleđivanje vode na cijevima isparivača i prelazak na konduktivni način prijenosa topline na stijenci cijevi, što rezultira oporavkom vrijednosti tlakova, ali ne više na vrijednosti koje su izmjerene prije gašenja mješača. Povećanjem debljine leda na isparivaču raste toplinski otpor što dovodi do daljnjeg smanjenja toplinskog opterećenja isparivača i kao

posljedice, daljnjeg smanjenja vrijednosti tlakova isparivanja i kondenzacije. Uočljivo je da je povećanje toplinskog otpora na isparivaču jače izraženo na početku procesa zaleđivanja, dok je u kasnijoj fazi, povećanje toplinskog otpora sve blaže.



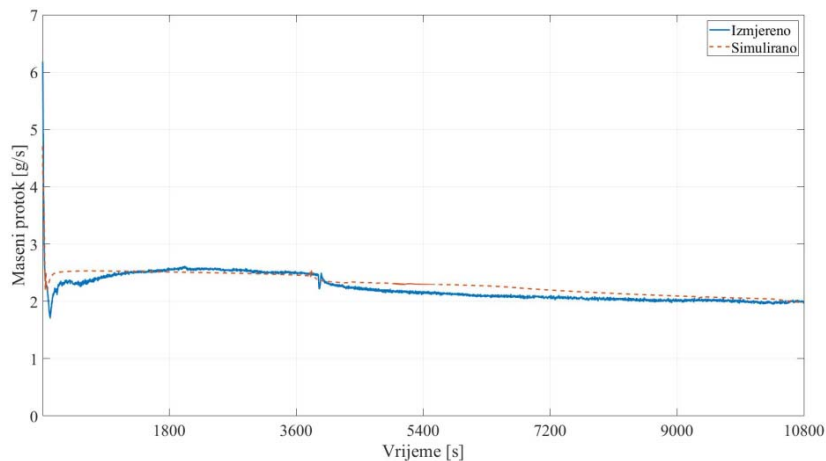
Slika 63. Usporedba tlakova isparivanja i kondenzacije (konfiguracija 170-24)

Uočljivo je da su krivulje tlakova dobivene simulacijom „mirnije“ od krivulja dobivenih mjerenjem. Za to postoje dva bitna razloga:

- Simulacijski model je napravljen na način da ne može „uhvatiti“ pulzacije tlaka kondenzacije koje u realnosti postoje
- Toplinski laboratorij u kojem je ispitivanje vršeno osigurava temperaturu unutar prostorije u rasponu od $\pm 0,5$ °C ali na mjernom mjestu koje se nalazi uz zid prostorije. Međutim, pošto i sam ispitni uzorak puše topli zrak na izlazu iz kondenzatora, lokalno može doći do povećanja temperature zraka izvan deklariranog tolerantnog polja, a taj zrak može opet dospjeti na ulaz kondenzatora.

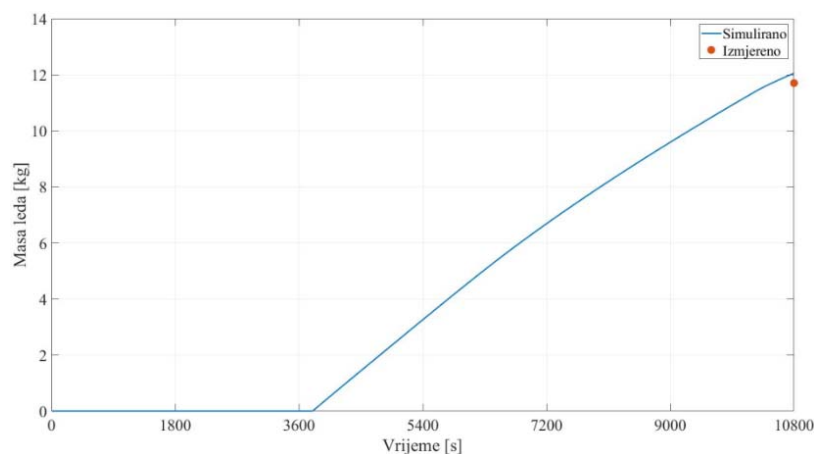
Do temperature vode u kupki od $0,5$ °C, koristi se samo simulacijski model rashladnog sustava, pri čemu se za određivanje toplinskih tokova na pojedinim kontrolnim volumenima isparivača, koristi „entalpijska“ metoda opisana u poglavlju 5. Nakon toga simulacijski model prelazi na paralelni model u kojem se naizmjenično uključuju simulacijski CFD model rashladne kupke i simulacijski model rashladnog uređaja. Sam ovaj prijelaz, je zbog nagle promjene toplinskog otpora i toplinskih tokova na pojedinim kontrolnim volumenima isparivača, na svim krivuljama obilježen skokovitim promjenama koje kasnije bivaju izjednačene.

Trendovi uočeni usporedbom simuliranih i izmjerenih tlakova vrijede i kod usporedbe masenog protoka radne tvari kroz kompresor (Slika 64). Podudaranje vrijednosti masenog protoka dobivenog simulacijom i izmjerenog protoka se generalno dobro podudaraju. Pošto je simulirani maseni protok funkcija tlakova isparivanja i kondenzacije, to ima za posljedicu, da je primjetno odstupanje vrijednosti masenog protoka, u onim fazama procesa, kada je prisutno i odstupanje vrijednosti tlakova.



Slika 64. Maseni protok kroz kompresor (konfiguracija 170-24)

Slika 65 prikazuje krivulju mase izgrađenog leda u vremenu. Na slici je vidljivo da povećanje toplinskog otpora rezultira i smanjenom brzinom izgradnje zalihe leda, a što je u skladu s rezultatima dobivenim tijekom istraživanja s glikolom konstantne temperature, kao toplinskim ponorom [112]. Usporedbom simulirane vrijednosti mase zalihe leda na kraju eksperimenta s izmjerenom vrijednošću mase (crvena točka), vidi se da simulacija daje masu 3% veću od izmjerene vrijednosti.



Slika 65. Masa zalihe leda (konfiguracija 170-24)

Slika 66 prikazuje usporedbu vrijednosti odabranih temperatura dobivenih simulacijom s izmjerenim vrijednostima. Uspoređivane su temperature vode unutar rashladne kupke (T_I), temperatura zraka na izlazu iz kondenzatora (T_{ao}), temperatura zraka na izlazu iz kućišta rashladnog uređaja (T_{aac}) i temperatura radne tvari na izlazu iz kompresora (T_{I2}). Najveća odstupanja uočena su kod temperature radne tvari na izlazu iz kompresora. Objašnjenje može biti ponuđeno u činjenici da je simulirana temperatura ona koja je proračunata za radnu tvar na izlazu iz tlačne cijevi unutar kućišta kompresora, dok mjerena vrijednost predstavlja temperaturu na mjernom mjestu (Slika 12) koje uključuje određen toplinski otpor i određeno kašnjenje zbog akumulacije topline u materijalu cijevi. To je posebno uočljivo u trenutku isključenja mješalca. Mjerne vrijednosti tlaka pokazuju trenutne promjene i pad tlaka, dok mjerne vrijednosti mjerene temperature u tlačnoj cijevi izvan kompresora, ne pokazuju očekivano trenutno smanjenje temperature. Pored toga mjerno mjesto za temperaturu nije izvedeno neposredno na izlazu iz kompresora već nešto dalje gdje je to fizički bilo prikladno. Pošto je temperatura radne tvari osjetno viša od okolišne dolazi do hlađenja radne tvari po izlasku iz kompresora.

Simulirana temperatura zraka na izlazu iz kondenzatora se računa:

$$T_{ao} = T_{ai} + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{V}_a c_a \rho_a} \quad (7.1)$$

gdje je \dot{Q}_c ukupni toplinski tok predan na zrak pri prolazu kroz kondenzator a računa se kao suma toplinskih tokova za pojedini kontrolni volumen kondenzatora „j“:

$$\dot{Q}_c = \sum_{j=1}^{ccv} \dot{Q}_{cj} \quad (7.2)$$

Toplinski tok na pojedinom kontrolnom volumenu kondenzatora \dot{Q}_{cj} dobiva se korištenjem vrijednosti temperature cijevi promatranog kontrolnog volumena kondenzatora T'_{wcj} i relacije:

$$\dot{Q}_{cj} = \frac{\alpha_a \eta_{co} A_{co}}{ccv} \left[T'_{wcj} - \frac{T_{ai} + \frac{\alpha_a \eta_{co} A_{co} (2T'_{wcj} - T_{ai}) + 2\dot{V}_a \rho_a c_a T_{ai}}{\alpha_a \eta_{co} A_{co} + 2\dot{V}_a \rho_a c_a}}{2} \right] \quad (7.3)$$

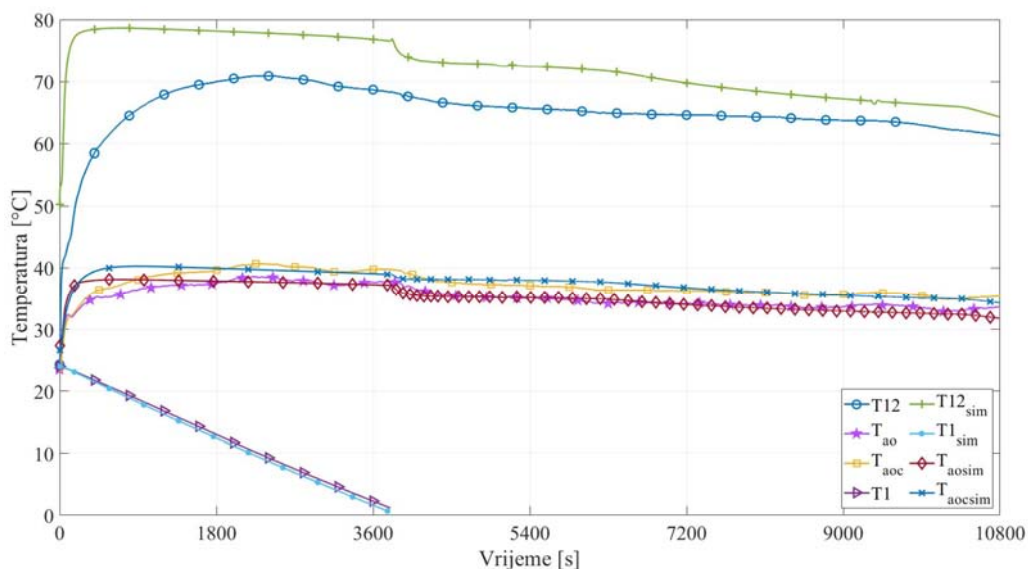
Vrijednosti simulirane i mjerene temperature zraka na izlazu iz kondenzatora pokazuju dobru podudarnost i poklapaju se unutar razlike od 1K osim na početku procesa gdje je simulirana temperatura posljedica simuliranog tlaka kondenzacije pa je ta razlika nešto veća.

Nakon prolaska kroz kondenzator, topla struja zraka opstrujava kućište kompresora i preuzima toplinu na sebe pri čemu temperatura dodatno raste. Simulirana temperatura zraka na izlazu iz kućišta rashladnog uređaja računa se:

$$T_{aoc} = T_{ao} + \frac{\alpha_{co} A_{co} [T_{com}^t - T_{ao}^{t-\Delta t}]}{\dot{V}_a c_a \rho_a} \quad (7.4)$$

gdje se vrijednost temperature na izlazu iz kondenzatora uzima ($T_{ao}^{t-\Delta t}$) uzima iz prošlog vremenskog koraka. Vrijednost simulirane i mjerene temperature zraka na izlazu iz kućišta uređaja također pokazuje dobru podudarnost osim u početnoj fazi procesa.

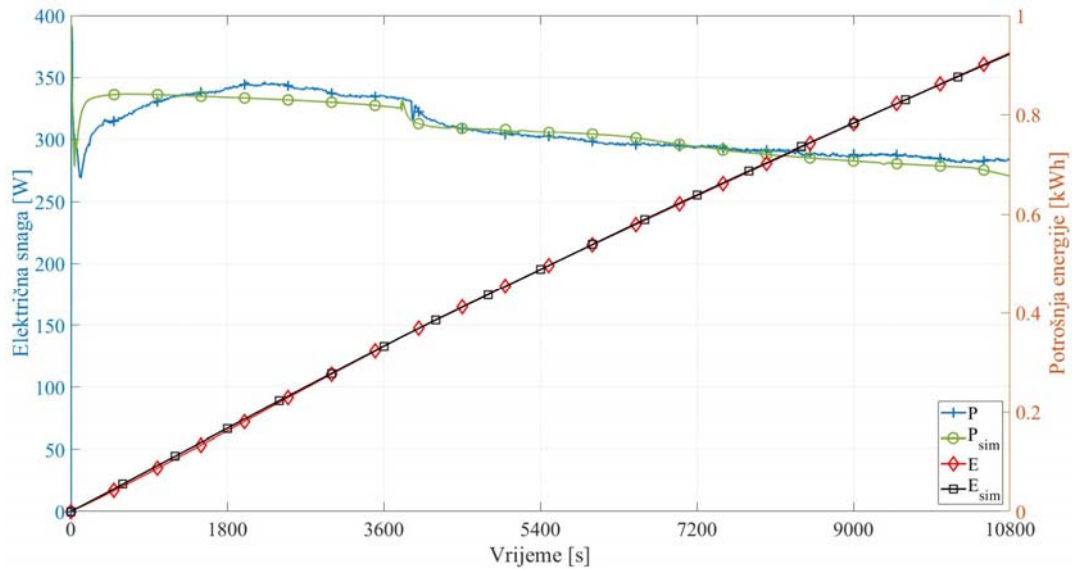
Temperatura vode u rashladnoj kupki uspoređivane je tijekom hlađenja od inicijalne temperature od 24°C do vrijednosti 0,5°C, kada je ugašen mješač. Simulacija pokazuje neznatno niže temperature tijekom tog procesa što znači da je simulirani rashladni učinak u ovoj fazi neznatno veći od realnog.



Slika 66. Usporedba odabranih temperatura (konfiguracija 170-24)

Dijagram električnih veličina (Slika 67) prikazuje usporedbu simuliranih i mjerenih vrijednosti efektivne snage kompresora i kumulativne potrošnje energije. Dok vrijednosti simulirane efektivne (radne) snage kompresora pokazuju dobru podudarnost s izmjerenim vrijednostima,

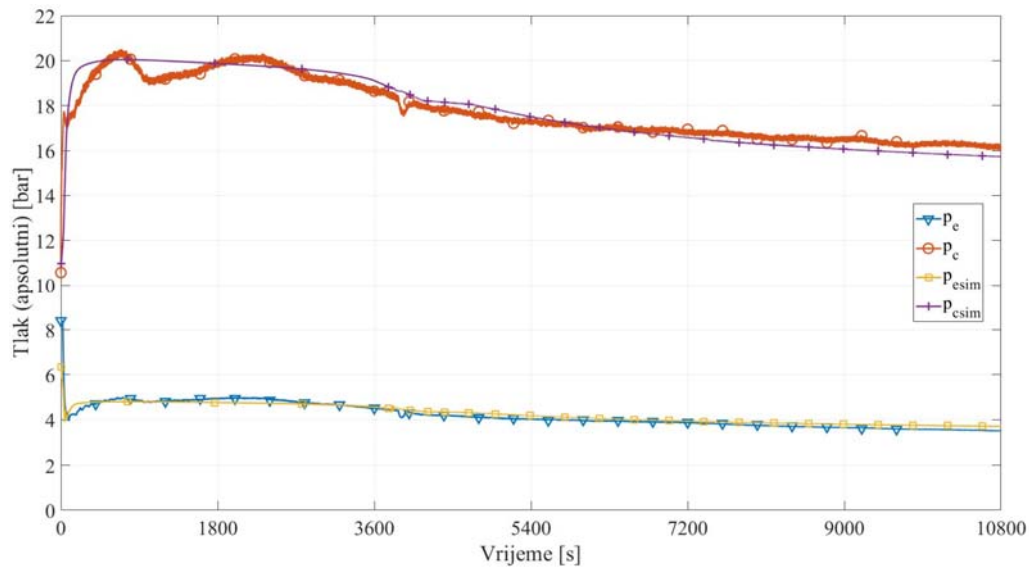
s tim da su u dijelu procesa vrijednosti nešto niže, a u dijelu procesa nešto više, dotle se krivulje kumulativne potrošnje energije gotovo u potpunosti podudaraju. Simulirana energetska potrošnja je a kraju procesa manja za 0,3% u odnosu na izmjerenu vrijednost.



Slika 67. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 170-24)

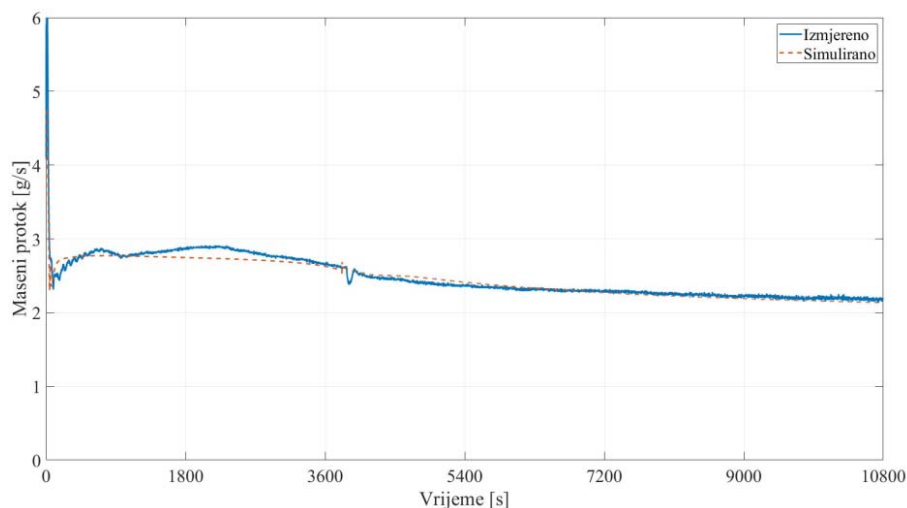
7.2 Konfiguracija 170-32

Uspoređujući tlakove isparivanja i kondenzacije za konfiguraciju 170-32 (Slika 68) može se primijetiti još bolje poklapanje simuliranih i mjenjenih vrijednosti, nego što je to bio slučaj za prethodno opisanu konfiguraciju. Simulirani tlak kondenzacije se i ovdje na samom početku procesa povećava brže nego što je to izmjereno, ali je razlika u odnosu na prethodni slučaj, što i realni tlak kondenzacije relativno brzo raste, pa je razlika između simuliranog i mjenjenog tlaka manja. Na dijagramu su vidljive značajne oscilacije izmjerenih vrijednosti tlakova u prvih 1800 sekundi procesa što može biti uzrokovano manjkavim održavanjem temperature okoline unutar ispitnog laboratorija.

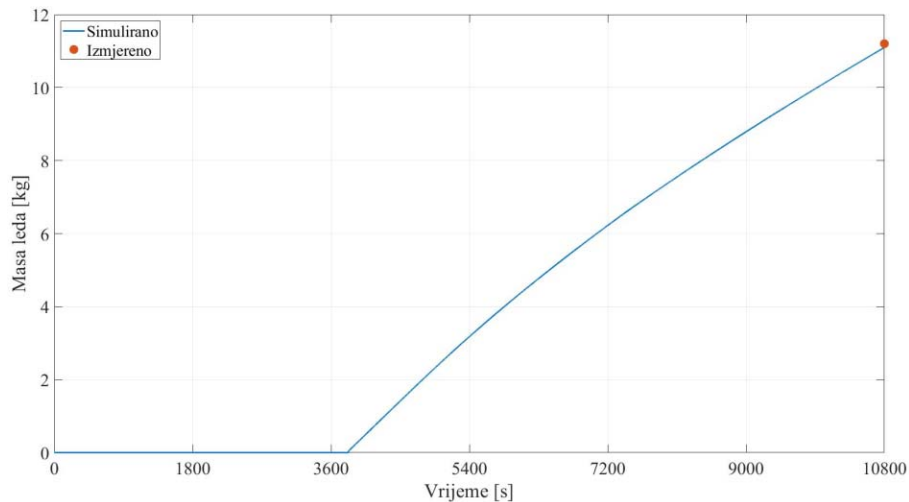


Slika 68. Usporedba tlakova (konfiguracija 170-32)

Usporedbom simuliranih vrijednosti masenog protoka radne tvari kroz kompresor s izmjerenim vrijednostima (Slika 69) dolazi se do vrlo sličnih zaključaka kao i kod usporedbe tlakova. Odstupanja simuliranih vrijednosti su mala, a karakteristika promjena masenog protoka je „mirnija“ i nema većih odstupanja. Krivulja simuliranih vrijednosti mase zalihe leda u ovisnosti o vremenu (Slika 70) ima sličan trend kao kod prethodno opisane konfiguracije. Ovdje je odstupanje simulirane mase zalihe leda na kraju procesa negativno i iznosi 0,9%.

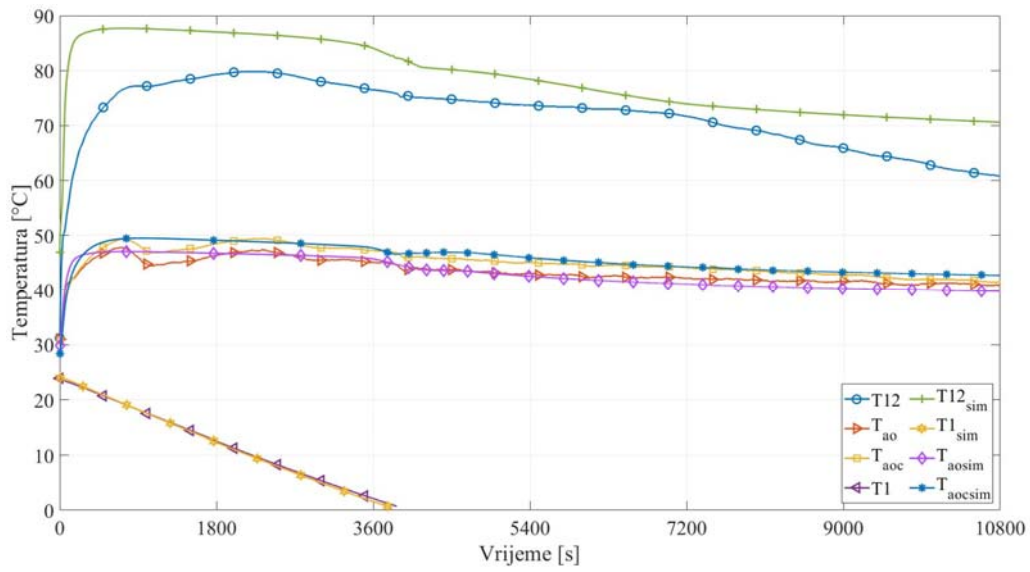


Slika 69. Usporedba masenih protoka kroz kompresor (konfiguracija 170-32)

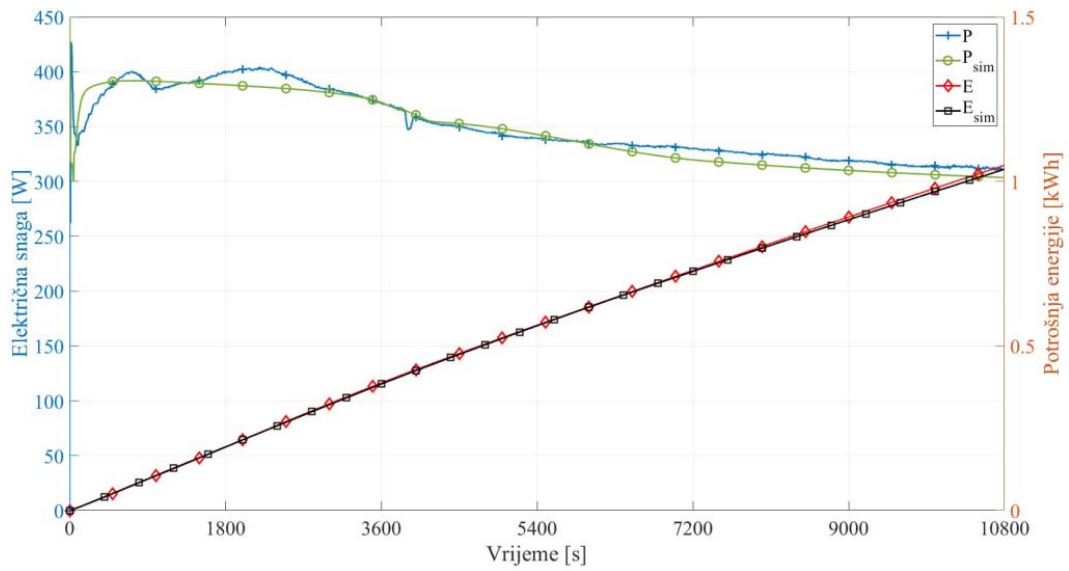


Slika 70. Masa leda (konfiguracija 170-32)

Dijagram usporedbe odabranih simuliranih temperatura s onim izmjerenim (Slika 71) pokazuje slične trendove kao i kod prethodne konfiguracije. I dalje su najveća odstupanja zabilježena kod temperature radne tvari na izlazu iz kompresora, vjerojatno zbog problema koji su već prethodno opisani. Zanimljivo je primijetiti da su osjetnici koji mjere temperaturu zraka na izlazu iz kondenzatora i na izlazu iz kućišta rashladnog uređaja, zabilježili posljedice oscilacija vrijednosti tlaka kondenzacije, međutim kod krivulje izmjerene temperature radne tvari na izlazu iz kompresora, ove su oscilacije gotovo neprimjetne, što dodatno potiče sumnje koliko su izmjerene vrijednosti ove temperature realne. Simulirane temperature vode unutar rashladne kupke, tijekom hlađenja su i ovdje neznatno niže od izmjerenih, pa se generalno može utvrditi dobra podudarnost. Krivulja simulirane efektivne električne snage (Slika 72), pokazuje u nekim dijelovima procesa pozitivna, a u nekim dijelovima negativna odstupanja od izmjerenih vrijednosti, međutim ova odstupanja nisu značajna. Krivulja simulirane kumulativne energetske potrošnje se jako dobro poklapa s izmjerenim vrijednostima. Simulirana potrošnja energije na kraju procesa ima negativno odstupanje od 1,1%.



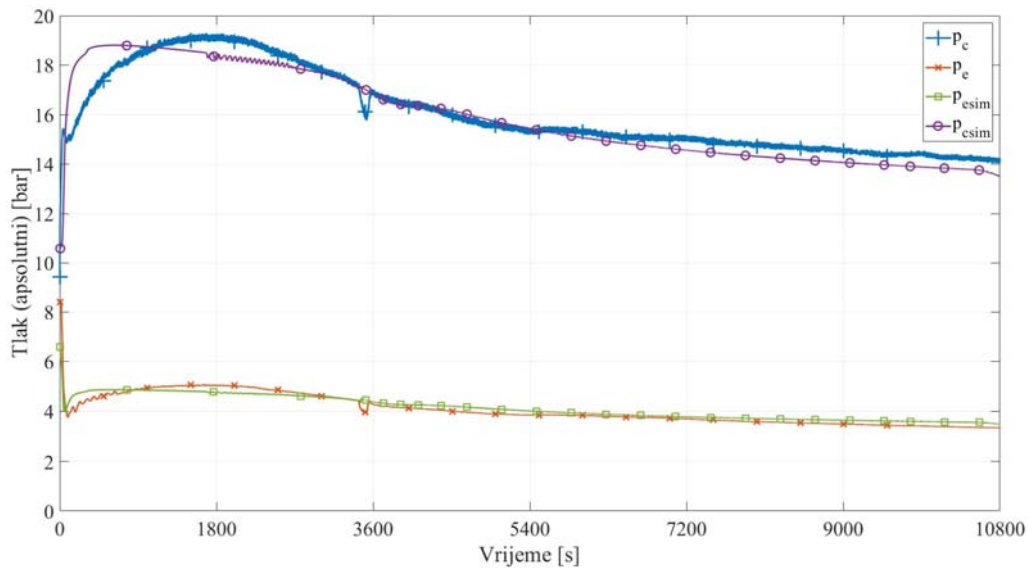
Slika 71. Usporedba odabranih temperatura (konfiguracija 170-32)



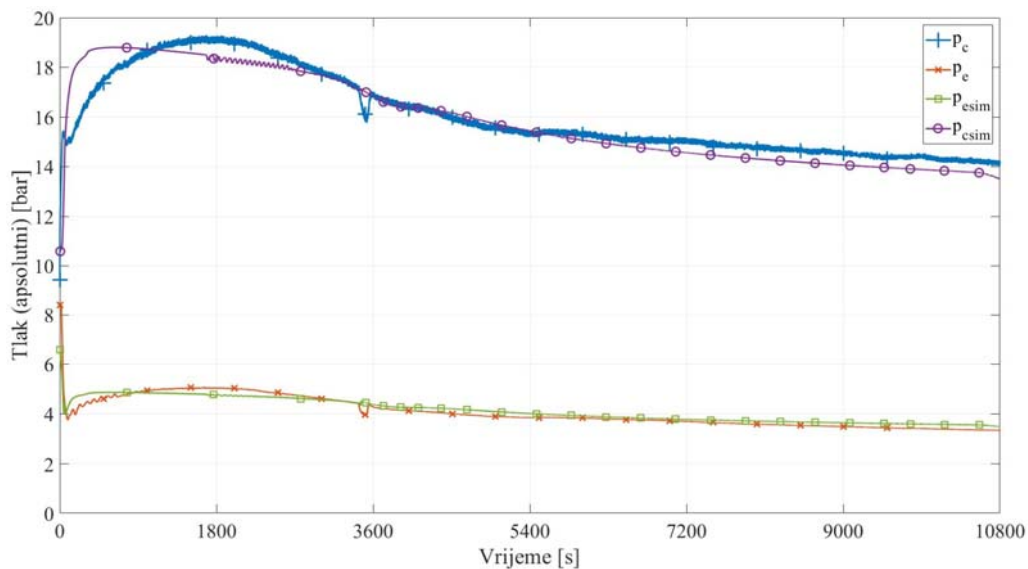
Slika 72. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 170-32)

7.3 Konfiguracija 190-24

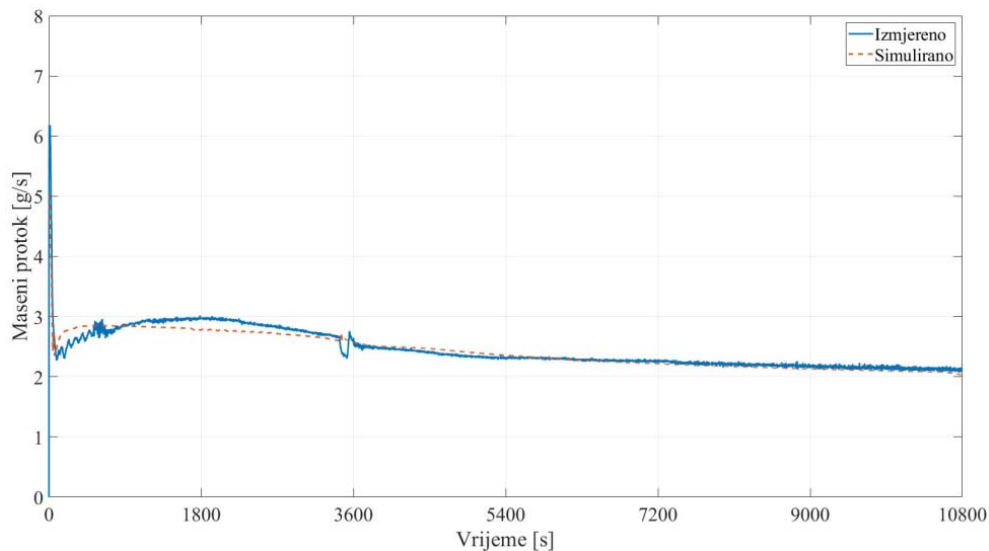
Usporedba vrijednosti simuliranih tlakova s izmjerenim vrijednostima (



Slika 73) pokazuje slične trendove kao i u prethodna dva slučaja. Simulirani tlak kondenzacije je na početku procesa osjetno veći od realne vrijednosti, međutim u drugom dijelu procesa hlađenja vode simulirani tlak padne ispod realnih vrijednosti. Početak procesa zaleđivanja obilježen je približno jednakim vrijednostima simuliranih i mjerenih tlakova kondenzacije, da bi završni dio procesa bio obilježen negativnim odstupanjima simuliranih vrijednosti. Tlak isparivanja pokazuje sličan trend.

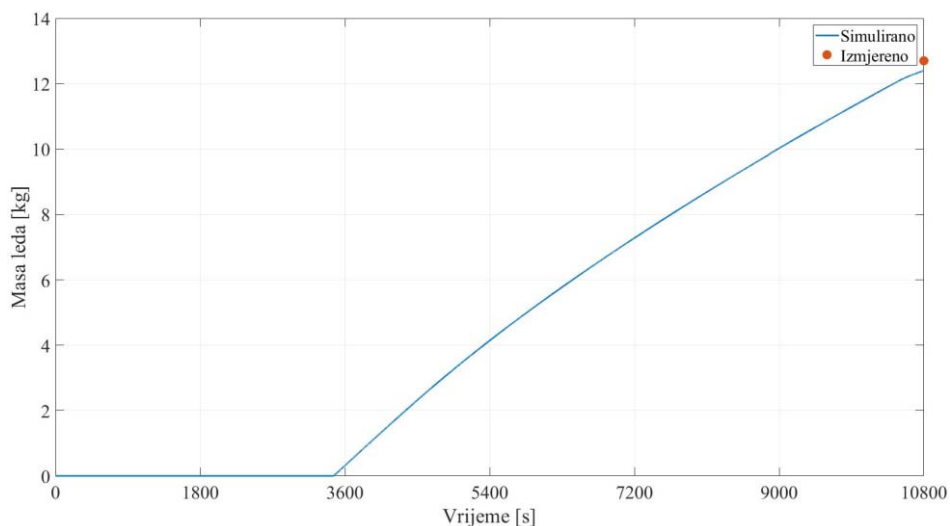


Slika 73. Usporedba tlakova (konfiguracija 190-24)



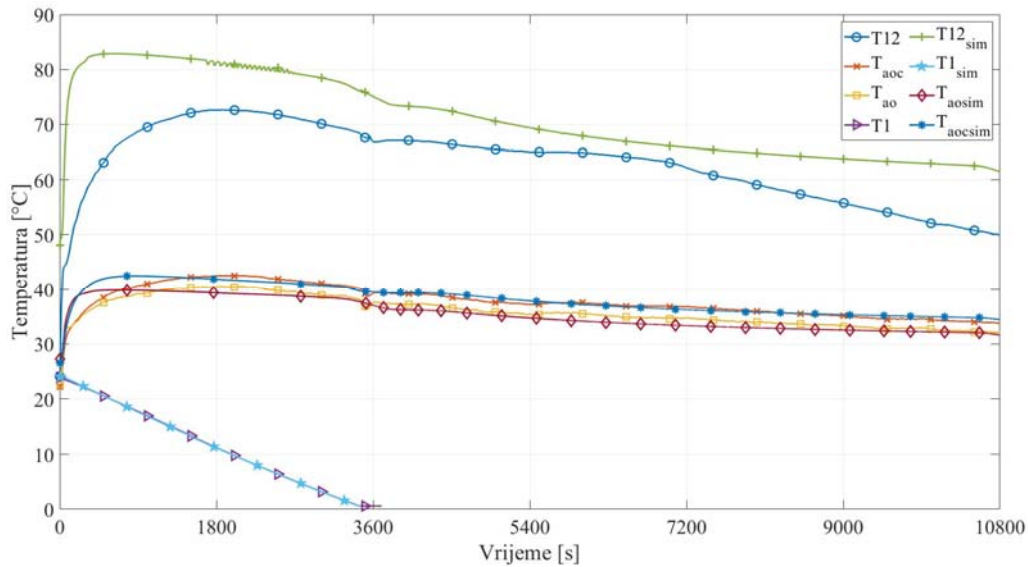
Slika 74. Usporedba masenih protoka kroz kompresor (konfiguracija 190-24)

Maseni protok radne tvari kroz kompresor (Slika 74), u prvom dijelu procesa ima prvo pozitivna, pa onda negativna odstupanja, da bi u fazi formiranja zalihe leda odstupanja bila gotovo neprimjetna. Krivulja simulirane mase leda (Slika 75) ima isti trenda kao i u prethodno opisanim slučajevima, a vrijednost simulirane mase leda na kraju procesa ima negativno odstupanje od 2,6 %, u usporedbi s izmjenom masom.



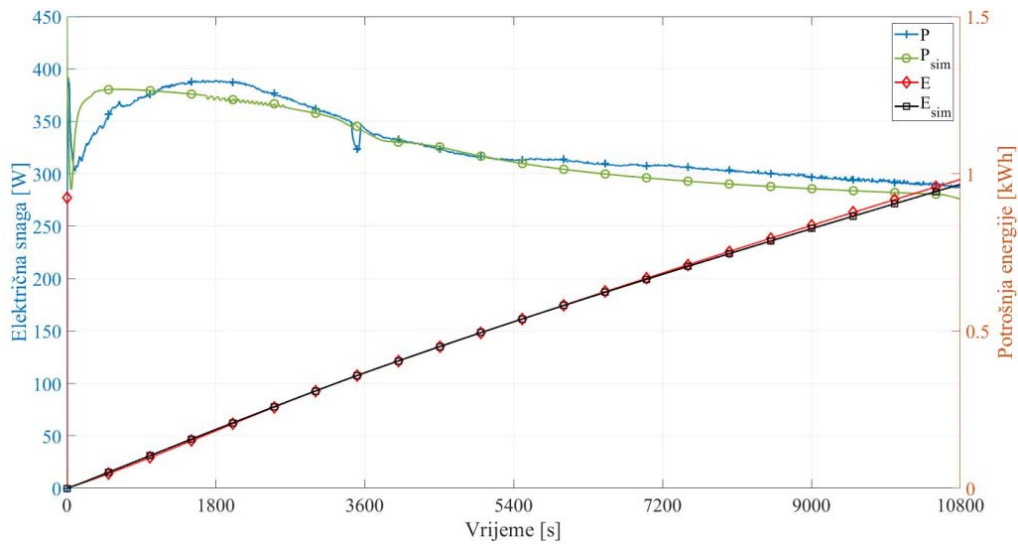
Slika 75. Masa leda (konfiguracija 190-24)

Slika 76 prikazuje karakteristike odabranih temperatura. Svi trendovi opisani u prethodnom tekstu jednaki su i ovdje s tim da se ovdje simulirane temperature vode u rashladnoj kupki gotovo u potpunosti poklapaju s izmjerenim vrijednostima.



Slika 76. Usporedba odabranih temperatura (konfiguracija 190-24)

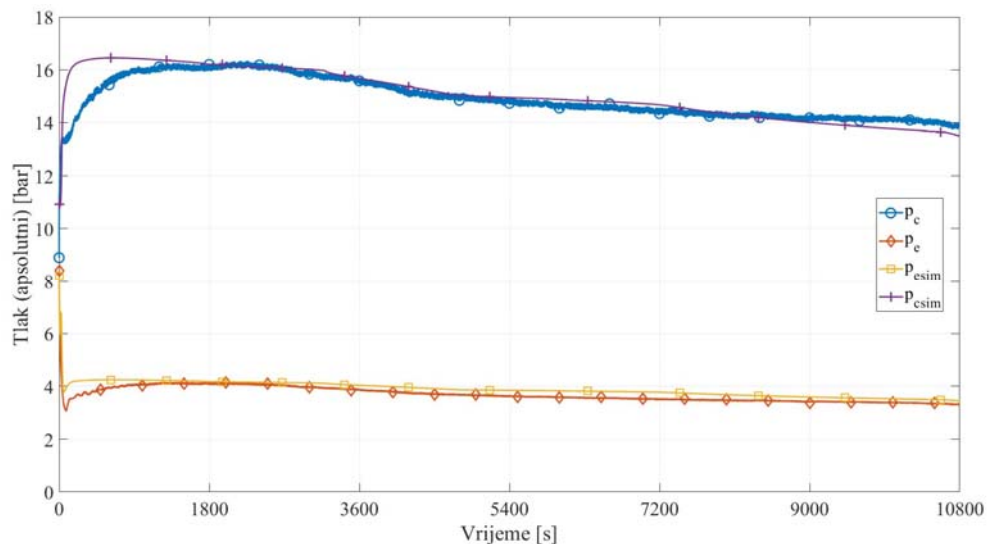
Simulirane vrijednosti efektivne električne snage, kod ove konfiguracije (Slika 77) imaju uglavnom negativne vrijednosti, a kao rezultat toga je i negativno odstupanje kumulativne potrošnje energije u odnosu na izmjerene vrijednosti. Ovo odstupanje na kraju procesa ima relativnu vrijednost od 1,6%. Sama krivulja kumulativne potrošnje energije ima primjetno nelinearni karakter, gdje nagib krivulje prema kraju procesa što je rezultat veće razlike vrijednosti snaga koje kompresor uzima iz električne mreže. Navedeni trend je jednako primjetan i kod simuliranih i kod mjerenih vrijednosti.



Slika 77. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 190-24)

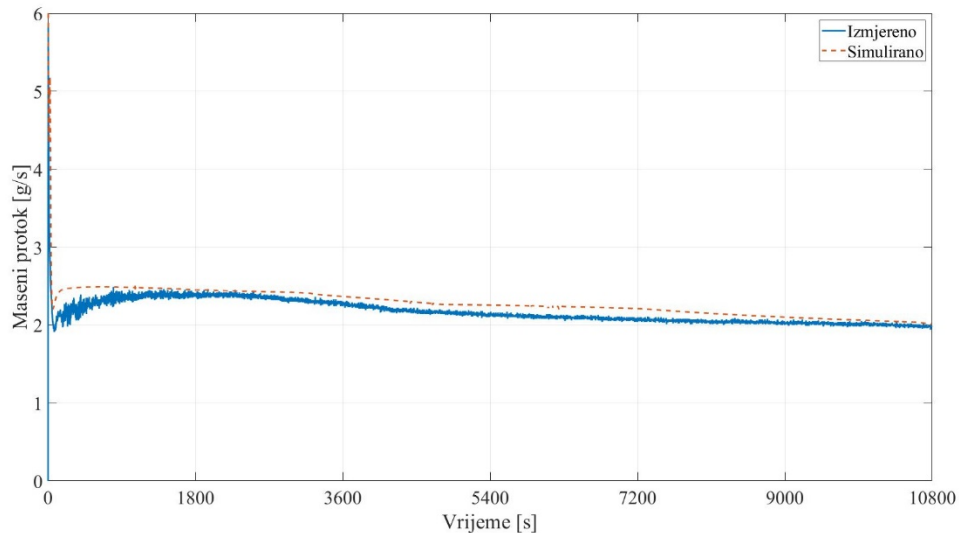
7.4 Konfiguracija 170-24-bez mješača (prirodna konvekcija)

Kao što je navedeno u prethodnom tekstu, vrednovanje numeričkog modela za rad bez mješača, provedeno je samo za konfiguraciju gdje je ulaz radne tvari kroz kapilaru, smješten odozgo. Za takvu konfiguraciju temperatura vode unutar rashladne kupke su unutar uskog raspona po volumenu, tijekom cijelog procesa (Slika 58) što rezultira ujednačenom debljinom zalihe leda (Slika 59).



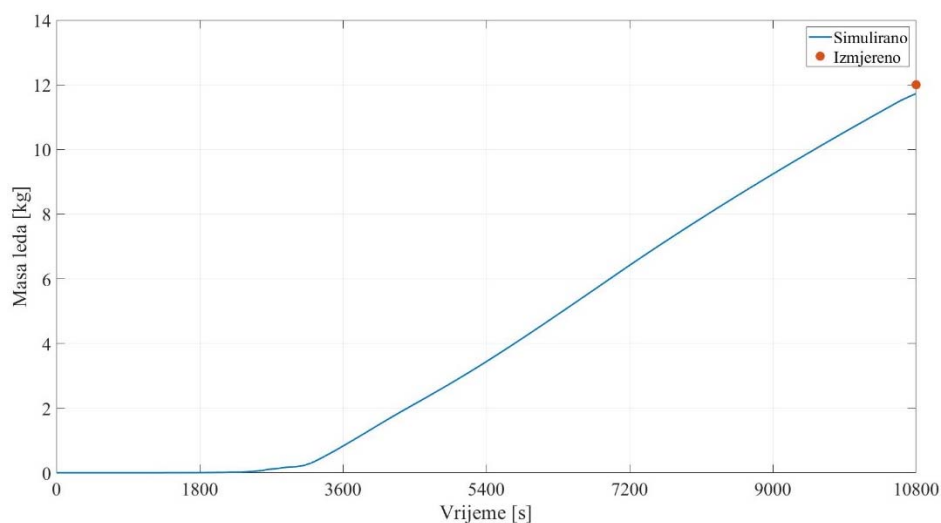
Slika 78. Usporedba tlakova (konfiguracija 170-24 bez mješača)

Tlakovi isparivanja i kondenzacije dobiveni simulacijom pokazuju dobru podudarnost s izmjerenim vrijednostima (Slika 78), osim na samom početku procesa, kao što je to zabilježeno i za ostale konfiguracije. Slični zaključak se može postaviti i za maseni protok radne tvari kroz kompresor (Slika 79)



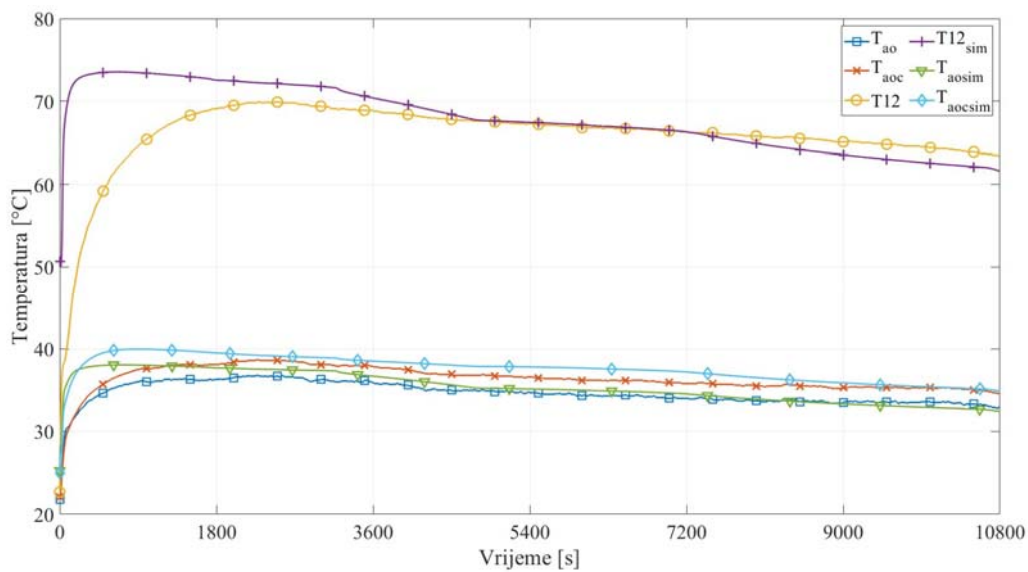
Slika 79. Usporedba masenih protoka (konfiguracija 170-24 bez mješača)

Simulacija je za cijeli proces provedena koristeći paralelno oba simulacijska podsustava (opisana u prethodnom tekstu). Slika 80 pokazuje da se led počinje stvarati nakon cca. 2700 s od početka procesa, međutim značajnija masa leda se počinje stvarati nakon što se temperatura vode u kupki približi vrijednosti od 4°C i nakon što strujanje vode unutar rashladne kupke znatno “utihne”, cca. 3200 s nakon početka procesa. Simulirana masa leda na kraju procesa, u usporedbi s izmjerenom masom, pokazuje negativno odstupanje od 2,2%.

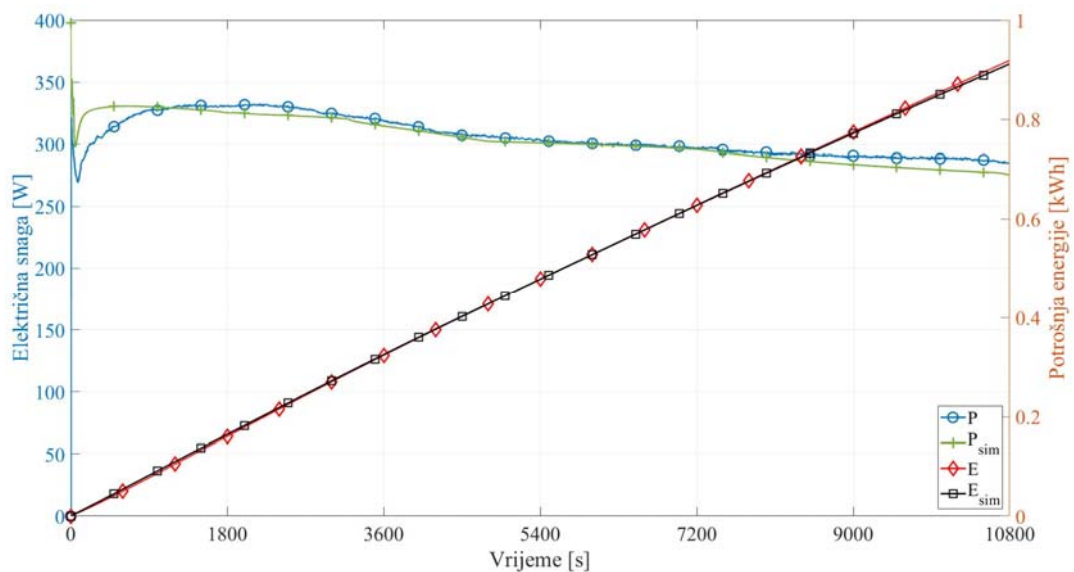


Slika 80. Masa leda (konfiguracija 170-24 bez mješača)

Dijagram temperatura (Slika 81) pokazuje dobru podudarnost temperatura zraka na izlazu iz kondenzatora i na izlazu iz kućišta rashladnog uređaja, baš kao i kod prethodno opisanih konfiguracija. Međutim, ovdje, za razliku od prethodnih konfiguracija, i simulirana temperatura radne tvari na izlazu iz kompresora pokazuje dobru podudarnost s izmjerenim vrijednostima. Temperatura vode unutar kupke tijekom procesa hlađenja za ovu konfiguraciju nije simulirana. Simulirane vrijednosti električne snage (Slika 82) također pokazuje dobru podudarnost sa izmjerenim vrijednostima a odstupanje kumulativne potrošnje energije na kraju procesa iznosi -0,7 %.



Slika 81. Usporedba temperatura (konfiguracija 170-24 bez mješača)



Slika 82. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 170-24 bez mješača)

8 ZAKLJUČAK

U okviru ove disertacije napravljeno je istraživanje premix rashladnih uređaja za hlađenje i distribuciju točenih napitaka u ugostiteljstvu, s fokusom na energetske potrošnje. Eksperimentalnim istraživanjem izvršeno je mapiranje energetske potrošnje jednog tipičnog premix uređaja iz serijske proizvodnje. Evidentirani su energetske potrošači unutar rashladnog uređaja i detektirani su značajni čimbenici koji utječu na potrošače da troše manje ili više električne energije. Utvrđeno je da je tipični premix rashladni uređaj neopravdano velik potrošač energije. Dokazano je da se zamjenom termostata, kao kontrolnog uređaja koji upravlja uključivanjem i isključivanjem uređaja, s elektroničkim regulatorom, mogu ostvariti ušteda energije od 15%. Isto tako pokazano je da se uz dodatno pravilno upravljanje mješačem, instaliranim unutar rashladne kupke uređaja, mogu ostvariti uštede energije preko 50%. Mjerenjem je utvrđeno da veća masa zalihe leda koja se održava dostupnom, kao zaliha rashladnog učinka unutar rashladne kupke uređaja, istodobno zahtijeva i veću potrošnju energije cjelokupnog uređaja za samo održavanje. Zbog toga je ukazano na potrebu šireg istraživanja čiji bi rezultati dali informacije o stvarnim potrebama za zalihom leda ili na potrebu uvođenja „strojnog učenja“ u regulaciju uređaja, gdje bi regulacija sama određivala potrebe za zalihom rashladnog učinka, na osnovu prikupljenih podataka iz bliske prošlosti.

Kako pored regulacije rada uređaja, konstrukcijski parametri rashladnog sustava imaju značajan utjecaj na potrošnju energije, težište interesa u ovoj disertaciji prebačeno je na stvaranje uvjeta koji omogućavaju provođenje optimizacije energetske potrošnje odabirom adekvatnih konstrukcijskih parametara. Bitni konstrukcijski parametri o kojima je ovdje riječ su: dimenzije rashladne kupke, dimenzije isparivača (promjer cijevi, duljina i razmak između redova cijevi zavojnice), masa zalihe leda, dimenzije kapilare kao prigušnog organa rashladnog sustava te radne tvari i masa njezinog punjenja. Sve navedeno treba biti ukomponirano unutar zadanih gabarita, zadane veličine kompresora i adekvatnog kondenzatora. K tome treba dodati da je temperatura okoline, odnosno ulazna temperatura zraka kojim se hladi kondenzator parametar koji bitno utječe na potrošnju energije. Pošto je broj utjecajnih parametara relativno velik, odlučeno je da se izradi numerički simulacijski model rashladnog sustava koji omogućava pouzdano predviđanje energetske potrošnje u zavisnosti o odabranim parametrima kao ulaznim varijablama. Ovakav simulacijski model može služiti kao alat za provođenje optimizacije potrošnje energije i može biti jeftinija i brža alternativa izradi velikog broja prototipova s različitim konstrukcijskim parametrima koji bi bili istraživani eksperimentalno.

Izrađeni simulacijski sustav sastoji se od dva podsustava: simulacijski model rashladnog sustava i simulacijski model rashladne kupke sa zalihom leda. Kao takav, podesan je za korištenje i za uvjete prisilne cirkulacije vode unutar rashladne kupke (upotrebom mješača), kao i za uvjete prirodne cirkulacije vode izazvane samo razlikom u temperaturama vode po volumenu. Za uvjete prisilne cirkulacije vode, u fazi hlađenja vode u PDT režimu, pokazalo se svrsishodnim zbog brzine simulacije (ali i dovoljnom točnim), korištenje samo simulacijskog modela rashladnog sustava. U fazi formiranja zalihe leda potrebno je koristiti oba navedena simulacijska podsustava koji rade naizmjenično i razmjenjuju podatke između sebe u svakom vremenskom koraku. Za simulaciju prirodne cirkulacije vode unutar rashladne kupke, potrebno je koristiti oba simulacijska podsustava tijekom cijelog procesa, što značajno povećava vrijeme potrebno za simulaciju.

Za potrebe vrednovanja simulacijskog sustava izrađen je prototip rashladnog uređaja na kojem su mijenjani neki utjecajni parametri te je izvršeno 6 različitih eksperimenata, pri radu premix rashladnog uređaja u PDT režimu. Parametri koji su mijenjani su temperatura okoline, masa punjenja, prirodna ili prisilna cirkulacija vode unutar rashladne kupke, kao i položaj ulaza radne tvari u isparivač (odozdo ili odozgo). Utvrđeno je da za predmetni ispitni uređaj: zadanu konfiguraciju rashladnog uređaja (zadani kompresor, adekvatni kondenzator, zadane gabarite rashladne kupke, zadanu masu zalihe leda i zadane dimenzije isparivača i kapilare), u uvjetima rada unutar okolišne temperature zraka od 24°C, pravilno punjenje propana kao odabrane radne tvari iznosi 170 grama. Kod tolikog punjenja pregrijanje radne tvari u isparivaču na kraju procesa spusti se na nulu, što znači da je granica suhozasićene pare dosegla kraj isparivača. Ovakva je ispitna konfiguracija prozvana nominalnom. Porast temperature okoline na 32°C, s istim punjenjem, utječe i na porast tlaka kondenzacije i na porast specifične potrošnje energije izražene u kWh po kg formirane zalihe leda. Masa zalihe leda, koja se formira u zadanom vremenu, opada. Granica suhozasićene pare dosegne kraj isparivača prije kraja procesa, i mokra para ulazi u usisni vod i kasnije u kućište kompresora koje je konstruirano na način da se u tom slučaju u najvećoj mogućoj mjeri izbjegne hidraulički udar. Dodavanjem 20 grama propana, čime se punjenje povećava na 190 grama, u uvjetima temperature okoline od 24°C, također povećava tlak kondenzacije u usporedbi s nominalnom konfiguracijom, ali ne u tolikoj mjeri kao povećanje temperature okoline na 32°C. Zanimljivo je da konfiguracija s punjenjem od 190 grama, proizvodi najveću zalihu leda u zadanom vremenu i ima najmanju specifičnu potrošnju energije po kg formiranog leda, premda i kod nje granica suhozasićene pare dosegne kraj isparivača puno prije kraja PDT-a, pa mokra para ulazi u usisni vod i kućište kompresora.

Međutim ako se uređaj s ovakvim punjenjem izloži okolini temperature 32°C, performanse se drastično pogoršavaju. Osjetno pada masa formirane zalihe leda unutar zadanog PDT-a a raste specifična potrošnja energije. Granica suhozasićene pare dosiže kraj isparivača još u fazi hlađenja vode. Tlak kondenzacije osjetno raste, i u fazi hlađenja vode, kad je toplinsko opterećenje isparivača najveće, dosiže vrijednosti koje premašuju razinu koje proizvođač kompresora deklarira kao dopuštenu. Provedena su još dva eksperimenta s nominalnom konfiguracijom (170 grama punjenje – 24°C temperatura okoline), ali s potpuno isključenim mješačem, što kod rada uređaja prisutnih na tržištu nije slučaj. Razlika između ova dva eksperimenta je bila samo u tome da li je ulaz radne tvari iz kapilare na dnu ili na vrhu isparivača. Ovaj naoko sporedni konstrukcijski parametar kod prirodne konvekcije igra veliku ulogu. Masa formirane zalihe leda u zadanom PDT-u kao i specifična potrošnja energije su približno iste za obje konfiguracije. Međutim, drastična je razlika u polju temperatura tijekom hlađenja vode i u obliku formirane zalihe leda. Konfiguracija s ulazom radne tvari odozdo formira puno veće gradijente temperature unutar rashladne kupke i ono što je za premix uređaj puno važnije: formira zalihu leda koja je u donjem dijelu puno deblja nego u gornjem dijelu rashladne kupke. To povećava opasnost od zaleđivanja napitaka unutar rashladnih zavojnica ili pak zahtijeva veće gabarite rashladne kade, a sve su to hendikepi koji ovu konfiguraciju isključuju iz ozbiljnije praktične upotrebe. Konfiguracija s ulazom radne tvari odozgo, proizvodi zalihu leda unutar zadanog PDT-a čija je masa veća nego što proizvodi nominalna konfiguracija, sa specifičnom potrošnjom energije koja je niža nego što je to za nominalnu konfiguraciju. Formirana zaliha leda ima ujednačenu debljinu što je posljedica malog gradijenta temperature unutar rashladne kupke, tijekom procesa hlađenja vode.

Vrednovanje simulacijskog modela provedeno je za 4 od 6 prethodno opisanih konfiguracija. Odbačene su kao nezanimljive konfiguracije 190 grama punjenja na temperaturi okoline od 32°C, kao i konfiguracija bez mješača s ulazom radne tvari odozdo. Vrednovanjem je utvrđeno dobro poklapanje simuliranih vrijednosti s izmjerenim vrijednostima, i to za veliku većinu parametara rashladnog procesa. Tako je za najbitniji parametar, kumulativnu energetska potrošnju utvrđeno negativno odstupanje simulacije od eksperimenta u granicama (-1,6%) – (-0,3%). Kod drugog bitnog parametra mase zalihe leda zabilježena su nešto veća odstupanja (-2,6%) – (+3%). Treba napomenuti da je od promatranih parametara najveće odstupanje utvrđeno kod vrijednosti temperature radne tvari na izlazu iz kompresora. Međutim, pošto je validacija simulacije ovog parametra uvedena više zbog kontrole simulacijskog sustava nego

zbog važnosti ovog parametra za optimizaciju energetske potrošnje, daljnja poboljšanja simulacijskog sustava nisu provedena u ovoj fazi istraživanja.

Izrađeni simulacijski model predstavlja dobar i pouzdan alat za provođenje optimizacije energetske potrošnje premix rashladnih uređaja. Glavni nedostatak simulacijskog sustava trenutno predstavlja vrijeme potrebno na provođenje simulacije, i to u fazi dok dva simulacijska podsustava rade naizmjenično. Za jedan vremenski korak potrebno je simulacijsko vrijeme od otprilike 35 s, koje uključuje otvaranje potrebnih programskih paketa te razmjenu i bilježenje podataka. Veličina vremenskog koraka koja omogućava nesmetani simulacijski proces bez divergencije rješenja je 0,2 s, iako u kasnijoj fazi procesa formiranja leda, kad nestacionarnosti nisu izražene, veličina vremenskog koraka se može povećati do vrijednosti 0,4 s. Proces s prirodnom konvekcijom zahtijeva upotrebu oba simulacijska podsustava za cijeli tijek procesa, s tim da veliki dio vremena simulacija ne trpi vremenski korak veći od 0,2 s.

Istraživanja u ovoj disertaciji načela su temu energetske učinkovitosti premix rashladnih uređaja. Pronađene su neke regulacijske mjere koje mogu utjecati na značajno smanjenje potrošnje energije. Utvrđeno je da je za dimenzioniranje snopa cijevi isparivača sa zalihom leda najbitniji konstrukcijski parametar razmak između osi susjednih cijevi u stupcu. Eksperimentalno je istražen utjecaj promjene mase punjenja radne tvari kao i utjecaj povećanja temperature okoline u kojoj je rashladni uređaj smješten. Izrađen je simulacijski sustav kojim se može istraživati utjecaj brojnih konstrukcijskih parametara na energetska učinkovitost premix rashladnih uređaja, a koji zbog vremenskih i volumenskih ograničenja nisu bili sadržaj ovog istraživanja. Od parametara koje bi svakako bilo interesantno istražiti u budućim istraživanjima treba navesti dimenzije isparivača, dimenzije kapilare i masu punjenja radne tvari. Međutim postoje i neki parametri čiji bi utjecaj na energetska efikasnost, bilo moguće istražiti uz nadogradnju simulacijskog modela rashladnog sustava. To su neki dijelovi rashladnih sustava čija ugradnja, uglavnom zbog cijene, trenutno nije uobičajena za premix rashladne uređaje. U tu grupu dijelova spadaju npr. spremnik ukapljene radne tvari, termoekspanzijski ili elektronički ekspanzijski ventil te kompresor s promjenjivim brojem okretaja.

Popis oznaka

A – površina [m^2]

A_o – ukupna vanjska površina kondenzatora [m^2]

A_i – vanjska površina cijevi kondenzatora [m^2]

A_{mush} – konstanta “kašaste” zone [$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$]

B – širina [m]

c – specifični toplinski kapacitet [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

d – promjer cijevi [m]

f – bezdimenzijski koeficijent trenja [-]

FC – faktor masenog protoka kroz kapilaru [-]

FM – faktor masenog protoka kroz kompresor [-]

FP – faktor snage [-]

Fr – Froudeov broj [-]

g – gravitacijsko ubrzanje [m s^{-2}]

G_1 – bezdimenzijski eksponent [-]

G_2 – bezdimenzijski eksponent [-]

h – specifična entalpija radne tvari u isparivaču [J kg^{-1}]

hc – specifična entalpija radne tvari u kondenzatoru [J kg^{-1}]

H – entalpija [J]

H_c – visina kondenzatora [m]

hl – visina kapljevine u cijevi isparivača [m]

\overline{hl} – bezdimenzijski parametar visine kapljevine [-]

I – jakost struje [A]

JP – bezdimenzijski faktor kondenzatora [-]

j_2 – korekcijski Colburnov bezdimenzijski faktor [-]

j_4 – Colburnov bezdimenzijski faktor [-]

m – masa [kg]

mc – korekcijski faktor za pravokutni raspored cijevi kondenzatora [-]

\dot{m} – maseni protok [kg s^{-1}]

\overline{m} – gustoća masenog protoka [$\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-2}$]

M – molekularna masa [-]

n_f – broj lamela kondenzatora [-]

n_h – broj redova cijevi kondenzatora u jednom stupcu [-]

ncv – broj kontrolnih volumena isparivača [-]

p – tlak [Pa]

P – snaga [W]

Pr – Prandtlov broj [-]

\dot{q} – gustoća toplinskog toka [$W\ m^{-2}$]

\dot{Q} – toplinski tok [W]

r – specifična toplina isparivanja radne tvari [$J\ kg^{-1}$]

Re – Reynoldsov broj [-]

t – vrijeme [s]

t_f – debljina lamele kondenzatora [m]

T – temperatura [K]

U – unutarnja energija [J]

U_{el} – električni napon [V]

$U(Q)$ – mjerna nesigurnost toplinskog toka [W]

V – volumen [m^3]

\dot{V} – volumni protok [$m^3\ s^{-1}$]

w – brzina [$m\ s^{-1}$]

wc – brzina radne tvari u kondenzatoru [$m\ s^{-1}$]

We – Weberov broj [-]

x – duljinska dimenzija [m]

xc – maseni udio pare u kondenzatoru [-]

\dot{x} – maseni udio pare u isparivaču [-]

X_n - granica bujičastog strujanja

Grčka slova

α – koeficijent prijelaza topline [$W\ m^{-2}\ K^{-1}$]

β – udio kapljevine u “kašastoj” zoni [-]

γ – faktor podrelaksacije [-]

δ – debljina sloja kapljevine u isparivaču [m]

ε – volumni udio pare [-]
 Δh – latentna toplina [J kg^{-1}]
 Δt – vremenski korak [s]
 ΔT – razlika temperatura [K]
 Δx – duljina kontrolnog volumena isparivača [m]
 σ – površinska napetost [N m^{-1}]
 λ – toplinska vodljivost [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
 μ – dinamička viskoznost [Pa s]
 $\pi_1 - \pi_8$ – bezdimenzijski parametri Buchinghamovog teorema [-]
 ρ – gustoća [kg m^{-3}]
 η – stupanj djelovanja [-]
 θ – kut [-]
 Θ – kut nagiba cijevi isparivača [-]
 Ψ – korekcijski factor za pravokutni raspored cijevi kondenzatora [-]
 ϕ – bezdimenzijski parametar kondenzatora [-]
 η_f – stupanj iskorištenja kružne lamele kondenzatora [-]
 η_{co} – stupanj iskorištenja vanjske površine kondenzatora [-]
 χ – korekcijski factor za pravokutni raspored cijevi kondenzatora [-]

Indeksi

a – zrak
 ai – zrak na ulazu u kondenzator
 ao – zrak na izlazu iz kondenzatora
 c – kondenzator
 cap – kapilara
 co – vanjska stijenka kućišta kompresora
 com – kompresor
 cb – konvektivno vrenje
 ci – unutarnja površina kućišta kompresora

cin – ulaz u kondenzator
co – vanjska površina kućišta kompresora
cout – izlaz iz kondenzatora
crit – granični
cu – bakrena cijev
d – promjer
dl – tlačna cijev unutar kućišta kompresora
dlo – vanjska površina tlačne cijevi unutar kućišta kompresora
dry – suho
e – isparivač
ein – ulaz isparivača
ekv – ekvivalentni
el – električni
eout – izlaz isparivača
g – para
gen – generirano
i – oznaka kontrolnog volumena isparivača
in – unutra
ic – unutarnja stijenka kondenzatora
ice – led
ie – unutarnja stijenka isparivača
in – stanje na ulazu
j – oznaka kontrolnog volumena kondenzatora
l – kapljevina
m – metalno kućište kompresora
max – maximum
mf – magličasto strujanje
min – minimum
mj – mjereno
nb – mjehuričasto vrenje
out – van
oc – vanjska stijenka kondenzatora
oe – vanjska stijenka isparivača
ol – ulje

out – stanje na izlazu
p – konstantni tlak
ref – referentno
s – krutina
sg – suhozasićena para
sim – simulirano
strat - sloj
sens – osjetno
w – voda
wavy – valovito
wc – stijenka kondenzatora
we – stijenka isparivača
wet – okvašena površina

Kratice

2D – dvodimenzionalni
3D – trodimenzionalni
IBR – (engl. Ice bank relay), elektronički regulator debljine leda na isparivaču
PCM – (engl. Phase change material), tvar koja mijenja svoje agregatno stanje i pri tome preuzima ili predaju latentnu toplinu
PDT – (engl. Pull down time), inicijalno vrijeme potrebno da premix uređaj ohladi vodu u rashladnoj kupki i formira inicijalnu masu zalihe leda
UDF – (engl. User defined function), korisnički definirana funkcija

Reference

- [1] European Commission, “Laying down ecodesign requirements for electronic displays pursuant to Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council, amending Commission Regulation (EC) No 1275/2008 and repealing Commission Regulation (EC) No 642/2009,” *Off. J. Eur. Union*, vol. 2021, no. 642, pp. 241–266, 2019, [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/reg/2019/2019/oj>.
- [2] European Commission, “Commission Regulation (EU) No 206/2012 of 6 March 2012 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for air conditioners and comfort fans,” *Off. J. Eur. Union*, vol. L, no. 72, pp. 7–27, 2012, [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/reg/2012/206/oj>.
- [3] ANSI/ASHRAE, “Standard 32.2-2018 -- Methods of Testing for Rating Premix and Postmix Beverage Dispensing Equipment,” 2018.
- [4] M. A. Ezan, E. Ozcan Doganay, F. E. Yavuz, and I. H. Tavman, “A numerical study on the usage of phase change material (PCM) to prolong compressor off period in a beverage cooler,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 142, pp. 95–106, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.032.
- [5] S. Bista, S. E. Hosseini, E. Owens, and G. Phillips, “Performance improvement and energy consumption reduction in refrigeration systems using phase change material (PCM),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 142, pp. 723–735, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.068.
- [6] M. Mastani Joybari, F. Haghghat, J. Moffat, and P. Sra, “Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review,” *Energy Build.*, vol. 106, pp. 111–124, 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.06.016.
- [7] R. Ben-Abdallah *et al.*, “Experimental investigation of the use of PCM in an open display cabinet for energy management purposes,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 198, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111909.
- [8] F. A. Alzuwaid, Y. T. Ge, S. A. Tassou, and J. Sun, “The novel use of phase change materials in an open type refrigerated display cabinet: A theoretical investigation,” *Appl. Energy*, vol. 180, pp. 76–85, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.07.088.
- [9] F. Alzuwaid, Y. T. Ge, S. A. Tassou, A. Raeisi, and L. Gowreesunker, “The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: An experimental investigation,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, pp. 770–778, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.028.
- [10] X. Wu, W. Li, Y. Wang, Z. Chang, C. Wang, and C. Ding, “Experimental investigation of the performance of cool storage shelf for vertical open refrigerated display cabinet,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 110, pp. 789–795, 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.071.
- [11] M. Berdja, A. Hamid, C. M’ahmed, and O. Sari, “Novel approach to optimize the dimensions of phase change material thermal storage heat exchanger in refrigeration systems,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 43, no. 1, pp. 231–242, 2019, doi: 10.1002/er.4254.
- [12] M. M. Farid, A. M. Khudhair, S. A. K. Razack, and S. Al-Hallaj, “A review on phase change energy storage: materials and applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 9, pp. 1597–1615, 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.09.015>.
- [13] P. Tatsidjodoung, N. Le Pierrès, and L. Luo, “A review of potential materials for thermal energy storage in building applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 18, pp. 327–349, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.025>.
- [14] E. Borri, J. Y. Sze, A. Tafone, A. Romagnoli, Y. Li, and G. Comodi, “Experimental and numerical characterization of sub-zero phase change materials for cold thermal

- energy storage,” *Appl. Energy*, vol. 275, p. 115131, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115131>.
- [15] X. Zhang, Q. Shi, L. Luo, Y. Fan, Q. Wang, and G. Jia, “Research Progress on the Phase Change Materials for Cold Thermal Energy Storage,” *Energies*, vol. 14, no. 24, 2021, doi: 10.3390/en14248233.
- [16] I. Dincer and M. Rosen, *Thermal Energy Storage; Systems and Applications*. London: John Wiley & Sons, 2010.
- [17] S. I. Finer, A. C. Cleland, and S. J. Lovatt, “Simple mathematical model for predicting the transient behaviour of an ice-bank system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 16, no. 5, pp. 312–320, 1993, doi: 10.1016/0140-7007(93)90003-Q.
- [18] C. Tangthieng, “Effect of tube diameter on the specific energy consumption of the ice making process,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 5, pp. 701–707, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.002.
- [19] A. Ereğ and M. A. Ezan, “Experimental and numerical study on charging processes of an ice-on-coil thermal energy storage system,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 31, no. 2, pp. 158–176, 2007, doi: 10.1002/er.1240.
- [20] B. A. Habeebullah, “An experimental study on ice formation around horizontal long tubes,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 5, pp. 789–797, 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.12.007.
- [21] A. Abhishek *et al.*, “Comparison of the performance of ice-on-coil LTES tanks with horizontal and vertical tubes,” *Energy Build.*, vol. 183, pp. 45–53, 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2018.10.034.
- [22] A. A. Altohamy, M. F. Abd Rabbo, R. Y. Sakr, and A. A. A. Attia, “Effect of water based Al₂O₃ nanoparticle PCM on cool storage performance,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 84, pp. 331–338, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.03.066.
- [23] Y. Tian and C. Y. Zhao, “A numerical investigation of heat transfer in phase change materials (PCMs) embedded in porous metals,” *Energy*, vol. 36, no. 9, pp. 5539–5546, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.07.019>.
- [24] H. Jannesari and N. Abdollahi, “Experimental and numerical study of thin ring and annular fin effects on improving the ice formation in ice-on-coil thermal storage systems,” *Appl. Energy*, vol. 189, pp. 369–384, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.12.064.
- [25] J. Vogel and M. Johnson, “Natural convection during melting in vertical finned tube latent thermal energy storage systems,” *Appl. Energy*, vol. 246, pp. 38–52, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.011>.
- [26] S. T. W. Kuruneru, K. Vafai, E. Sauret, and Y. Gu, “Application of porous metal foam heat exchangers and the implications of particulate fouling for energy-intensive industries,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 228, p. 115968, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.ces.2020.115968.
- [27] B. V. S. Dinesh and A. Bhattacharya, “Effect of foam geometry on heat absorption characteristics of PCM-metal foam composite thermal energy storage systems,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 134, pp. 866–883, May 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.095.
- [28] A. Ghahremannezhad, H. Xu, M. R. Salimpour, P. Wang, and K. Vafai, “Thermal performance analysis of phase change materials (PCMs) embedded in gradient porous metal foams,” *Appl. Therm. Eng.*, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115731.
- [29] K. Sasaguchi, K. Kusano, and R. Viskanta, “A numerical analysis of solid-liquid phase change heat transfer around a single and two horizontal, vertically spaced cylinders in a rectangular cavity,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 6, pp. 1343–1354, 1997, doi:

- 10.1016/S0017-9310(96)00210-4.
- [30] K. Sasaguchi and R. Viskanta, “AN EXPERIMENTAL STUDY OF SIMULTANEOUS MELTING AND SOLIDIFICATION AROUND TWO HORIZONTAL, VERTICALLY SPACED CYLINDERS,” *Exp. Heat Transf.*, vol. 1, no. 3, pp. 223–236, 1987, doi: 10.1080/08916158708946343.
- [31] E. Buyruk, A. Fertelli, and N. Sonmez, “Numerical investigation for solidification around various cylinder geometries,” *J. Sci. Ind. Res. (India)*, vol. 68, no. 2, pp. 122–129, 2009, [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-68849128229&partnerID=40&md5=5749ee2c06b2c65fed913a1e8bc90856>.
- [32] N. SÖNMEZ, E. BUYRUK, and A. FERTELLİ, “An investigation of ice formation around cylinders in cooling storage tank,” *Stroj. časopis za Teor. i praksu u Stroj.*, vol. 51, no. 5, pp. 449–458, 2009.
- [33] S. S. M. Ajarostaghi, S. Poncet, K. Sedighi, and M. A. Delavar, “Influence of coil geometrical parameters on the solidification process in an ice on coil cold storage system,” in *Refrigeration Science and Technology*, 2019, vol. 2019-Augus, pp. 3278–3285, doi: 10.18462/iir.icr.2019.0068.
- [34] A. Fertelli, G. Günhan, and E. Buyruk, “Numerical investigation of effect of the position of the cylinder on solidification in a rectangular cavity,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 53, no. 2, pp. 687–704, 2017, doi: 10.1007/s00231-016-1842-1.
- [35] Y.-C. Shih and H. Chou, “Numerical study of solidification around staggered cylinders in a fixed space,” *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 48, no. 3, pp. 239–260, 2005, doi: 10.1080/10407780590945579.
- [36] M. Sugawara and H. Beer, “Numerical analysis for freezing/melting around vertically arranged four cylinders,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 45, no. 9, pp. 1223–1231, 2009, doi: 10.1007/s00231-009-0492-y.
- [37] K. Pakzad, S. S. M. Ajarostaghi, and K. Sedighi, “Numerical simulation of solidification process in an ice-on-coil ice storage system with serpentine tubes,” *SN Appl. Sci.*, vol. 1, no. 10, 2019, doi: 10.1007/s42452-019-1316-4.
- [38] T. V Vu, A. V Truong, N. T. B. Hoang, and D. K. Tran, “Numerical investigations of solidification around a circular cylinder under forced convection,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 30, no. 11, pp. 5019–5028, 2016, doi: 10.1007/s12206-016-1021-9.
- [39] T. V Vu and J. C. Wells, “Numerical simulations of solidification around two tandemly-arranged circular cylinders under forced convection,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 89, pp. 331–344, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.11.007>.
- [40] G. Ding, “Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 7, pp. 1119–1133, 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.02.001>.
- [41] F. Q. Wang, G. G. Maidment, J. F. Missenden, and R. M. Tozer, “A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 5, pp. 887–903, 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.10.010>.
- [42] C. J. L. Hermes and C. Melo, “A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 8, pp. 1341–1357, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.04.003.
- [43] B. Pavković, “Matematičko modeliranje termoenergetskih sustava s dizalicama topline pri promjenjivim uvjetima rada,” Sveučilište u Rijeci, 1999.
- [44] W. E. Murphy and V. W. Goldschmidt, “CYCLING CHARACTERISTICS OF A RESIDENTIAL AIR CONDITIONER-MODELING OF SHUTDOWN TRANSIENTS,” in *ASHRAE Transactions*, 1986, vol. 92, no. pt 1A, pp. 186–202.

- [45] J. Jabardo, W. Mamani, and M. R. Ianella, “Modeling experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor,” *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 8, pp. 1157–1172, 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(02)00002-6.
- [46] M. W. Browne and P. K. Bansal, “Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers,” *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 5, pp. 597–610, 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00060-3.
- [47] P. G. Jolly, C. P. Tso, Y. W. Wong, and S. M. Ng, “Simulation and measurement on the full-load performance of a refrigeration system in a shipping container,” *Int. J. Refrig.*, vol. 23, no. 2, pp. 112–126, 2000, doi: 10.1016/S0140-7007(99)00044-4.
- [48] C. Zhang and G. Ding, “Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube,” *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 1, pp. 17–24, 2004, doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(03\)00117-8](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(03)00117-8).
- [49] B. P. Rasmussen, “Dynamic modeling for vapor compression systems-Part I: Literature review,” *HVAC R Res.*, vol. 18, no. 5, pp. 934–955, 2012, doi: 10.1080/10789669.2011.582916.
- [50] W. F. Stoecker, “Stoecker, W. F., “Industrial refrigeration handbook.” McGraw-Hill, New York, 2006, [Online]. Available: <http://www.accessengineeringlibrary.com/html/viewbookdetails.asp?catid=D&bookid=2000aed6>.
- [51] Y. Chen, E. A. Groll, and J. E. Braun, “Modeling of hermetic scroll compressors: Model validation and application,” *HVAC R Res.*, vol. 10, no. 3, pp. 307–329, 2004, doi: 10.1080/10789669.2004.10391106.
- [52] O. Al-Hawaj, “Theoretical modeling of sliding vane compressor with leakage,” *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 7, pp. 1555–1562, 2009, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.07.005.
- [53] G. A. Longo and A. Gasparella, “Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor,” *Int. J. Refrig.*, vol. 26, no. 6, pp. 681–689, 2003, doi: 10.1016/S0140-7007(03)00024-0.
- [54] K. J. John Samuel, R. Thundil Karuppa Raj, and G. Edison, “An Overview of Parameters Influencing the Performance of Hermetic Reciprocating Compressor for Domestic Applications,” *Int. J. Air-Conditioning Refrig.*, vol. 26, no. 4, 2018, doi: 10.1142/S2010132518300033.
- [55] M. C. Diniz, C. J. L. Hermes, and C. J. Deschamps, “Transient simulation of small-capacity reciprocating compressors in on-off controlled refrigerators [Simulation transitoire de compresseurs à piston de faible puissance dans les réfrigérateurs commandés par tout ou rien],” *Int. J. Refrig.*, vol. 102, pp. 12–21, 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.03.005.
- [56] L.-X. Zhao, C.-L. Zhang, and B. Gu, “Neural-Network-Based polynomial correlation of Single- and Variable-Speed compressor performance,” *HVAC R Res.*, vol. 15, no. 2, pp. 255–268, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390836.
- [57] A. K. Al-Nadawi, *Distributed parameters modeling for heat exchangers using pure and zeotropic blend refrigerants*. 2020.
- [58] O. Sarfraz, C. Bach, and C. Bradshaw, “A literature review of numerical modeling techniques for vapor compression systems with focus on heat exchanger modeling,” *Int. Refrig. Air Cond. Conf. Purdue, USA*, 2018.
- [59] P. Techarungpaisan, S. Theerakulpisut, and S. Priprem, “Modeling of a split type air conditioner with integrated water heater,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 4, pp. 1222–1237, 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2006.10.012.
- [60] H. Jin and J. D. Spitler, “A parameter estimation based model of water-to-water heat pumps for use in energy calculation programs,” in *ASHRAE Transactions*, 2002, vol. 108 PART 1, pp. 3–17, [Online]. Available:

- <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-17544392169&partnerID=40&md5=4893585f8a1bcfef37696ba4a955d866>.
- [61] L. A. Tagliafico, F. Scarpa, and G. Tagliafico, “A compact dynamic model for household vapor compression refrigerated systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 35, no. 1, pp. 1–8, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.08.005.
- [62] B. Li and A. G. Alleyne, “A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations,” *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 3, pp. 538–552, 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011.
- [63] M. Willatzen, N. B. O. L. Pettit, and L. Ploug-Sørensen, “A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: Moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange,” *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 5, pp. 398–403, 1998, doi: 10.1016/S0140-7007(97)00091-1.
- [64] P. A. Domanski, “An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one-dimensional air distribution,” *NISTIR*, no. 4133, 1989.
- [65] P. A. Domanski, “Finned-tube evaporator model with a visual interface,” *20th Int. Congr. Refrig.*, pp. 1–7, 1999.
- [66] I. W. Eames, A. Milazzo, and G. G. Maidment, “Modelling thermostatic expansion valves,” *Int. J. Refrig.*, vol. 38, pp. 189–197, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.06.010>.
- [67] M. Rasti and J. H. Jeong, “A generalized continuous empirical correlation for the refrigerant mass flow rate through adiabatic straight and helically coiled capillary tubes,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, pp. 450–460, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.124.
- [68] C. Park, Y. Jang, Y. Kim, and Y. Lee, “An empirical correlation of refrigerant flow rate through coiled capillary tubes,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, vol. 31, no. 1, pp. 91–98, 2007, doi: 10.3795/KSME-B.2007.31.1.091.
- [69] C. L. Zhang and G. L. Ding, “Modified general equation for the design of capillary tubes,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 123, no. 4, pp. 914–919, 2001, doi: 10.1115/1.1411970.
- [70] O. García-Valladares, “Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 4, pp. 642–653, 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.08.015>.
- [71] T. W. Furlong and D. P. Schmidt, “A comparison of homogenous and separated flow assumptions for adiabatic capillary flow,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 48, pp. 186–193, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.05.007.
- [72] L. Yang and W. Wang, “A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 2, pp. 197–203, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.06.012.
- [73] C. J. L. Hermes, C. Melo, and J. M. Gonçalves, “Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive experimental validation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 8, pp. 1358–1367, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.04.002.
- [74] T. L. Bergman, A. S. Lavine, and F. P. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*. John Wiley & Sons, Incorporated, 2011.
- [75] D. Mađerić, B. Pavković, and K. Lenić, “An experimental research on energy efficiency of a beverage cooler with the latent heat storage,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.026.
- [76] D. Mađerić, B. Pavković, B. Delač, and Z. Čarija, “Impact of the pipe row spacing on the capacity of ice bank formed in a volume-limited water bath,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 30, p. 101254, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101254>.

- [77] IEC, “International standard IEC 60335-2-89 Household and similar electrical appliances – Safety – Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or motor-compressor,” 2019.
- [78] CEN-CENELEC, “Hrvatska norma HR EN 378-1; Rashladni sustavi i dizalice topline – Zahtjevi s obzirom na sigurnost i okoliš – 1. dio: Osnovni zahtjevi, definicije, razredba i kriteriji odabira (EN 378-1:2016+A1:2020),” 2020.
- [79] A. Kumar, M.-R. Chen, J.-H. Wu, K.-S. Hung, L.-K. Su, and C.-C. Wang, “Heat Transfer Performance of R-1234ze(E) with the Effect of High-Viscosity POE Oil on Enhanced GEWA-B5H Tube,” *Processes*, vol. 9, no. 12, 2021, doi: 10.3390/pr9122285.
- [80] H. Li and P. Hrnjak, “Effect of Lubricant on Two-phase Refrigerant Distribution in Microchannel Evaporator,” *SAE Int. J. Mater. Manuf.*, vol. 6, no. 3, pp. 567–575, Mar. 2013, [Online]. Available: <http://www.jstor.org/stable/26268552>.
- [81] E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, and M. . McLinden, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP.” National Institute of Standards and Technology (NIST), Gaithersburg, 2018.
- [82] Z. Chen and W. Lin, “Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 14, no. 6, pp. 329–335, 1991, doi: [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(91\)90028-F](https://doi.org/10.1016/0140-7007(91)90028-F).
- [83] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, “Heat transfer in automobile radiators of the tubular type,” *Univ. Calif. Publ. Eng.*, vol. 2, no. 13, pp. 443–461, 1930.
- [84] V. D. I. Gesellschaft, *VDI Heat Atlas*. Springer Berlin Heidelberg, 2010.
- [85] O. Zürcher, D. Favrat, and J. R. Thome, “Development of a diabatic two-phase flow pattern map for horizontal flow boiling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 2, pp. 291–301, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00146-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00146-6).
- [86] S. Z. Rouhani and E. Axelsson, “Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 13, no. 2, pp. 383–393, 1970.
- [87] D. Biberg, “An explicit approximation for the wetted angle in two_Phase stratified pipe flow,” *Can. J. Chem. Eng.*, vol. 77, pp. 1221–1224, 1999.
- [88] N. Kattan, J. R. Thome, and D. Favrat, “Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1—Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map,” *J. Heat Transfer*, vol. 120, no. 1, pp. 140–147, Feb. 1998, doi: 10.1115/1.2830037.
- [89] M. G. Cooper, “SATURATION NUCLEATE POOL BOILING - A SIMPLE CORRELATION,” in *The Institution of Chemical Engineers Symposium Series*, H. C. Simpson, G. F. Hewitt, D. Boland, T. R. Bott, B. N. Furber, W. B. Hall, P. J. Heggs, P. N. Rowe, E. A. D. Saunders, and D. B. B. T.-F. U. K. N. C. on H. T. Spalding, Eds. Pergamon, 1984, pp. 785–793.
- [90] C. D. Pérez-Segarra, J. Rigola, M. Sòria, and A. Oliva, “Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 4, pp. 579–593, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.09.014>.
- [91] E. Navarro, E. Granryd, J. F. Urchueguía, and J. M. Corberán, “A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 7, pp. 1254–1265, 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.02.006>.
- [92] D. Ndiaye and M. Bernier, “Dynamic model of a hermetic reciprocating compressor in on-off cycling operation (Abbreviation: Compressor dynamic model),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 8, pp. 792–799, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.12.007>.

- [93] S. Porkhial, B. Khastoo, and M. R. Modarres Razavi, "Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, no. 12, pp. 1391–1402, 2002, doi: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00046-7](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00046-7).
- [94] W. P. D. Fernando, H. Han, B. Palm, E. Granryd, and P. Lundqvist, "The Solubility of Propane (R290) with Commonly Used Compressor Lubrication Oils," in *Compressors and Their Systems*, 2003, vol. 4, pp. 157–166.
- [95] W. A. Meyer and H. D. Thompson, "An analytical model of heat transfer to the suction gas in a low-side hermetic refrigeration compressor," *Int. Compress. Conf.*, pp. 898–907, 1990.
- [96] S. W. Churchill and M. Bernstein, "A Correlating Equation for Forced Convection From Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow," *J. Heat Transfer*, vol. 99, no. 2, pp. 300–306, 1977, doi: 10.1115/1.3450685.
- [97] P. K. Swamee and A. K. Jain, "EXPLICIT EQUATIONS FOR PIPE-FLOW PROBLEMS," *ASCE J Hydraul Div*, vol. 102, no. 5, pp. 657–664, 1976, [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0016889962&partnerID=40&md5=c00053a259229ca092366a82ccf76ad4>.
- [98] M. M. Shah, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 22, no. 4, pp. 547–556, 1979, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90058-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9).
- [99] Y. Camaraza-Medina, Á. M. Rubio-Gonzales, O. M. Cruz-Fonticiella, O. F. García-Morales, R. Vizcón-Toledo, and R. Quiza-Sardiñas, "Simplified analysis of heat transfer through a finned tube bundle in air cooled condenser-second assessment," *Math. Model. Eng. Probl.*, vol. 5, no. 4, pp. 365–372, 2018, doi: 10.18280/mmep.050413.
- [100] A. H. Tarrad, D. S. Khudor, and M. Abdul Wahed, "A Simplified Model for the Prediction of Thermal Performance for Cross Flow Air Cooled Heat Exchanger With a New Air Side Thermal Correlation", *Eng. Dev. J*, vol. 12, no. 3, pp. 88–119, 2008.
- [101] F. C. McQuiston and J. D. Parker, "Heating, ventilating and air conditioning - Analysis and design," *Heating, Vent. Air Cond.*, 1994.
- [102] T. Perrotin and D. Clodic, "Fin efficiency calculation in enhanced fin-and-tube heat exchangers in dry conditions," *Int. Congr. Refrig.*, 2003.
- [103] S. Sulaimon, H. Nasution, A. A. Aziz, A.-H. Abdul-Rahman, and A. N. Darus, "Taguchi method for development of mass flow rate correlation using hydrocarbon refrigerant mixture in capillary tube," *J. Eng. Technol. Sci.*, vol. 46 B, no. 2, pp. 141–151, 2014, doi: 10.5614/j.eng.technol.sci.2014.46.2.2.
- [104] J. D. Hoffman, "Numerical Methods for Engineers and Scientists," 1992.
- [105] C. G. Broyden, "A class of methods for solving nonlinear simultaneous equations," *Math. Comput.*, vol. 19, no. 92, pp. 577–593, 1965, doi: 10.1090/S0025-5718-1965-0198670-6.
- [106] P. C. Carman, "Fluid flow through granular beds," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 75, pp. S32–S48, 1997, doi: [https://doi.org/10.1016/S0263-8762\(97\)80003-2](https://doi.org/10.1016/S0263-8762(97)80003-2).
- [107] A. Faghri and Y. Zhang, *Transport Phenomena in Multiphase Systems*. 2006.
- [108] V. R. Voller and C. Prakash, "A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 8, pp. 1709–1719, 1987, doi: 10.1016/0017-9310(87)90317-6.
- [109] V. R. Voller and C. R. Swaminathan, "General source-based method for solidification phase change," *Numer. Heat Transf. Part B Fundam.*, vol. 19, no. 2, pp. 175–189, 1991, doi: 10.1080/10407799108944962.
- [110] J. Vogel and A. Thess, "Validation of a numerical model with a benchmark experiment for melting governed by natural convection in latent thermal energy storage," *Appl.*

- Therm. Eng.*, vol. 148, pp. 147–159, 2019, doi:
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.032>.
- [111] B. Gebhart and J. C. Mollendorf, “A new density relation for pure and saline water,” *Deep. Res.*, vol. 24, no. 9, pp. 831–848, 1977, doi: 10.1016/0146-6291(77)90475-1.
- [112] D. Mađerić, Z. Čarija, B. Pavković, and B. Delač, “Experimental and numerical study on water ice forming on pipe columns in a limited-volume storage,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 194, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117080.
- [113] K. Sasaguchi, K. Kusano, and H. Kitagawa, “Solid/liquid Phase Change Heat Transfer Around Two Horizontal, Vertically Spaced Cylinders (An Experimental Study on the Effect of Density Inversion of Water),” *Trans. Japan Soc. Mech. Eng. Ser. B*, vol. 61, no. 581, pp. 208–214, 1995, doi: 10.1299/kikaib.61.208.

Popis tablica

Tablica 1. Skraćeni popis provedenih testiranja na odabranom premix rashladnom uređaju..	23
Tablica 2. Zbirni rezultati istraživanja	27
Tablica 3. Opis mjernih osjetnika rashladnog kruga.....	36
Tablica 4. Bitne tehničke karakteristike kompresora	51
Tablica 5. Bitne tehničke karakteristike kondenzatora	57
Tablica 6. Referentne vrijednosti gustoće u ovisnosti o temperaturi	75
Tablica 7. Referentne vrijednosti svojstava fluida u ovisnosti o temperaturi	76
Tablica 8. Masa leda i potrošnja energije za pojedine konfiguracije rashladnog uređaja.....	101

Popis slika

Slika 1. Presjek kupke rashladnog uređaja za hlađenje pića	3
Slika 2. Presjek premix rashladnog uređaja i funkcionalna shema kompletnog sustava istakanja.....	4
Slika 3. Osjetnici IBR-a i princip rada [75]	24
Slika 4. Površina poprečnog presjeka zalihe leda u ovisnosti o relativnom razmaku cijevi (x/d) u odabranim trenucima vremena [76]	28
Slika 5. Toplinski tokovi za pojedine cijevi u stupcu (promjer cijevi 10 mm) [76]	29
Slika 6. Zavojnica isparivača	31
Slika 7. Ilustracija komunikacije dva simulacijska podsustava	32
Slika 8. Transparentni model ispitnog uzorka.....	33
Slika 9. Ispitni uzorak premix rashladnog uređaja	34
Slika 10. Transparentni model rashladne kupke s isparivačem	35
Slika 11. Rashladni krug	37
Slika 12. Detalj izvedbe mjernog mjesta temperature.....	38
Slika 13. Shematski prikaz međuovisnosti bitnih parametara unutar rashladnog sustava [82]	41
Slika 14. Promjene režima strujanja radne tvari prilikom isparivanja uzduž horizontalne cijevi isparivača [84]	42
Slika 15. Geometrijska analiza strujanja kapljevine i pare kroz cijev isparivača [85].....	43
Slika 16. Oblici razdjelnih površina između kapljevine i pare radne tvari unutar cijevi isparivača [85]	48
Slika 17. Podjela cijevi isparivača na kontrolne volumene.....	50
Slika 18. Model hermetičkog kompresora s prozirnim kućištem.....	53
Slika 19. Podjela cijevi kondenzatora na kontrolne volumene	59
Slika 20. Osnovne dimenzije kondenzatora	62
Slika 21. Dimenzije pravokutnog rasporeda cijevi i lamela kondenzatora	64
Slika 22. Gustoća vode kao funkcija temperature [112]	75
Slika 23. Mreža kontrolnih volumena na validiranom modelu rashladne kupke [112]	77
Slika 24. Detalj gušće mreže kontrolnih volumena oko cijevi [112]	77
Slika 25. Utjecaj broja kontrolnih volumena na rezultate simulacije [112].....	78
Slika 26. Osmina rashladne kupke s isparivačem	79
Slika 27. Domena ispitnog uzorka podijeljena na kontrolne volumene.....	80
Slika 28. Usporedba mase leda dobivene simulacijom sa masom leda izmjerenom eksperimentom (inicijalna temperatura vode 24 °C)[112]	81
Slika 29. Usporedba mase leda dobivene simulacijom sa masom leda izmjerenom eksperimentom (inicijalna temperatura vode 4°C) [76].....	82
Slika 30. Usporedba mjerenih i simuliranih temperatura vode [112]	83
Slika 31. Usporedba simuliranih (crvene linije) i realnih (snimka) profila zalihe leda [112]..	83
Slika 32. Usporedba simuliranih i mjerenih toplinskih tokova za a) cijevi 1-3, b) cijevi 2-4, c) cijevi 5-7, d) cijevi 6-8 [112]	85
Slika 33. Temperatura rashladne kupke s uključenim mješačem.....	87
Slika 34. Izračunati toplinski dobici rashladne kupke s uključenim mješačem	88
Slika 35. Temperatura rashladne kupke s isključenim mješačem	88
Slika 36. Tlakovi isparivanja i kondenzacije te odgovarajuće temperature	89
Slika 37. Vrijednosti padova tlaka kroz kondenzator i isparivač	90
Slika 38. Dijagram temperatura	91
Slika 39. Pregrijanje radne tvari	92
Slika 40. Zaliha leda nominalne konfiguracije rashladnog uređaja	93
Slika 41. Maseni protoci radne tvari kroz kapilaru i kroz kompresor.....	94

Slika 42. Maseni protok radne tvari kroz kapilaru u vremenu nakon isključenja kompresora	94
Slika 43. Dijagram električnih veličina	95
Slika 44. Usporedne vrijednosti snage kompresora dobivene mjerenjem i korištenjem funkcijske karakteristike	96
Slika 45. Usporedne vrijednosti masenog protoka kroz kompresor.....	97
Slika 46. Usporedne vrijednosti masenog protoka kroz kapilaru.....	98
Slika 47. Proračunati rashladni učinak	99
Slika 48. Toplinski tok predan na kondenzatoru.....	100
Slika 49. Usporedba temperatura T7 za različite konfiguracije rashladnog uređaja.....	102
Slika 50. Usporedba tlakova kondenzacije i isparivanja za različite konfiguracije	103
Slika 51. Usporedba temperatura kondenzacije i isparivanja za različite konfiguracije.....	103
Slika 52. Usporedba jakosti struje koju troši kompresor za odabrane konfiguracije	104
Slika 53. Usporedba masenih protoka za konfiguracije s 170 grama punjenjem.....	104
Slika 54. Usporedba temperatura pregrijanja za različite konfiguracije	105
Slika 55. Temperature vode – bez mješača-ulaz radne tvari odozdo	106
Slika 56. Tlakovi i temperature isparavanja i kondenzacije.....	107
Slika 57. Oblik zalihe leda – bez mješača, ulaz radne tvari odozdo	108
Slika 58. Dijagram temperatura vode unutar rashladne kupke	109
Slika 59. Oblik zalihe leda – bez mješača, ulaz kapilare u isparivač odozgo	109
Slika 60. Dijagram temperatura radne tvari i temperatura zraka za hlađenje kondenzatora..	110
Slika 61. Dijagram tlakova i temperatura isparivanja i kondenzacije.....	110
Slika 62. Usporedba rashladnih učinka za konfiguracije s i bez mješača	111
Slika 63. Usporedba tlakova isparivanja i kondenzacije (konfiguracija 170-24)	113
Slika 64. Maseni protok kroz kompresor (konfiguracija 170-24).....	114
Slika 65. Masa zalihe leda (konfiguracija 170-24)	114
Slika 66. Usporedba odabranih temperatura (konfiguracija 170-24).....	116
Slika 67. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 170-24)	117
Slika 68. Usporedba tlakova (konfiguracija 170-32)	118
Slika 69. Usporedba masenih protoka kroz kompresor (konfiguracija 170-32)	118
Slika 70. Masa leda (konfiguracija 170-32)	119
Slika 71. Usporedba odabranih temperatura (konfiguracija 170-32).....	120
Slika 72. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 170-32)	120
Slika 73. Usporedba tlakova (konfiguracija 190-24)	121
Slika 74. Usporedba masenih protoka kroz kompresor (konfiguracija 190-24)	122
Slika 75. Masa leda (konfiguracija 190-24)	122
Slika 76. Usporedba odabranih temperatura (konfiguracija 190-24).....	123
Slika 77. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 190-24)	124
Slika 78. Usporedba tlakova (konfiguracija 170-24 bez mješača).....	124
Slika 79. Usporedba masenih protoka (konfiguracija 170-24 bez mješača)	125
Slika 80. Masa leda (konfiguracija 170-24 bez mješača).....	125
Slika 81. Usporedba temperatura (konfiguracija 170-24 bez mješača)	126
Slika 82. Usporedba električnih veličina (konfiguracija 170-24 bez mješača).....	126

Životopis

Damir Mađerić rođen je 24. veljače 1968. godine, u Koprivnici. Osnovnu i srednju školu završio je u Koprivnici gdje je maturirao 1986. godine. Iste godine upisuje sveučilišni studij strojarstva na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Diplomirao je na procesno-energetskom usmjerenju 1992. godine.

Odmah nakon završetka studija zapošljava se u poduzeću „Oprema-uređaji“ u Ludbregu gdje radi 14 godina, upočetku kao konstruktor, a kasnije kao voditelj projekata. Bavi se razvojem rashladnih sustava i opreme korištene uglavnom u ugostiteljstvu. Vodi poslove oko izgradnje i opremanja tvorničkog toplinskog laboratorija koji je osnovan 1999. godine. Kasnije koordinira njegove aktivnosti i brine o njegovu unapređenju. 2007. godine prelazi u tvrtku MB Frigo u Zagrebu gdje radi godinu dana, na poslovima razvoja rashladnih sustava korištenih u komercijanom hlađenju.

Od osnutka Veleučilišta u Varaždinu (2005.) sudjeluje u nastavi na stručnom studiju Proizvodno strojarstvo, najprije u svojstvu vanjskog suradnika, a kasnije kao stalni zaposlenik. Kasnije postaje zaposlenik novoosnovanog Sveučilišta Sjever u koje Veleučilište u Varaždinu biva integrirano. Trenutno održava nastavu na stručnom studiju Proizvodno strojarstvo u svojstvu višeg predavača na kolegijima: Termodinamika, Mehanika fluida i Tehnika hlađenja. Održava i djelomično vježbe na kolegiju Numeričko modeliranje na diplomskom studiju Strojlarstvo.

Govori i piše engleski. Oženjen je, otac jednog sina.

- Objavljene knjige:
 - Mađerić D., Čikić A.: „Zbirka zadataka iz Termodinamike“, ISBN: 978-953-7809-28-7, Izdavač: Sveučilište Sjever, Varaždin, 2015.
- Objavljeni znanstveni i stručni radovi:
 1. D. Mađerić, B. Pavković, B. Delač, and Z. Čarija, “Impact of the pipe row spacing on the capacity of ice bank formed in a volume-limited water bath,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 30, p. 101254, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101254>.
 2. B. Delač, B. Pavković, K. Lenić, D. Mađerić, “Integrated optimization of the building envelope and the HVAC system in nZEB refurbishment” // *Appl. Therm. Eng.*, 211 (2022), 118442, 23 doi:10.1016/j.applthermaleng.2022.118442
 3. D. Mađerić, Z. Čarija, B. Pavković, and B. Delač, “Experimental and numerical study on water ice forming on pipe columns in a limited-volume storage,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 194, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117080.
 4. D. Mađerić, B. Pavković, and K. Lenić, “An experimental research on energy efficiency of a beverage cooler with the latent heat storage,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.026.
 5. Kondić V., Horvat M., Mađerić D.: „Prepoznavanje utjecajnih faktora na kvalitetu i pouzdanost malih rashladnih uređaja“ „Tehnički glasnik“ znanstveno-stručni časopis Sveučilišta Sjever; broj 1/2014., strana 64-70
 6. Gotal M., Mađerić D., Horvat N. : „Proračun rashladnog uređaja“; „Tehnički glasnik“ Časopis Veleučilišta u Varaždinu; broj 2/2011., strana 117-125.

7. Radmanić B., Mađerić D., Piškorić M.: „*Primjer projektiranja hladnjače manjeg kapaciteta za čuvanje jabuka*“; „Tehnički glasnik“ Časopis Veleučilišta u Varaždinu; broj 2/2011., strana 94-102.
8. Kondić Ž., Breškić V., Mađerić D.: „*Iznalaženje optimalnog modela održavanja na liniji za pečenje suhe opeke*“; Zbornik radova 16. međunarodno savjetovanje HDO „Održavanje 2010.“, Šibenik, 25. do 27. svibnja 2010. str. 135-147.
9. Botak Z., Kondić T., Mađerić D.: „*Waterjet machining*“; „Tehnički vjesnik“ – znanstveno stručni časopis tehničkih fakulteta Sveučilišta u Osijeku, srpanj-rujan, 2009. str.97-101.
10. Kondić Ž., Mađerić D.; „*Oblikovanje kompaktnih rashladnih uređaja s aspekta pogodnosti za održavanje*“; Zbornik radova 15. Međunarodno savjetovanje HDO-a „Održavanje 2009“; Opatija 8. do 10. lipnja 2009. str.29-35.
11. Mađerić D., Kondić Ž., Botak Z.; „*CO2 kao radna tvar u suvremenim rashladnim sustavima*“; „Tehnički glasnik“ Časopis Veleučilišta u Varaždinu; broj 1 2/2007., strana 24 30.
12. Kondić Ž., Mađerić D. - „*Oblikovanje rashladnih sustava na osnovu teorije pouzdanosti*“; Zbornik radova 13. međunarodno savjetovanje HDO „Održavanje 2007“, Šibenik, 15 17. 05. 2007., strana 43 – 52.