Dinamički model jednostavnog rashladnog sustava

Karaga, Ante

Master's thesis / Diplomski rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:219232

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-24**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ante Karaga

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori: Student:

Prof. dr. sc. Marino Grozdek, dipl. ing. Ante Karaga

Zagreb, 2019.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Marinu Grozdeku na pristupačnosti, strpljenju, velikoj podršci i iznimno korisnim savjetima prilikom izrade diplomskog rada. Također, zahvaljujem se na prenesenom znanju proteklih godina i stvaranju motivacije za ozbiljan pristup širokom području dinamike sustava. Hvala Vam.

Zahvaljujem se svojoj obitelji koja mi je oduvijek bila najveća podrška u životu i sa posebnim naglaskom na prvoklasne kolače najbolje seke na svijetu Kristine Mochizuki. Zahvalan sam svojim najbližim prijateljima, Josipu Žužulu, Ivanu Filipoviću, Zvonimiru Ostojiću i Domagoju Kozini na potpori tijekom cijelog studija. Posebnu zahvalu zaslužuju Tomislav „Ngamahu“ Kosor i Tin „Ledica“ Jež na bezbrojnim kavama i za svu pomoć i posebne trenutke zadnjih godina.

Svojoj majci, na bezuvjetnoj ljubavi i beskrajnoj potpori. Tebi posvećujem ovaj diplomski rad.

Ante Karaga

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Ante Karaga** Mat. br.: **0035189813**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dinamički model jednostavnog rashladnog sustava**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Dynamic model of a simple refrigeration system**

Opis zadatka:

Potrebno je izraditi matematički dinamički model jednostavnog jednostupanjskog rashladnog sustava sa slijedećim elementima:

- prigušnim termoekspanzijskim ventilom,
- isparivačem i
- stapnim kompresorom.

Matematički model stapnog kompresora moguće je izvesti s algebarskim funkcijama, temperaturu kondenzacije i pothlađenja pretpostaviti, a radnu tvar odabrati po želji.
Geometrijske karakteristike termoekspanzijskog ventila, isparivača i stapnog kompresora izabrati sukladno katalozima proizvođača.

Rad treba sadržavati:

- Pregled literature.
- Detaljan opis matematičkih modela elemenata s izrazima i eventualno potrebnim prikazima.
- Opis i prikaz algoritma programa.
- Simulacije sustava za nekoliko proizvoljno odabranih slučajeva.

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

Napomena: Svi potrebni podaci i parametri za izradu modela bit će dogovoreni s mentorom.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
17. siječnja 2019.	21. ožujka 2019.	27., 28. i 29 ožujka 2019.

Zadatak zadao:

Izv.prof.dr.sc. Marino Grozdek

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA II

POPIS TABLICA III

POPIS OZNAKA IV

SAŽETAK VIII

SUMMARY IX

1 NAČIN RADA RASHLADNIH SUSTAVA 1

1.1 Iskoristivost sustava 3

2 DINAMIČKI MODEL RASHLADNOG SUSTAVA 5

2.1 Matematički model termoekspanzijskog ventila 5

2.2 Matematički model isparivača 10

2.2.1 Primjena modela na realni slučaj 15

2.2.2 Slučaj 1: K-MP-PP 15

2.2.3 Slučaj 2: MP-PP 17

2.2.4 Slučaj 3: MP 18

2.2.5 Slučaj 4: K-MP 18

2.2.6 Definiranje konstanti K 19

2.3 Matematički model kompresora 24

2.4 Matematički model kondenzatora 26

3 SIMULACIJA I ANALIZA REZULTATA MODELA 27

3.1 Prikaz rezultata simulacije 34

4 ZAKLJUČAK 39

5 LITERATURA 40

DODATAK 41

POPIS SLIKA

Slika 1. Ljevokretni proces u sustavima hlađenja [2] 1
Slika 2. Rashladnik vode sa vodom hlađenim kondenzatorom [1] 3
Slika 3. Termoekspanzijski ventil [2] 5
Slika 4. Presjek TEV ventila [3] 6
Slika 5. Ravnoteža sila na dijafragmi [4] 7
Slika 6. Poprečni presjek strujanja [3] 8
Slika 7. Radna karakteristika termoekspanzijskog ventila [4] 9
Slika 8. Model isparivača 12
Slika 9. Model isparivača za slučaj 1 15
Slika 10. Model isparivača za slučaj 2 17
Slika 11. Model isparivača za slučaj 3 18
Slika 12. Model isparivača za slučaj 4 18
Slika 13. Cilindar kompresora [8] 24
Slika 14. Prikaz parametara funkcije termoekspanzijskog ventila 27
Slika 15. Dijagram toka glavne skripte 29
Slika 16. Dijagram toka funkcije termoekspanzijskog ventila 30
Slika 17. Dijagram toka funkcije isparivača 31
Slika 18. Dijagram toka funkcije kompresora 32
Slika 19. Tlak isparivača 35
Slika 20. Temperature u isparivaču 35
Slika 21. Temperature u isparivaču 36
Slika 22. Izlazna entalpija 37
Slika 23. Temperature osjetnika 38

POPIS TABLICA

Tablica 1. Određivanje slučaja isparivača 28

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
Φ_e	$[W]$	Rashladno opterećenje isparivača
Φ_c	$[W]$	Rashladno opterećenje kondenzatora
H_1	$[W]$	Entalpija točke 1
H_2	$[W]$	Entalpija točke 2
H_3	$[W]$	Entalpija točke 3
H_4	$[W]$	Entalpija točke 4
P_{komp}	$[W]$	Snaga kompresora
A	$[m^2]$	Površina
A_b	$[m^2]$	Kontaktna površina osjetnika
A_d	$[m^2]$	Površina dijafragme
C_n	$[-]$	Konstanta proporcionalnosti
h	$[J/kg]$	Specifična entalpija
q	$[kg/s]$	Maseni protok
q_{mi}	$[kg/s]$	Maseni protok radne tvari kroz ventil
P	$[Pa]$	Tlak
P_b	$[Pa]$	Tlak osjetnika

R	$[J/kgK]$	Individualna plinska konstanta
T	$[K]$	Temperatura
$\overline{MC}$	$[J/K]$	Toplinski kapacitet osjetnika
k_s	$[N/m]$	Konstanta opruge
U	$[W/m^2K]$	Koeficijent prolaza topline
α	$[Pa]$	Ekvivalent tlaka statičkog pregrijanja
β	$[m^2/Pa]$	Poprečni presjek strujanja radne tvari u ventilu
δ	$[Pa]$	Vrijednost $(P_b - P_e)$ kada je ventil u potpunosti otvoren
A_w	$[m^2]$	Poprečni presjek stijenke cijevi
D_i	$[m]$	Unutarnji promjer cijevi isparivača
D_o	$[m]$	Temperatura vode na izlazu iz isparivača
h_1	$[J/kg]$	Srednja entalpija potlađene kapljevine
h_l	$[J/kg]$	Entalpija vrele kapljevine
h_v	$[J/kg]$	Entalpija suhozasićene pare
h_3	$[J/kg]$	Entalpija pregrijane pare
h_i	$[J/kg]$	Entalpija radne tvari na ulazu u isparivač
h_o	$[J/kg]$	Entalpija radne tvari na izlasku iz isparivača
L_A	$[m]$	Duljina zone 1
L_B	$[m]$	Duljina zone 1 + 2

L	$[m]$	Duljina isparivača
q_{mo}	$[kg/s]$	Dobava kompresora
T_a	[K]	Temperatura okoliša
T_i	[K]	Temperatura radne tvari u zoni *i*
t	[s]	Vrijeme
α_i	$[W/m^2K]$	Koeficijent prijelaza topline u zoni *i*
α_o	$[W/m^2K]$	Koeficijent prijelaza topline stijenka-okoliš
γ	[-]	Omjer volumena pare mokre faze i spremnika u kojem se nalazi
λ	$[W/mK]$	Toplinska provodnost stijenke
ρ_1	$[kg/m^3]$	Srednja gustoća pothlađene kapljevine
ρ_l	$[kg/m^3]$	Gustoća vrele kapljevine
ρ_v	$[kg/m^3]$	Gustoća suhozasićene pare
ρ_3	$[kg/m^3]$	Gustoća pregrijane pare
V_0	$[m^3]$	Volumen štetnog prostora kompresora
V_u	$[m^3]$	Usisni volumen kompresora
V_s	$[m^3]$	Stapajni volumen kompresora
f	[Hz]	Frekvencija vrtnje
i	[-]	Broj cilindara kompresora
R	[-]	Omjer kompresije

κ	[-]	Eksponent adijabate
λ_u	[%]	Ukupni volumetrijski stupanj djelovanja kompresora
λ_{pr}	[%]	Volumetrijski stupanj djelovanja zbog razlike tlaka na samoradnim ventilima
λ_h	[%]	Volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja
Z_i	[-]	Kompresijski faktor radne tvari u usisnom vodu
Z_o	[-]	Kompresijski faktor radne tvari u tlačnom vodu

SAŽETAK

U sklopu ovog diplomskog rada napravljen je dinamički model jednostavnog rashladnog sustava u programskom jeziku MATLAB.

U prvom poglavlju opisan je način rada rashladnog sustava i navedene su opće energijske postavke koje omogućuju njegovu realizaciju. Također su definirani i parametri o kojima ovisi njegova efikasnost.

U drugom poglavlju dani su izvodi svih jednadžbi koje su korištene u simulaciji i opisani su parametri o kojima ovisi dinamika termoekspanzijskog ventila, isparivača i stapnog kompresora. Dinamika kondenzatora nije opisana.

Treće poglavlje daje opis algoritma simulacije, sadrži geometrijske karakteristike termoekspanzijskog ventila, isparivača i stapnog kompresora i daje prikaz i analizu rezultata modela.

Ključne riječi:
hlađenje, rashladni sustavi, dinamika, MATLAB

SUMMARY

As part of this graduate thesis, a dynamic model of a simple cooling system was developed in the MATLAB programming language.

First, cooling systems are introduced along with the fundamental principles that make the system possible. Also, coefficient of performance is defined.

In the second chapter, the definition of all the equations used in the simulation are given along with the parameters on which the dynamics of the thermostatic expansion valve, evaporator and reciprocating compressor depend on. Dynamic of the condenser is not given.

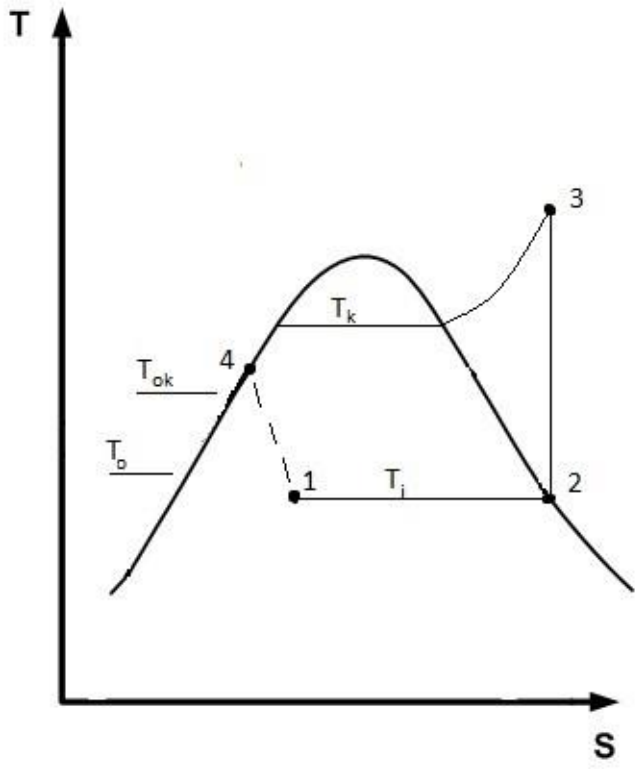
Third chapter gives a description of the simulation algorithm, contains the geometric characteristics of the thermostatic expansion valve, the evaporator and the reciprocating compressor, and provides a presentation and analysis of the model results.

Key words:
cooling, cooling systems, dynamics, MATLAB

1 NAČIN RADA RASHLADNIH SUSTAVA

Rashladni sustavi su sustavi koji se koriste u svrhu hlađenja neke tvari ili materije na temperaturu nižu od temperature okoline. Ukoliko je ta tvar voda, tada se radi o rashladniku vode. Imaju široku primjenu u prehrambenoj industriji, medicini, farmaceutskoj industriji, kemijskoj industriji, prostorima za boravak ljudi itd. Njihova široka primjena je razlog zašto se dugi niz godina usavršavao proces.

Način rada se bazira na ljevokretnom kružnom procesu. Rashladni sustavi i dizalice topline su po načinu rada identični. Razlika je u tome promatramo li izmjenu topline na kondenzatoru ili na isparivaču kao nama korisnu i primarnu. Ukoliko je cilj hlađenje, koristi se toplina izmijenjena na isparivaču u proračunu za ocjenu efikasnosti sustava. Ako je cilj grijanje, tada se u proračunu za ocjenu efikasnosti koristi toplina izmijenjena na kondenzatoru. Za provedbu procesa je nužna prisutnost dva toplinska spremnika (ogrjevni i rashladni), kompresor i prigušni ventil. Proces se sastoji od četiri faze rada kako to prikazuje [Slika 1]:



Slika 1. Ljevokretni proces u sustavima hlađenja [2]

1. isparivanje - radna tvar stanja 1 ulazi u izmjenjivač topline gdje se toplina, sa medija kojeg je potrebno hladiti, prenosi na radnu tvar. Ona pritom isparuje i prelazi iz stanja mokre pare u stanje suhozasićene pare u točki 2. Proces isparivanja se odvija pri konstantom tlaku i temperaturi. Da bi se izmjena topline mogla odvijati potrebna je neka temperaturna razlika između radne tvari u sustavu i medija koji se hladi. Pri proračunavanju sustava vrijednost temperaturne razlike se uobičajeno uzima 5-10K. Proces isparivanja je najvažniji proces u sustavu u smislu da je on razlog provedbe cijelog procesa hlađenja. Iznos izmijenjene topline je definiran površinom ispod linije 1-2 u T-s dijagramu i jednak je

$$\Phi_{\mathrm{e}} = H_2 - H_1 \qquad \textbf{(1)}$$

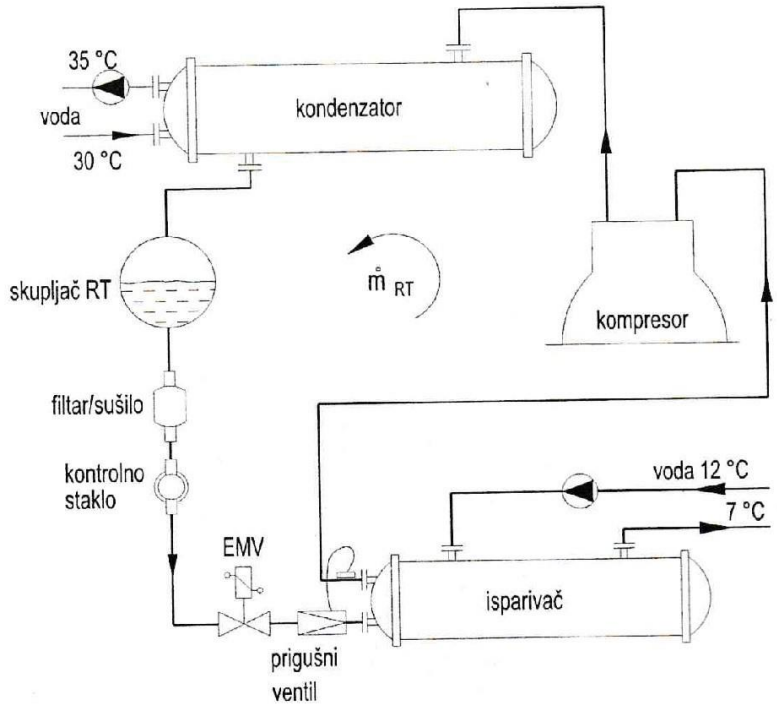
2. kompresija – radna tvar stanja 2 ulazi u kompresor gdje se komprimira do stanja 3. Uloga kompresora je da podigne tlak radne tvari sa tlaka isparivanja p_i na tlak kondenzacije p_k kako bi se mogla izvršiti kondenzacija. Stanje 3 je pregrijana para i ona je definirana sa dvije veličine stanja, tlakom i sa temperaturom. Nepoželjno je da temperatura pregrijanja bude veća od $135 \div 140\ °\mathrm{C}$ budući da se javlja opasnost od zapaljenja ulja. Visoke temperature također ubrzavaju njegovo starenje. Maksimalni omjer kompresije koji kompresor može postići iznosi $\frac{p_{\mathrm{k}}}{p_{\mathrm{i}}} = 10 \div 12$. Ukoliko jedan od ova dva uvjeta nije zadovoljen, proces se mora izvršiti dvostrukom kompresijom gdje se dva kompresora serijski spajaju, a između njih se postavi jedan međuhladnjak čija je uloga smanjivanje temperature pregrijane pare. Potrebna snaga kompresora iznosi

$$P_{komp} = H_3 - H_2 \qquad \textbf{(2)}$$

3. kondenzacija – radna tvar stanja 3 ulazi u izmjenjivač topline gdje predaje toplinu hladeći se od stanja pregrijane pare do stanja vrele kapljevine i zatim pothlađuje do stanja 4 koje ima par stupnjeva višu temperaturu od okoliša T_{ok}. Kondenzacija se odvija pri stalnom tlaku. Razlog pothlađivanja je povećanje efikasnosti sustava budući da se proces pomiče više ulijevo i time povećava toplina izmijenjena na isparivaču. Toplina kondenzacije iznosi

$$\Phi_{\mathrm{c}} = H_4 - H_3 \qquad \textbf{(3)}$$

4. prigušivanje – radna tvar se prigušuje sa tlaka kondenzacije na tlak isparivanja. Prigušivanje je neravnotežan proces. Entalpija u točki 4 je jednaka entalpiji u točki 1. Time se zatvara kružni proces.



Slika 2. Rashladnik vode sa vodom hlađenim kondenzatorom [1]

1.1 Iskoristivost sustava

Iskoristivost sustava je uvijek definirana kao omjer dobivenog i uloženog. U ljevokretnom kružnom procesu ulažemo rad kako bi energiju prenijeli sa spremnika niže temperature na spremnik više temperature. Treba paziti kojem toplinskom spremniku se daje pridjev ogrjevni a kojem rashladni jer je u ljevokretnom procesu ogrjevni spremnik spremnik niže temperature budući da je on taj koji predaje toplinu potrebnu za isparivanje. Kako u procesu imamo dvije dobivene topline, definiraju se dvije vrste iskoristivosti sustava: faktor hlađenja i faktor grijanja. Faktor grijanja je zanimljiv za dizalice topline, dok se faktor hlađenja koristi za ocjenu rashladnog sustava i računa se prema sljedećem izrazu

$$COP = \frac{\Phi_e}{P_{komp}} \quad \textbf{(4)}$$

Budući da sustav funkcionira na bazi kružnog procesa, radna tvar u sustavu je ništa drugo nego posredni medij za prijenos topline. Time se može zaključiti da je maksimalna iskoristivost idealnog sustava definirana samo sa temperaturama toplinskih spremnika i neovisna je o radnoj tvari koju koristimo. Takav sustav će biti opisan povratnim promjenama stanja radne tvari, odnosno promjenama stanja kod kojih nema prirasta entropije. Jedna od tih promjena stanja je izentropska, a druga je izotermna, sa uvjetom da se izmjena topline mora odvijati pri temperaturi toplinskog spremnika. Što je manja temperaturna razlika između dva tijela koja izmjenjuju toplinu, to će ta izmjena topline duže trajati. To znači da će se ovakav proces odvijati beskonačno dugo i naziva se idealni Carnotov proces. Ako se temperatura ogrjevnog spremnika označi sa T_{g}, a temperatura rashladnog sa T_h, onda je faktor hlađenja idealnog Carnotovog procesa definiran sljedećom jednadžbom

$$COP_{max} = \frac{T_{\mathrm{g}}}{T_{\mathrm{h}} - T_{\mathrm{g}}} \quad \textbf{(5)}$$

2 DINAMIČKI MODEL RASHLADNOG SUSTAVA

2.1 Matematički model termoekspanzijskog ventila

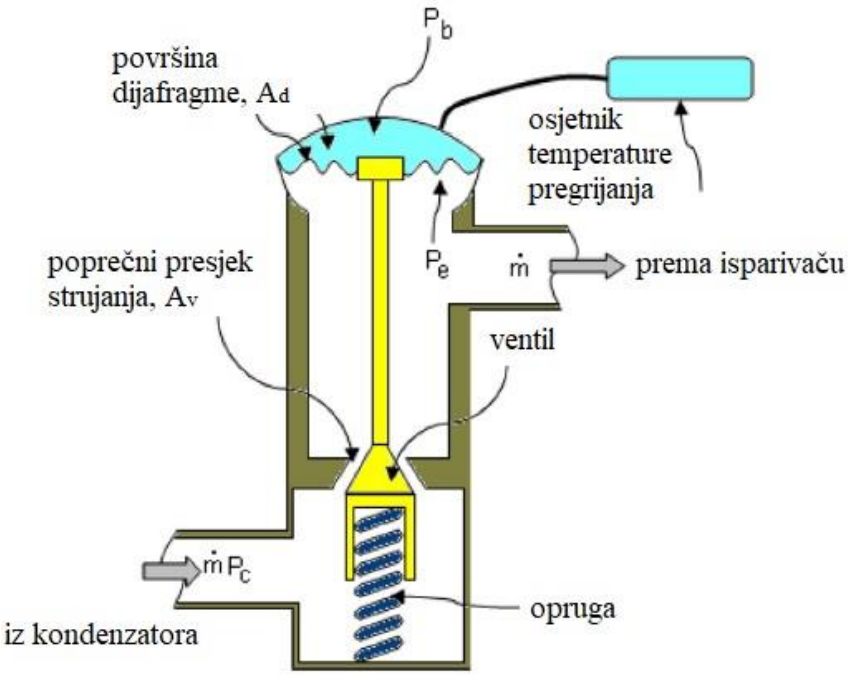
Termoekspanzijski ventil je jedan od regulatora temperature pregrijanja [Slika 3]. Njegova uloga je da u isparivač pusti uvijek onoliko radne tvari da ona potpuno ispari i pregrije se za zadanu vrijednost, oko 4-5K. Važnost pregrijane pare u usisnom vodu je osiguravanje kompresora od usisavanja kapljevine koja bi uzrokovala hidraulički udar čija je posljedica lom kompresora i njegova kompletna zamjena.

Slika 3. Termoekspanzijski ventil [2]

[Slika 4] pokazuje shematski prikaz termoekspanzijskog ventila. Za opisivanje dinamike ventila polazi se od jednadžbe za rashladni učinak isparivača

$$\Phi_e = C_o \cdot \sqrt{\rho_c \cdot (P_c - P_e)} \cdot (h_o - h_i) \quad \textbf{(6)}$$

gdje su P_c i P_e tlakovi kondenzacije i isparivanja, h_o entalpija radne tvari na izlasku iz isparivača, h_i entalpija radne tvari na izlasku iz kondenzatora, ρ_c gustoća radne tvari na izlasku iz kondenzatora, a C_o je koeficijent vezan za geometriju ventila.



Slika 4. Presjek TEV ventila [3]

Iz jednadžbe (6) maseni protok ventila je definiran kao

$$q_m = C_1 \cdot \sqrt{\rho_c \cdot (P_c - P_e)} \quad \textbf{(7)}$$

Koeficijenti C_0 i C_1 su funkcije presjeka strujanja A_v. Kako bi se odredila njihova veza postavlja se jednadžba ravnoteže sila [Slika 5] na dijafragmu

$$(P_b - P_e) \cdot A_d = k_s \cdot (x_0 - x) \quad \textbf{(8)}$$

pri čemu je A_d površina dijafragme, k_s konstanta opruge, x_0 duljina neopterećene opruge i x duljina stlačene opruge.

Slika 5. Ravnoteža sila na dijafragmi [4]

P_b u jednadžbi (8) predstavlja tlak osjetnika i funkcija je temperature pregrijanja. Osjetnik termoekspanzijskog ventila je postavljen na izlaznu cijev isparivača čija će temperatura stijenke, u slučaju pregrijanja radne tvari, biti veća od temperature isparivanja. Uslijed povećanog toplinskog toka isparivača, stijenka će zagrijavati radnu tvar u osjetniku ventila čiji će tlak posljedično rasti i pritiskati oprugu kako je prikazano na [Slika 4]. Pritiskanjem opruge ona se pomiče i time se povećava poprečni presjek strujanja radne tvari kroz ventil, a time i njezin protok. Uvjet da ventil bude otvoren je

$$(P_b - P_e) \cdot A_d > k_s \cdot \Delta x_o \tag{9}$$

gdje indeks o predstavlja vrijednost pri otvaranju ventila. Dakle, za otvaranje ventila vrijedi

$$(P_b - P_e) \cdot A_d = k_s \cdot \Delta x_o \tag{10}$$

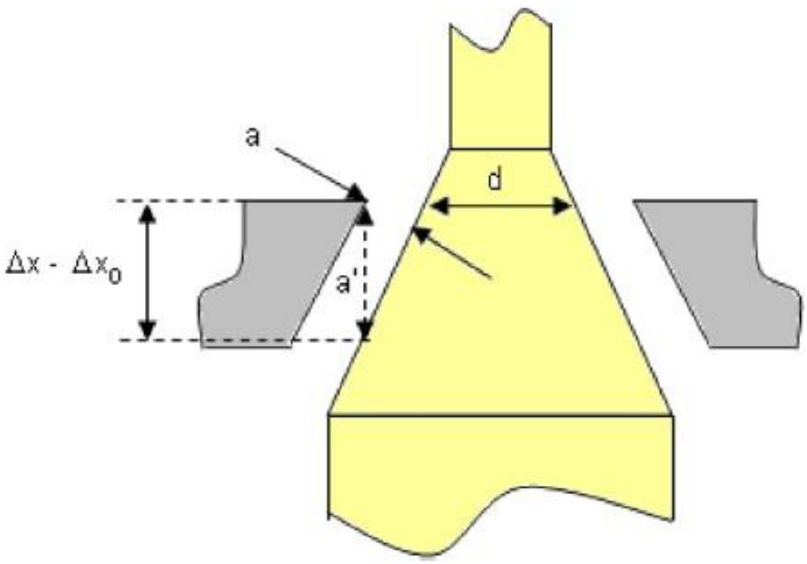
Tlak osjetnika pri kojemu će se ventil početi otvarati se određuje prednapinjanjem opruge. Time se ujedno podešava i minimalna temperatura pregrijanja ili pod drugim nazivom, statičko pregrijavanje (SS). Stoga, kada je $(P_b - P_e) \cdot A_d > (P_b - P_e)_o \cdot A_d$ onda je $k_s \cdot x > k_s \cdot \Delta x_o$. Sređivanjem jednadžbi dolazi se do izraza

$$(\Delta x - \Delta x_o) = [(P_b - P_e) - (P_b - P_e)_o] \cdot \frac{A_d}{k_s} \tag{11}$$

[Slika 6] pokazuje geometriju otvora ventila kada je ventil otvoren. Poprečni presjek strujanja A_v se može napisati kao

$$A_v = C_2 \cdot (\Delta x - \Delta x_o) \quad \textbf{(12)}$$

pri čemu je C_2 koeficijent proporcionalnosti.



Slika 6. Poprečni presjek strujanja [3]

Uvrštavanjem izraza (12) u jednadžbu (11) dobiva se

$$A_v = \beta \cdot [(P_b - P_e) - (P_b - P_e)_o] \quad \textbf{(13)}$$

gdje je β konstanta poprečnog presjeka strujanja. Ta veličina je ujedno i pokazatelj predimenzioniranja ventila za promatrani rashladni sustav. Za svaki rashladni sustav postoji optimalna veličina ventila koji najbolje odgovara za njegov rad, a time i njegova pripadajuća vrijednost β. Ukoliko je za sustav izabran (predimenzioniran) ventil čija je vrijednost β veća od vrijednosti koju bi imao ventil optimalne veličine, isparivač bi uvijek bio prezasićen radnom tvari, a temperatura isparivanja bi konstantno varirala; rasla i padala u obliku sinusoide.

Supstituiranjem izraza (13) za koeficijent C_1 u jednadžbi (7) i uz $\alpha = (P_b - P_e)_o$ dobiva se izraz za protok radne tvari kroz ventil

$$q_m = \beta \cdot [(P_b - P_e) - \alpha] \cdot \sqrt{\rho_c \cdot (P_c - P_e)} \quad \text{za } \alpha \leq (P_b - P_e) \leq \delta \quad \textbf{(14)}$$

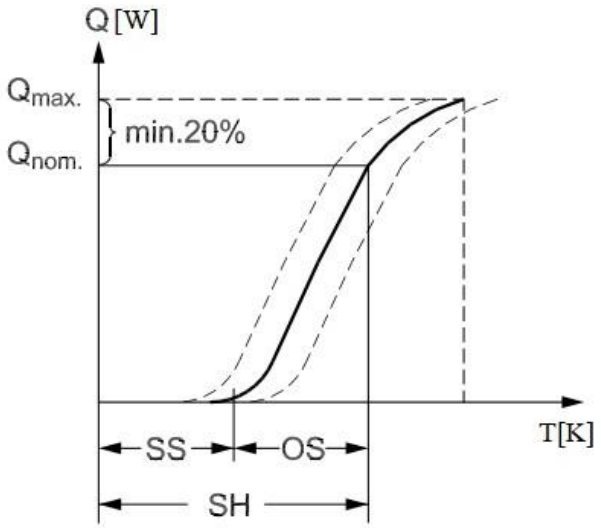
pri čemu je α ekvivalent tlaka za statičko pregrijanje, a δ vrijednost $(P_b - P_e)$ u trenutku kada je ventil u potpunosti otvoren.

$$q_m = \beta \cdot (\delta - \alpha) \cdot \sqrt{\rho_c \cdot (P_c - P_e)} \quad \text{za } (P_b - P_e) > \delta \tag{15}$$

$$q_m = 0 \quad \text{za } (P_b - P_e) \leq \alpha \tag{16}$$

Vrijednosti α i β se određuju linearnom regresijom za projektne uvjete iz kataloga proizvođača.

[Slika 7] pokazuje radnu karakteristiku termoekspanzijskog ventila. Na ordinati se nalazi rashladni učinak, a na apcisi pregrijanje radne tvari na izlasku iz isparivača. Vidljivo je da karakteristika ima tri specifična područja. SS je statičko pregrijanje i ono obično iznosi oko 4K. U temperaturnom rasponu pregrijanja 0-4K je protok ventila jednak nuli kako to pokazuje jednadžba (16). Iznad SS se nalazi područje OS što predstavlja takozvano pregrijavanje otvaranja. Ovo je područje pregrijanja gdje se ventil počinje otvarati i nalazi se između 0-100% otvorenosti, a vrijednosti protoka je određena jednadžbom (14). Tu se ujedno nalazi i nominalni rashladni učinak pri projektnim uvjetima. SH predstavlja ukupno pregrijanje i jednako je zbroju SS i OS. Važno je napomenuti da se SH može mijenjati samo promjenom SS (pomoću vijka za podešavanje) budući da je OS određeno konstrukcijom ventila i ne može se mijenjati. Ventil sadrži rezervu kapaciteta rasladnog učinka koja je uobičajeno za 20% veća od nominalne vrijednosti. Maseni protok u ovom području je definiran jednadžbom (15).



Slika 7. Radna karakteristika termoekspanzijskog ventila [4]

Za opisivanje dinamike ventila potrebno je definirati i interakciju između osjetnika i radne tvari. U realnom slučaju ventil neće reagirati istog trenutka kada se promjeni temperatura pregrijanja nego će postojati vrijeme reakcije koja ovisi toplinskom kapacitetu radne tvari u osjetniku i toplinskom otporu osjetnika kako pokazuje jednadžba (17)

$$MC \cdot \frac{dT_b}{dt} = U \cdot A_b \cdot (T_o - T_b) \tag{17}$$

i nakon integriranja između vremena t i $t + \Delta t$

$$(T_b)_{t+\Delta t} = (T_o)_{t+\Delta t} - (T_o - T_b)_t \exp(-\frac{\Delta t}{\tau}) \tag{18}$$

pri čemu je MC toplinski kapacitet osjetnika, U i A_b koeficijent prolaza topline i pripadajuća površina, T_o i T_b temperature pregrijanja i osjetnika. Veličina $\tau = \frac{MC}{UA}$ predstavlja vrijeme reakcije ventila. Nju je posebice teško odrediti budući da su količina i svojstva radne tvari u osjetniku nepoznate. Također je nepoznat i toplinski otpor između stijenke cijevi i osjetnika. Međutim, prema literaturi [4] istraživanja su pokazala da se za vrijednost τ može uzeti 15 sekundi.
Jednadžbom (18) se u bilo kojem trenutku može izračunati temperatura osjetnika. Tlak osjetnika se određuje koristeći korelaciju tlaka i temperature za zasićeno područje radne tvari, a pomoću njega se iz jednadžbi (14)-(16) određuje maseni protok radne tvari kroz promatrani ventil.

2.2 Matematički model isparivača

Za opisivanje dinamike isparivača kreće se od definiranja temeljnih zakona očuvanja mase i energije i Newtonovog drugog zakona gibanja. Ovi zakoni se sastoje od ukupno pet jednadžbi; jedna za očuvanje mase, jedna za očuvanje energije i tri Navier-Stokesove jednadžbe

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w_j)}{\partial x_j} = 0 \tag{19}$$

$$\frac{\partial(p \cdot w_i)}{\partial t} + \frac{\partial(p \cdot w_i \cdot w_k)}{\partial x_k} = -\delta_{ik} \cdot \frac{\partial P}{\partial x_k} + \frac{\partial \sigma_{ik}}{\partial x_k} + \rho \cdot g_i \qquad \text{za} \quad i = 1, 2, 3 \tag{20}$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial t} + w_j \cdot \frac{\partial h}{\partial x_j}\right) - \left(\frac{\partial P}{\partial t} + w_j \cdot \frac{\partial P}{\partial x_j}\right) = \sigma_{jk} \cdot \frac{\partial w_j}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\lambda_t \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j}) \tag{21}$$

gdje je σ_{ik} tenzor viskoznih naprezanja

$$\sigma_{ik} = \eta \cdot \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_k} + \frac{\partial w_k}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ik} \cdot \frac{\partial w_l}{\partial x_l}\right) + \xi \cdot \delta_{ik} \cdot \frac{\partial w_l}{\partial x_l} \quad \textbf{(22)}$$

Budući da se u ovom modelu pretpostavlja jednodimenzijsko strujanje u ravnoj, horizontalnoj cijevi gdje je pad tlaka uslijed strujanja zanemaren, jednadžba (20) postaje suvišna, a jednadžbe (19) i (21) se mogu napisati u jednostavnijem obliku

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w_z)}{\partial x_z} = 0 \quad \textbf{(23)}$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w_z \cdot h)}{\partial z} = \frac{4}{D_i}\alpha_i(T_w - T) \quad \textbf{(24)}$$

pri čemu je $z = x_3$ aksijalna koordinata cijevi. U sljedećem izrazu

$$\alpha_i = \frac{D_i}{4} \cdot \frac{\partial\left(\lambda_t \cdot \frac{\partial T}{\partial n}\right)}{\partial n} / (T_w - T) \quad \textbf{(25)}$$

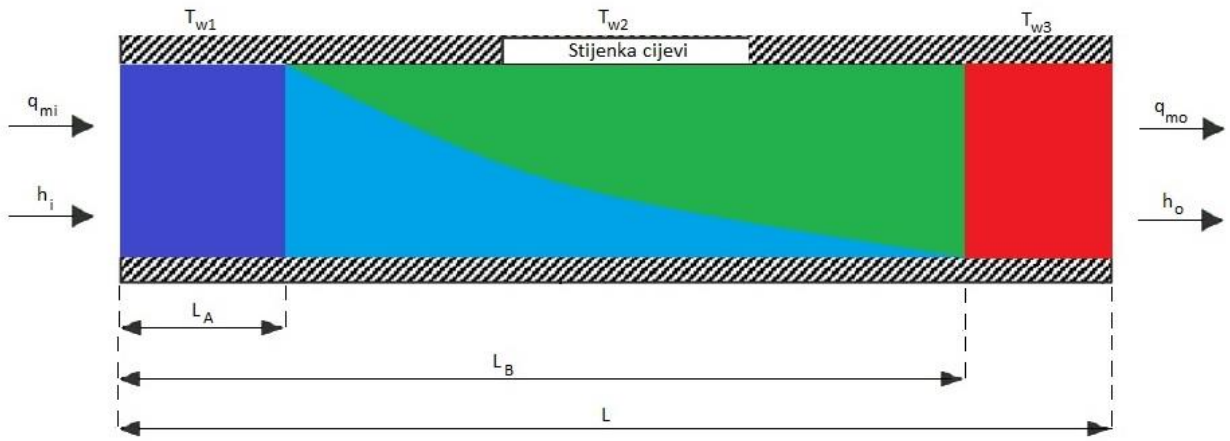
α_i predstavlja koeficijent prijelaza topline između radne tvari i stijenke cijevi i nalazi se na radijalnoj koordinati cijevi. Jednadžba (21) je pojednostavljena u oblik (24) tako što su zanemareni članovi čiji je doprinos višestruko manji u odnosu na preostale članove.

Stijenka cijevi, osim sa radnom tvari, izmjenjuje toplinu i sa okolišem (voda ili zrak koji se hladi). Energetska jednadžba koja opisuje taj proces, uključujući i kondukciju stijenke cijevi u aksijalnom smjeru, je definirana na sljedeći način

$$(C_w \cdot \rho_w \cdot A_w) \cdot \frac{\partial T_w}{\partial t} = \alpha_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot (T - T_w) + \alpha_o \cdot D_o \cdot (T_a - T_w) + \lambda \cdot A_w \cdot \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \quad \textbf{(26)}$$

pri čemu derivacija sa lijeve strane jednakosti predstavlja vremensku promjenu temperature stijenke. Prvi član desno od jednakosti predstavlja izmjenu topline između radne tvari i stijenke. Drugi član desno od jednakosti je izmjena topline između stijenke i okoliša, a zadnji član predstavlja kondukciju stijenke u smjeru aksijalne koordinate cijevi.

Model isparivača je prikazan slikom [8] i podijeljen je na tri karakteristička područja: zona 1 duljine L_A gdje se nalazi pothlađena kapljevina , zona 2 duljine $L_B - L_A$ gdje se nalazi mokra para i zona 3 duljine $L - L_B$ gdje se nalazi pregrijana para radne tvari.



Slika 8. Model isparivača

Integriranjem jednadžbi (23), (24) i (26) za svaku od zona 1, 2 i 3, dobiva se ukupno devet jednadžbi sa dvanaest nepoznanica. Te nepoznanice su:

- $T_{w1} =$ temperatura stijenke u zoni 1
- $T_{w2} =$ temperatura stijenke u zoni 2
- $T_{w3} =$ temperatura stijenke u zoni 3
- L_A = duljina zone 1
- L_B = zbroj duljina zona 1 i 2
- q_{mi} = maseni protok na ulazu u isparivač
- q_{m1} = maseni protok na kraju zone 1
- q_{m2} = maseni protok na kraju zone 2
- q_{mo} = maseni protok na izlasku iz isparivača
- P = tlak u isparivaču
- h_i = entalpija na ulazu u isparivač
- h_o = entalpija na izlasku iz isparivača

Međutim, tri parametra će biti poznati ulazi za simulaciju, a to su q_{mi}, h_i i q_{mo}. Budući da je pad tlaka uslijed strujanja zanemaren, tlak isparivača će biti samo funkcija vremena $P = P(t)$. Temperatura radne tvari u mokrom području je funkcija tlaka $T_{sat} = T(P)$. Integriranjem jednadžbe (23) od $z = 0$ do $z = L_A$ dobiva se

$$\int_0^{L_A} \frac{\partial \rho}{\partial t} \cdot dz + \int_0^{L_A} \frac{\partial(\rho \cdot w_z)}{\partial z} \cdot dz = 0 \quad \textbf{(27)}$$

$$\frac{d}{dt} \int_0^{L_A} \rho \cdot dz - \frac{dL_A}{dt} \cdot \rho_1 + \frac{q_{m1} - q_{mi}}{A} = 0 \quad \textbf{(28)}$$

i konačno

$$A \cdot \frac{dL_A}{dt} \cdot (\overline{\rho_1} - \rho_l) + A \cdot L_A \cdot \frac{d\overline{\rho_1}}{dt} + q_{m1} - q_{mi} = 0 \quad \textbf{(29)}$$

gdje je srednja gustoća zone 1 definirana kao

$$\overline{\rho_1} = \frac{1}{L_A} \cdot \int_0^{L_A} \rho \cdot dz \quad \textbf{(30)}$$

Integriranjem jednadžbe (24) od $z = 0$ do $z = L_A$ dobiva se

$$\int_0^{L_A} \frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial t} \cdot dz - \int_0^{L_A} \frac{\partial P}{\partial t} \cdot dz + \int_0^{L_A} \frac{\partial(\rho \cdot w_z \cdot h)}{dz} \cdot dz = \frac{4}{D_i} \cdot L_A \cdot \alpha_1 \cdot (T_{w1} - T_1) \quad \textbf{(31)}$$

odnosno

$$A \cdot L_A \cdot \left(\bar{\rho} \cdot \frac{d\overline{h_1}}{dt} + \overline{h_1} \cdot \frac{d\overline{\rho_1}}{dt} - \frac{dP}{dt}\right) = \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_A \cdot (T_{w1} - T_1) + q_{mi} \cdot h_i - q_{m1} \cdot h_1 + A \cdot \frac{dL_A}{dt} \cdot (\rho_1 \cdot h_1 - \overline{\rho_1} \cdot \overline{h_1}) \quad \textbf{(32)}$$

gdje je

$$\overline{h_1} = \frac{1}{L_A} \cdot \int_0^{L_A} h dz \quad \textbf{(33)}$$

Integriranjem jednadžbe (26) od $z = 0$ do $z = L_A$ dobiva se

$$\int_0^{L_A} (C_w \cdot \rho_w \cdot A_w) \cdot \frac{\partial T_{w1}}{\partial t} = \int_0^{L_A} \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (T_1 - T_{w1}) dz + \int_0^{L_A} \alpha_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot (T_a - T_{w1}) dz \quad \textbf{(34)}$$

odnosno

$$(C_w \cdot \rho_w \cdot A_w) \cdot [\frac{dT_{w1}}{dt} \cdot L_A + (T_{w1} - T_{w2}) \cdot \frac{dL_A}{dt} = \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_A \cdot (T_1 - T_{w1}) + \alpha_0 \cdot \pi \cdot D_o \cdot L_A \cdot (T_a - T_{w1}) \quad \textbf{(35)}$$

Jednadžbe (29), (32) i (35) opisuju zakon očuvanja mase, očuvanja energije za radnu tvar i zakon očuvanja energije za stijenku u zoni 1. Isti postupak integriranja je potrebno provesti za zone 2 i 3 iz čega se dobivaju pripadajuće jednadžbe (36), (37) i (38) koje vrijede za zonu 2, i jednadžbe (39), (40) i (41) koje vrijede za zonu 3.

$$A \cdot (L_B - L_A) \cdot \left[\frac{d\rho_v}{dP} \cdot \gamma + \frac{d\rho_l}{dP}(1-\gamma)\right] \cdot \frac{dP}{dt} + A\frac{dL_B}{dt} \cdot (\overline{\rho_2} - \rho_2) - A \cdot \frac{dL_A}{dt} \cdot (\overline{\rho_2} - \rho_1) = q_{m1} - q_{m2} \quad \textbf{(36)}$$

$$A \cdot (L_B - L_A) \cdot \left[\frac{d(\rho_v \cdot h_v)}{dP} \cdot \gamma + \frac{d(\rho_l \cdot h_l)}{dP} \cdot (1-\gamma) - 1\right] \cdot \frac{dP}{dt} + A \cdot \frac{dL_B}{dt} \cdot \left(\overline{\rho_2} \cdot \overline{h_2} - \rho_2 \cdot h_2\right) - A \cdot \frac{dL_A}{dt} \cdot \left(\overline{\rho_2} \cdot \overline{h_2} - \rho_1 \cdot h_1\right) = q_{m1} \cdot h_1 - q_{m2} \cdot h_2 + \alpha_2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (L_B - L_A) \cdot (T_{w2} - T_2) \quad \textbf{(37)}$$

$$(C_w \cdot \rho_w \cdot A_w) \cdot \frac{dT_{w2}}{dt} = \alpha_2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (T_2 - T_{w2}) + \alpha_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot (T_a - T_{w2}) \quad \textbf{(38)}$$

$$A \cdot \frac{dL_B}{dt} \cdot (\rho_2 - \overline{\rho_3}) + A \cdot (L - L_B) \cdot \frac{d\overline{\rho_3}}{dt} = q_{m2} - q_{mo} \quad \textbf{(39)}$$

$$A \cdot (L - L_B) \cdot \left(\overline{\rho_3} \cdot \frac{d\overline{h_3}}{dt} + \overline{h_3} \cdot \frac{d\overline{\rho_3}}{dt} - \frac{dP}{dt}\right) = \alpha_3 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (L - L_B) \cdot (T_{w3} - T_3) + q_{m2} \cdot h_2 - q_{mo} \cdot h_o - A\frac{dL_B}{dt} \cdot (\rho_2 \cdot h_2 - \overline{\rho_3} \cdot \overline{h_3}) \quad \textbf{(40)}$$

$$(C_w \cdot \rho_w \cdot A_w) \cdot \left[\frac{dT_{w3}}{dt} \cdot (L - L_B) + (T_{w2} - T_{w3}) \cdot \frac{dL_B}{dt}\right] = \alpha_3 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (L - L_B) \cdot (T_3 - T_{w3}) + \alpha_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot (L - L_B) \cdot (T_a - T_{w3}) \quad \textbf{(41)}$$

gdje su veličine označene sa indeksom l vezane za vrelu kapljevinu, a sa indeksom v za suhozasićenu paru. Indeks 3 predstavlja vrijednost veličine za pregrijanu paru, a temperature T_1, T_2 i T_3 su srednje temperature radne tvari u svakoj od zona 1, 2 i 3. Veličina γ je vezana za mokru paru i predstavlja volumetrijski omjer pare u odnosu na kapljevinu. Pretpostavka je da je njezin iznos tijekom simulacije konstantan što znači da se neće mijenjati bez obzira na promjene duljina L_A i L_B. Ova pretpostavka je opravdana prema literaturi [5].

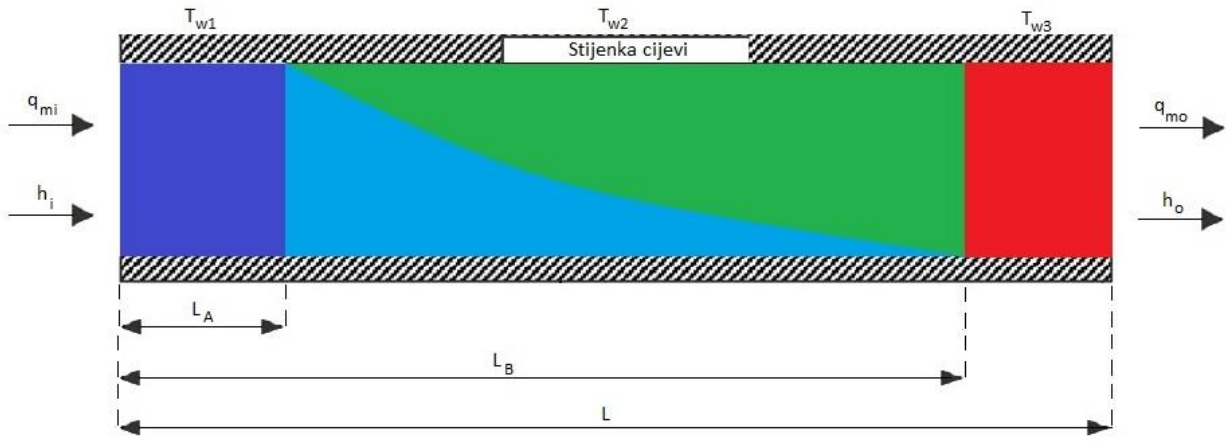
2.2.1 Primjena modela na realni slučaj

Sljedeći korak je dobivene jednadžbe preoblikovati u onaj oblik koji će biti pogodan za korištenje u simulaciji. Uvedene su brojne konstante K radi lakšeg pisanja jednadžbi, a njihovo značenje je opisano kasnije. U isparivaču se radna tvar može pojaviti u tri oblika: kao pothlađena kapljevina (K), kao mokra para (MP) i kao pregrijana para (PP). Njihovom kombinacijom postoji ukupno šest slučajeva koji su mogući u simulaciji a to su:

- K-MP-PP
- K-MP
- MP-PP
- K
- MP
- PP

Međutim, slučajevi kada će isparivač u potpunosti biti ispunjen samo pothlađenom kapljevinom K ili pregrijanom parom PP imaju mali značaj u stvarnosti tako da će oni biti zanemareni što će ukupan broj mogućih slučajeva smanjiti na četiri. Važnost ovakve podjele je u tome što ako u procesu iščezava pothlađena kapljevina, tada ne bi bilo ispravno u računu koristiti jednadžbe koje opisuju pothlađenu kapljevinu budući da nje nema.

2.2.2 Slučaj 1: K-MP-PP



Slika 9. Model isparivača za slučaj 1

$$K1 \cdot \frac{dP}{dt} = K11 \cdot \frac{dL_A}{dt} + K12 \quad \textbf{(42)}$$

$$K2 \cdot \frac{dL_B}{dt} = K21 \cdot \frac{dP}{dt} + K22 \cdot \frac{dL_A}{dt} + K23 \cdot \frac{dh_o}{dt} + K24$$

$$K3 \cdot \frac{dh_o}{dt} = K31 \cdot \frac{dP}{dt} + K32 \cdot \frac{dL_B}{dt} + K33$$

$$K4 \cdot \frac{dL_A}{dt} = K41 \cdot \frac{dP}{dt} + K42 \cdot \frac{dL_B}{dt} + K43 \cdot \frac{dh_o}{dt} + K44$$

gdje će derivacije temperatura stijenke po vremenu biti definirane kao

$$\frac{dT_{w1}}{dt} = \frac{(C_w \cdot \rho_w \cdot A_w) \cdot (T_{w1} - T_{w2}) \cdot \frac{dL_A}{dt} - \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_A \cdot (T_1 - T_{w1}) - a_0 \cdot \pi \cdot D_o \cdot L_A \cdot (T_a - T_{w1})}{Den_{Tew1}} + T_{wc12} \quad \textbf{(43)}$$

$$\frac{dT_{w2}}{dt} = \frac{-\alpha_2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (L_B - L_A) \cdot (T_2 - T_{w2}) - \alpha_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot (L_B - L_A) \cdot (T_a - T_{w2})}{Den_{Tew2}} \quad \textbf{(44)}$$

$$\frac{dT_{w3}}{dt} = \frac{[C_w \cdot \rho_w \cdot A_w \cdot (T_{w2} - T_{w3}) \cdot \frac{dL_B}{dt} - \alpha_3 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (L - L_B) \cdot (T_3 - T_{w3})]}{Den_{Tew3}} - \frac{C_w \cdot \rho_w \cdot A_w \cdot \alpha_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot (L - L_B) \cdot (T_a - T_{w3})}{Den_{Tew3}} + T_{wc23} \quad \textbf{(45)}$$

pri čemu su T_{wc12} i T_{wc23} kondukcije stijenke između zone 1-2 odnosno 2-3

$$T_{wc12} = \frac{A_w \cdot \lambda \cdot (T_{w1} - T_{w2})}{L_A^2} \quad \textbf{(46)}$$

$$T_{wc23} = \frac{A_w \cdot \lambda \cdot (T_{w2} - T_{w3})}{(L - L_B)^2} \quad \textbf{(47)}$$

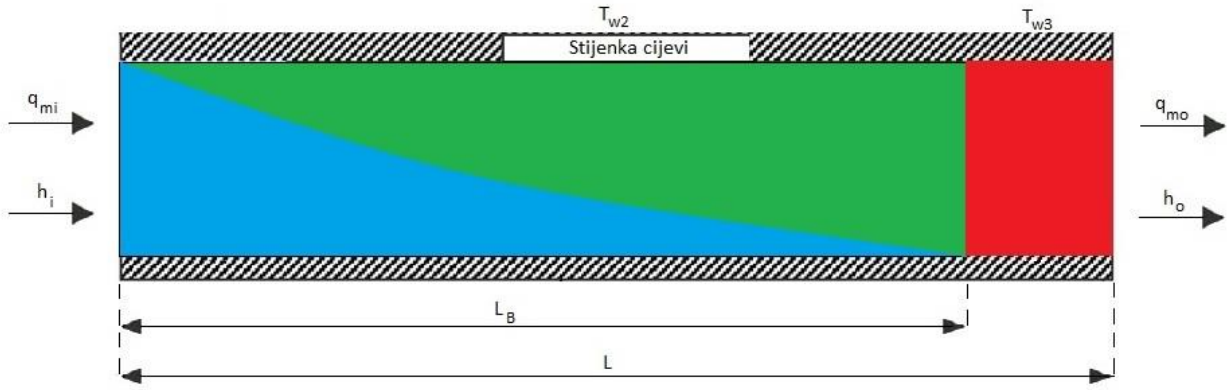
a Den_{Tew1}, Den_{Tew2} i Den_{Tew3} toplinski kapaciteti stijenke za svaku zonu

$$Den_{Tew1} = -C_w \cdot \rho_w \cdot A_w \cdot L_A \quad \textbf{(48)}$$

$$Den_{Tew2} = -C_w \cdot \rho_w \cdot A_w \cdot (L_B - L_A) \quad \textbf{(49)}$$

$$Den_{Tew3} = -C_w \cdot \rho_w \cdot A_w \cdot (L - L_B) \quad \textbf{(50)}$$

2.2.3 Slučaj 2: MP-PP



Slika 10. Model isparivača za slučaj 2

U ovom slučaju nema pothlađene kapljevine pa će pri tome vrijediti $L_A \rightarrow 0$, $\frac{dL_A}{dt} \rightarrow 0$ i $\frac{dT_{w1}}{dt} \rightarrow 0$. Ubacivanjem ovih uvjeta u sustav jednadžbi (42) dobiva se

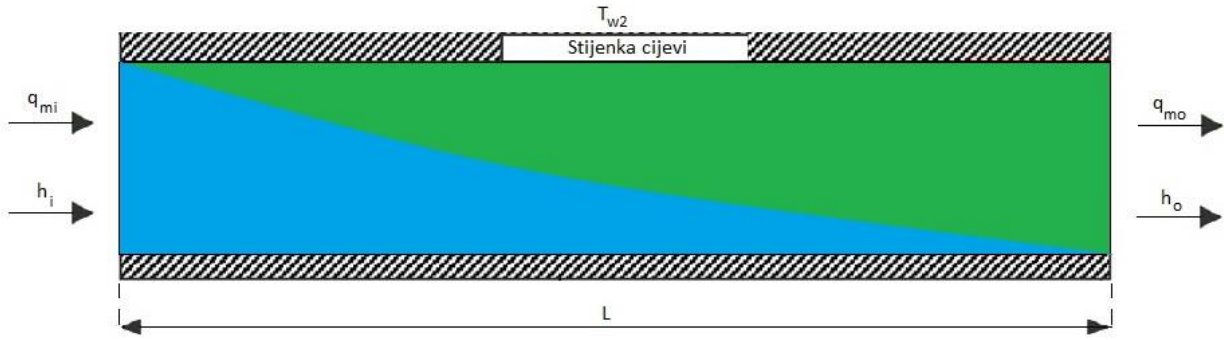
$$K2 \cdot \frac{dL_B}{dt} = K21 \cdot \frac{dP}{dt} + K23 \cdot \frac{dh_o}{dt} + K24 \quad \textbf{(51)}$$

$$K3 \cdot \frac{dh_o}{dt} = K31 \cdot \frac{dP}{dt} + K32 \cdot \frac{dL_B}{dt} + K33$$

$$0 = K41 \cdot \frac{dP}{dt} + K42 \cdot \frac{dL_B}{dt} + K43 \cdot \frac{dh_o}{dt} + K44$$

dok će derivacije temperatura stijenke po vremenu $\frac{dT_{w2}}{dt}$ i $\frac{dT_{w3}}{dt}$ biti definirane jednadžbama (44) i (45).

2.2.4 Slučaj 3: MP



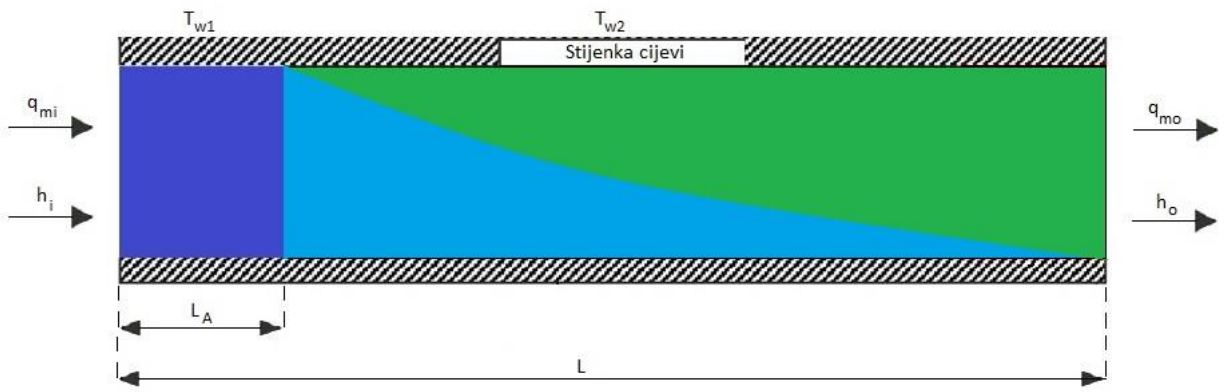
Slika 11. Model isparivača za slučaj 3

Ovdje neće biti prisutna niti pothlađena kapljevina niti pregrijana para pa će varijable $\frac{dL_A}{dt}$, $\frac{dL_B}{dt}$, $\frac{dT_{w1}}{dt}$, $\frac{dT_{w3}}{dt}$ i $\frac{dh_o}{dt}$ biti suvišne. Postojati će samo jedna zona duljine L, temperatura stijenke će biti jedinstvena i definirana jednadžbom (44), a izlazna entalpija h_o će biti u mokrom području i algebarski opisana jednadžbom (53).

$$\frac{dP}{dt} = \frac{q_{mo} - q_{mi}}{-A \cdot L \cdot [\gamma \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial P} + (1-\gamma) \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial P}]} \tag{52}$$

$$h_o = \frac{[\left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P} \cdot h_v + \frac{\partial h_v}{\partial P} \cdot \rho_v\right) \cdot \gamma + \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} \cdot h_l + \frac{\partial h_l}{\partial P} \cdot \rho_l\right) \cdot (1-\gamma) - 1] \cdot (q_{mo} - q_{mi})}{q_{mo} \cdot [\gamma \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial P} + (1-\gamma) \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial P}]} + \frac{h_i \cdot q_{mi}}{q_{mo}} + \frac{\alpha_2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot L \cdot (T_{w2} - T_2)}{q_{mo}} \tag{53}$$

2.2.5 Slučaj 4: K-MP



Slika 12. Model isparivača za slučaj 4

U ovom slučaju nema pregijane pare pa će vrijediti $(L - L_B) \rightarrow 0$, odnosno $L_B \rightarrow L$ i $\frac{dL_B}{dt} \rightarrow 0$. Izlazna entalpija h_o će također i u ovom slučaju biti definirana algebarskom jednadžbom. Slučaj je opisan sa

$$K1 \cdot \frac{dP}{dt} = K11 \cdot \frac{dL_A}{dt} + K12 \quad \textbf{(54)}$$

$$K4 \cdot \frac{dL_A}{dt} = K41 \cdot \frac{dP}{dt} + K44$$

$$h_o = \frac{1}{q_{mo}} \cdot \{\left[C11 \cdot h_l - A \cdot (L - L_A) \cdot \left(\left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P} \cdot h_v + \frac{\partial h_v}{\partial P} \cdot \rho_v\right) \cdot \gamma + \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} \cdot h_l + \frac{\partial h_l}{\partial P} \cdot \rho_l\right) \cdot (1 - \gamma) - 1\right)\right] \cdot \frac{dP}{dt} + [C12 \cdot h_l - A \cdot \gamma(\rho_l \cdot h_l - \rho_v \cdot h_v)] \cdot \frac{dL_A}{dt} + \alpha_2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (L - L_A) \cdot (T_{w2} - T_2) + C13 \cdot h_l\} \quad \textbf{(55)}$$

2.2.6 Definiranje konstanti K

Za slučaj 1 vrijedi

$$C_{h1} = h_l$$

$$C11 = -A \cdot L_A \cdot (\frac{\partial \rho_l}{\partial P} + 0{,}5 \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial h} \cdot \frac{\partial h_l}{\partial P})$$

$$C12 = -A \cdot (\overline{\rho_1} - \rho_l)$$

$$C13 = q_{mi} - 0{,}5 \cdot A \cdot L_A \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial h} \cdot \frac{dh_i}{dt}$$

$$C_{h2} = h_v$$

$$C31 = A \cdot (L - L_B) \cdot (\frac{\partial \rho_3}{\partial P} + 0{,}5 \cdot \frac{\partial \rho_3}{\partial h} \cdot \frac{\partial h_v}{\partial P})$$

$$C32 = A \cdot (\rho_v - \overline{\rho_3})$$

$C33 = 0{,}5 \cdot \frac{\partial \rho_3}{\partial h} \cdot A \cdot (L - L_B)$

$C34 = q_{mo}$

Za slučaj 2 vrijedi

$C_{h1} = h_i$

$C11 = 0$

$C12 = 0$

$C13 = q_{mi}$

dok su C_{h2}, $C31$, $C32$, $C33$ i $C34$ isti kao u slučaju 1.
Za slučaj 3 vrijedi

$C_{h2} = h_o$

$C31 = 0$

$C32 = 0$

$C33 = 0$

$C34 = q_{mo}$

dok su C_{h1}, $C11$, $C12$ i $C13$ isti kao i u slučaju 2.
Za slučaj 4 su vrijednosti C_{h1}, $C11$, $C12$ i $C13$ iste kao i u slučaju 1, a vrijednosti C_{h2}, $C31$, $C32$, $C33$ i $C34$ iste kao i u slučaju 3.

Vrijednosti koje vrijede za sve slučajeve su

$$C21 = -A \cdot (L_B - L_A) \cdot [\gamma \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial P} + (1-\gamma) \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial P}]$$

$$C22 = -A \cdot [\rho_l - \gamma \cdot \rho_v - (1-\gamma) \cdot \rho_l]$$

$$C23 = -A \cdot [\gamma \cdot \rho_v + (1-\gamma) \cdot \rho_l - \rho_v]$$

$$K1 = A \cdot L_A \cdot (0{,}5 \cdot \overline{\rho_1} \cdot \frac{\partial h_l}{\partial P} + \overline{h_1} \cdot \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} + 0{,}5 \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial h} \cdot \frac{\partial h_l}{\partial P} - 1\right) + C11 \cdot h_l$$

$$K11 = A \cdot \left(\rho_l \cdot h_l - \overline{\rho_1} \cdot \overline{h_1}\right) - C12 \cdot h_l$$

$$K12 = \alpha_1 \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_A \cdot (T_{w1} - T_1) + q_{mi} \cdot h_i - A \cdot L_A \cdot \left(0{,}5 \cdot \overline{\rho_1} \cdot \frac{dh_i}{dt} + 0{,}5 \cdot \overline{h_1} \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial h} \cdot \frac{dh_i}{dt}\right) - C13 \cdot h_l$$

$$K2 = A \cdot (1-\gamma) \cdot (\rho_l \cdot h_l - \rho_v \cdot h_v) + C_{h2} \cdot C32$$

$$K21 = C11 \cdot C_{h1} - C31 \cdot C_{h2} - A \cdot (L_B - L_A) \cdot \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P} \cdot h_v + \frac{\partial h_v}{\partial P} \cdot \rho_v\right) \cdot \gamma + \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} \cdot h_l + \frac{\partial h_l}{\partial P} \cdot \rho_l\right) \cdot (1-\gamma) - 1)$$

$$K22 = C12 \cdot C_{h1} - A \cdot \gamma \cdot (\rho_l \cdot h_l - \rho_v \cdot h_v)$$

$$K23 = -C_{h2} \cdot C33$$

$$K24 = C_{h1} \cdot C13 - C_{h2} \cdot C34 + \alpha_2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (L_B - L_A) \cdot (T_{w2} - T_2)$$

$$K3 = A \cdot (L - L_B) \cdot \left(0{,}5 \cdot \overline{\rho_3} + 0{,}5 \cdot \overline{h_3} \cdot \frac{\partial \rho_3}{\partial h}\right) - h_v \cdot C33$$

$$K31 = A \cdot (L - L_B) \cdot \left[1 - \overline{\rho_3} \cdot 0{,}5 \cdot \frac{\partial h_v}{\partial P} - \overline{h_3} \cdot \left(\frac{\partial \rho_3}{\partial P} + 0{,}5 \cdot \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} \cdot \frac{\partial h_v}{\partial P}\right)\right] + h_v \cdot C31$$

$$K32 = -A \cdot \left(\rho_v \cdot h_v - \overline{\rho_3} \cdot \overline{h_3}\right) + h_v \cdot C32$$

$$K33 = -q_{mo} \cdot h_o + h_v \cdot C34 + (L - L_B) \cdot \alpha_3 \cdot \pi \cdot D_i \cdot (T_{w3} - T_3)$$

$K4 = -(C12 + C22)$

$K41 = (C21 - C31 + C11)$

$K42 = C23 - C32$

$K43 = -C33$

$K44 = -C13 - C34$

pri čemu su

$\frac{\partial \rho_1}{\partial P}$ – parcijalna derivacija srednje gustoće kapljevine po tlaku uz konstantnu entalpiju $\overline{h_1}$

$\frac{\partial \rho_3}{\partial P}$ – parcijalna derivacija srednje gustoće pare po tlaku uz konstantnu entalpiju $\overline{h_3}$

$\frac{\partial \rho_l}{\partial P}$ – parcijalna derivacija gustoće vrele kapljevine po tlaku uz konstantnu entalpiju h_l

$\frac{\partial \rho_v}{\partial P}$ – parcijalna derivacija gustoće suhozasićene pare po tlaku uz konstantnu entalpiju h_v

$\frac{\partial \rho_1}{\partial h}$ – parcijalna derivacija srednje gustoće kapljevine po entalpiji $\overline{h_1}$ uz konstantan tlak

$\frac{\partial \rho_3}{\partial h}$ – parcijalna derivacija srednje gustoće pare po entalpiji $\overline{h_3}$ uz konstantan tlak

$\frac{\partial h_l}{\partial P}$ – parcijalna derivacija entalpije vrele kapljevine po tlaku uz konstantan tlak

$\frac{\partial h_v}{\partial P}$ – parcijalna derivacija entalpije suhozasićene pare po tlaku uz konstantan tlak

Postoje određeni problemi u korištenju napisanog modela isparivača. U literaturi su uočene određene greške i poteškoće:

- *U koeficijentima K1 i K21 nedostaje jedna zagrada. Model je napravljen sa pretpostavkom da navedeni koeficijenti trebaju izgledati na sljedeći način*

$$K1 = A \cdot L_A \cdot \left[0{,}5 \cdot \overline{\rho_1} \cdot \frac{\partial h_l}{\partial P} + \overline{h_1} \cdot \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} + 0{,}5 \cdot \frac{\partial \rho_l}{\partial h} \cdot \frac{\partial h_l}{\partial P} - 1\right)\right] + C11 \cdot h_l$$

$$K21 = C11 \cdot C_{h1} - C31 \cdot C_{h2} - A \cdot (L_B - L_A) \cdot [\left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P} \cdot h_v + \frac{\partial h_v}{\partial P} \cdot \rho_v\right) \cdot \gamma + \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} \cdot h_l + \frac{\partial h_l}{\partial P} \cdot \rho_l\right) \cdot (1 - \gamma) - 1]$$

- *Iz literature je teško očitati razliku u indeksiranju veličina sa oznakama 1 (jedan) i l (slovo L) pa je moguće da su zbog toga krivo napisani neki indeksi u ovom radu.*
- *Na prethodnoj stranici, zadnje dvije derivacije nemaju smisla. Moguće je da postoji greška u napisanom opisu tih derivacija. Vrijednost ostalih derivacija će direktno ovisiti o radnoj tvari koja je korištena u sustavu i o početnom stanju u kojem se ona nalazi. Vrijednost zadnje dvije derivacije, uz njihov trenutni opis, će uvijek biti jednaka nuli bez obzira na vrstu radne tvari i njezinog polaznog stanja.*
- *U jednadžbi (45) postoji greška u drugom razlomku. Brojnik u razlomku ne predstavlja izmjenu topline između zraka i stijenke isparivača jer je dodatno pomnožen sa koeficijentima C_w, ρ_w, A_w. Iz tog razloga se mjerne jedinice ne podudaraju sa mjernim jedinicama ostalih članova. Pretpostavka je da navedene koeficijente iz drugog razlomka treba eliminirati.*

2.3 Matematički model kompresora

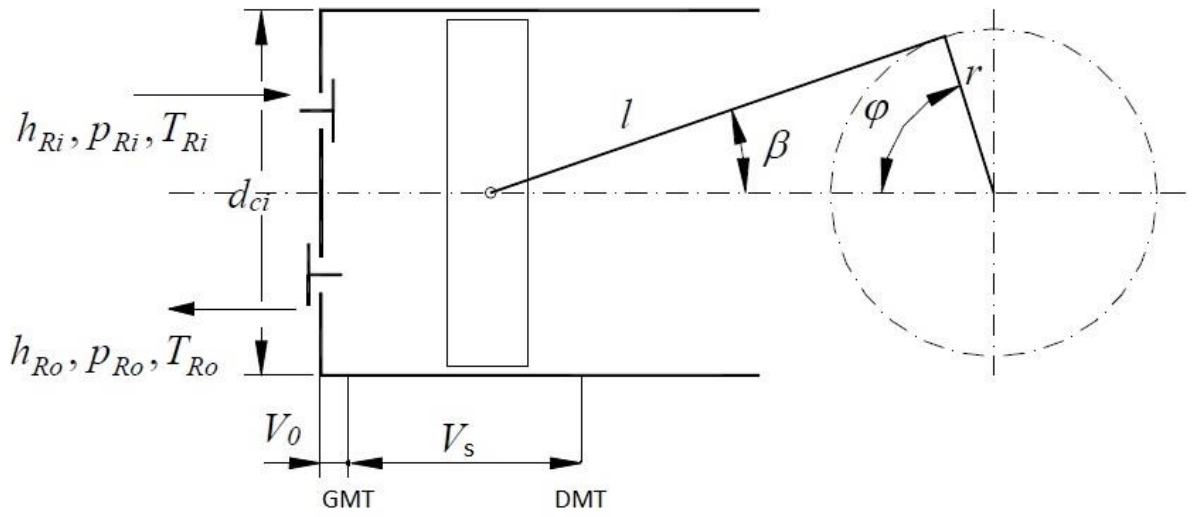
Za opisivanje dinamike rashladnog sustava ključno je opisati dobavu kompresora. Ona je definirana kao

$$q_m = V_u \cdot \rho_i \tag{56}$$

gdje je V_u usisni volumen kompresora, a ρ_i gustoća radne tvari na usisu u kompresor. Što je veće pregrijanje radne tvari na izlazu iz isparivača, to će bit veći tehnički rad potreban za kompresiju. Osim toga, veće pregrijanje negativno utječe i na dobavu kompresora budući da veća temperatura podrazumijeva i smanjenu gustoću radne tvari. Usisni volumen stapnog kompresora je jednak

$$V_u = V_s \cdot f \cdot i \cdot \lambda_u \tag{57}$$

uz stapajni volumen V_s koji predstavlja hod stapa od donje mrtve točke DMT do gornje mrtve točke GMT, frekvenciju vrtnje f, broj cilindara i i volumetrijski stupanj djelovanja λ_u. U idealnom slučaju kompresor bi svu radnu tvar koju usisa istisnuo u tlačni vod. Međutim, stap kompresora ne smije doći u kontakt sa stijenkom cilindra jer bi to istodobno značilo i lom kompresora. Iz tog razloga je potrebno osigurati određeni volumen V_0 između stijenke cilindra i gornje mrtve točke kako je to prikazano slikom [Slika 13].



Slika 13. Cilindar kompresora [8]

Stap kompresora nakon kompresije kreće iz položaja GMT prema položaju DMT. U volumenu V_0 se nalazi radna tvar pod tlakom p_o tlačnog voda i ona mora ekspandirati do usisnog tlaka p_i prije nego li počne proces usisavanja što će smanjiti količinu usisane tvari u cilindar. Ovaj efekt će biti pojačan uslijed povećanog omjera kompresije. Gubitak dobave uzrokuje i uvjet da pri usisu radne tvari tlak usisavanja treba biti nešto niži od tlaka u usisnom vodu kako bi se ostvarilo pomicanje samoradnog ventila kompresora. Isto tako tlak istiskivanja treba biti nešto viši od tlaka u tlačnom vodu.

Volumetrijski stupanj djelovanja λ_u je mjera odstupanja stvarne dobave kompresora od idealne i opisan je jednadžbom

$$\lambda_u = 100 - \lambda_{pr} - R - V_0 \cdot \left[\left(R^{\frac{1}{\kappa}}\right) \cdot \left(\frac{Z_o^2}{Z_i^2} - 1\right)\right] - \lambda_h \qquad \textbf{(58)}$$

gdje veličina R predstavlja omjer kompresije, κ eksponent adijabate, λ_h gubitak dobave uslijed propuštanja radne tvari između stapa i bočnih stijenki cilindra i λ_{pr} gubitak dobave zbog razlike tlaka na samoradnim ventilima.

Veličine Z_i i Z_o su kompresijski faktori radne tvari za njeno stanje u usisnom i tlačnom vodu. Kompresijski faktor opisuje odstupanje ponašanja realnog plina u odnosu na ono od idealnog plina. Prema definiciji, njegova vrijednost za idealni plin iznosi $Z = 1$ dok je za realni plin

$$Z = \frac{p \cdot V}{n \cdot R \cdot T} \qquad \textbf{(59)}$$

gdje je p tlak, V volumen, n broj kilomola radne tvari, R plinska konstanta i T temperatura.

2.4 Matematički model kondenzatora

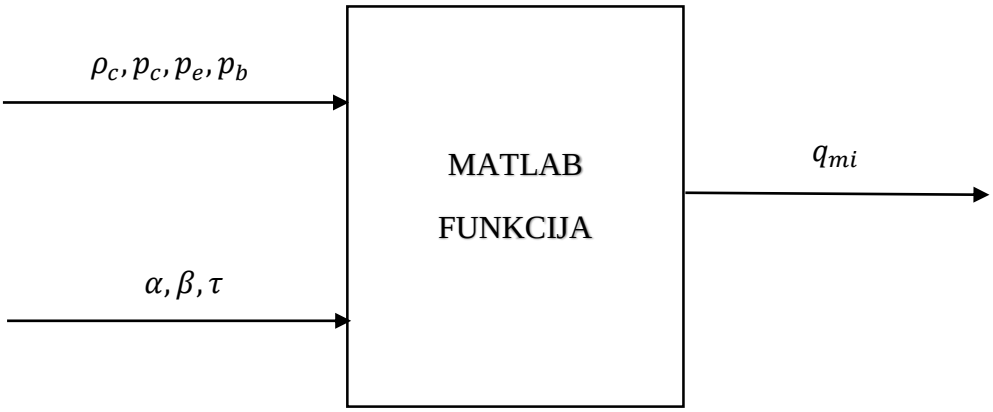
Matematički model kondenzatora u ovom radu nije obrađen, no valja napomenuti da je on vrlo sličan modelu isparivača. Dok u isparivač ulazi mokra para a izlazi pregrijana, u kondenzator će ulaziti pregrijana para a izlaziti pothlađena kapljevina. To znači da će za opisivanje kondenzatora vrijediti isti zakoni kao i za opisivanje isparivača, ali će jednadžbe biti nešto drugačije strukturirane. Za simulaciju je vrijednost tlaka kondenzacije uzeta kao konstantna vrijednost i iznosi $P_c = 770\,200$ paskala, a temperatura pothlađenja je proizvoljno izabirana tako da se potaknu uvjeti za pokretanje svakog od četiri slučaja isparivača kako će to biti opisano u trećem poglavlju.

3 SIMULACIJA I ANALIZA REZULTATA MODELA

Simulacija dinamike rashladnog sustava je opisana u programskom jeziku MATLAB i sastoji se od četiri glavna dijela. Napravljene su funkcije termoekspanzijskog ventila, isparivača i kompresora i pozivaju se u glavnu skriptu koja je izvršitelj simulacije. Sve veličine stanja radne tvari u bilokojem trenutku se računaju pomoću programa REFPROP.

Glavna skripta sadrži sve fizikalne karakteristike komponenti poput duljine isparivača, promjera cijevi, gustoće stijenke isparivača, koeficijenata prijelaza topline, toplinskih kapaciteta, fizikalnih konstanti ventila, dimenzija kompresora i druge. Sve te karakteristike su postavljene kao globalne varijable u programu kako bi funkcije ventila, isparivača i kompresora mogle njima pristupiti. Postavljena je *for* petlja unutar koje se nalaze navedene funkcije. Smisao petlje je da ona predstavlja trajanje simulacije u smislu da je svaka iteracija jednaka vremenskom pomaku od jedne sekunde. Dijagram toka glavne skripte pokazuje [Slika 15].

Zadatak funkcije ventila je da opiše dinamiku termoekspanzijskog ventila kako je to objašnjeno u potpoglavlju 2.1. Prvo se očitava vrijednost entalpije i tlaka radne tvari na izlasku iz isparivača pomoću kojih se računa vrijednost temperature. Koristeći temperaturu radne tvari određuje se temperatura osjetnika koja jednoznačno daje odgovor na vrijednost tlaka osjetnika. Konačno, ovisno o iznosu razlike tlaka osjetnika i isparivača odabire se jednadžba za računanje protoka radne tvari kroz ventil. [Slika 14] je osnovni prikaz parametara funkcije ventila dok [Slika 16] pokazuje dijagram toka algoritma ventila.



Slika 14. Prikaz parametara funkcije termoekspanzijskog ventila

Kako dinamika isparivača ima četiri različita slučaja, prvi korak algoritma je odlučivanje kojim jednadžbama će isparivač biti opisan. Krećući od slučaja 3 gdje je samo mokra para, nakon nekog

vremena će se na izlazu isparivača pojaviti pregrijana para što znači da se opis dinamike mora prebaciti iz slučaja 3 u slučaj 2. Uvjet koji će to određivati je upravo usporedba vrijednosti specifične entalpije na izlazu h_o u odnosu na entalpiju suhozasićene pare h_v. Ako je vrijednost $h_o > h_v$ znači da postoji pregrijana para u sustavu. Ako je $h_o \leq h_v$ znači da je na izlasku radna tvar stanja mokre pare. Ista analogija vrijedi za pojavu kapljevine gdje se uspoređuje vrijednost specifične ulazne entalpije u isparivač h_i i vrijednost specifične entalpije vrele kapljevine h_l za tlak u pojedinoj iteraciji. Uvjeti za svaki slučaj isparivača su prikazani sljedećom tablicom

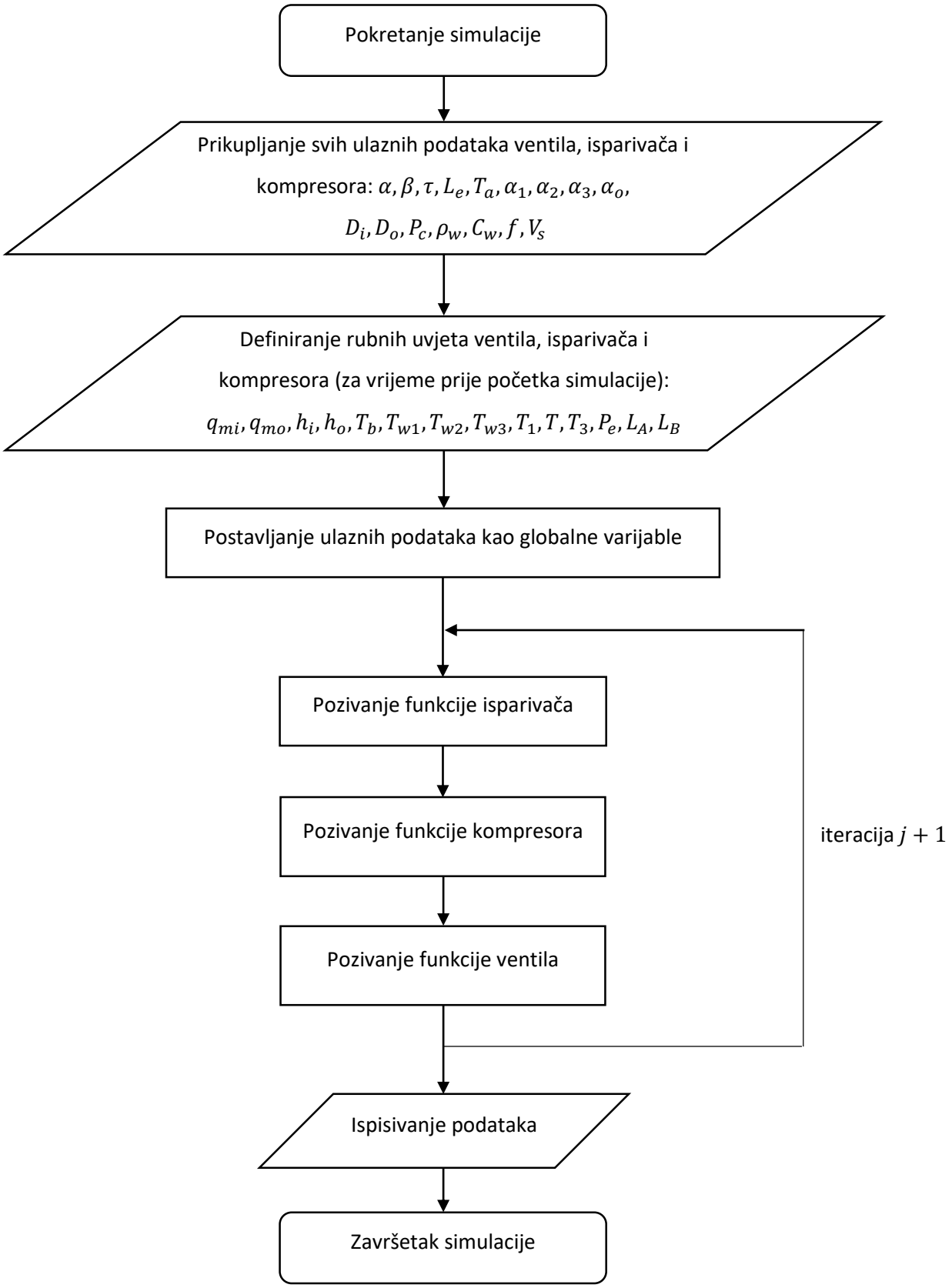
Tablica 1. Određivanje slučaja isparivača

Slučaj	$h_o > h_v$	$h_o \leq h_v$
$h_i \geq h_l$	2	3
$h_i < h_l$	1	4

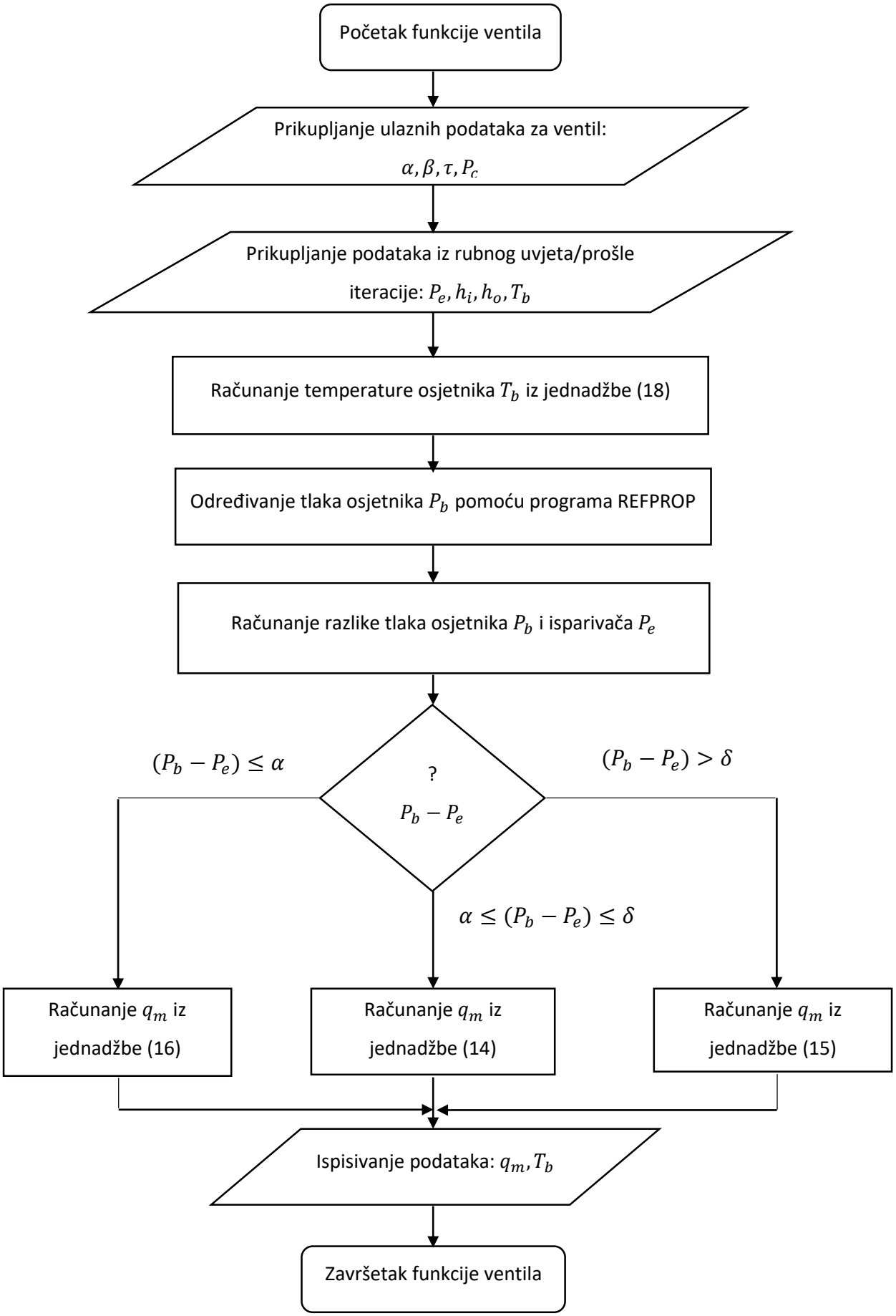
Dijagram toka za isparivač je prikazan slikom [Slika 16]. Sustavi jednadžbi isparivača (42), (51) i (54) su riješeni simbolički. Varijable u sustavu (51); $\frac{dP}{dt}$, $\frac{dL_B}{dt}$ i $\frac{dh_o}{dt}$ su postavljene kao simboličke varijable što omogućava programu da sam rješava algebru, a rezultat se dobiva pozivanjem funkcije *solve*. Postavljanjem jednakosti $\frac{dP}{dt} = x$, $\frac{dL_B}{dt} = y$ i $\frac{dh_o}{dt} = z$ sustav se rješava na sljedeći način

```
syms x y z
    eqn1 = K21*x -  K2*y + K23*z == -K24;
    eqn2 = K31*x + K32*y -  K3*z == -K33;
    eqn3 = K41*x + K42*y + K43*z == -K44;

    sol=solve([eqn1, eqn2, eqn3], [x, y, z]);
    dP/dt(j) = sol.x;

    dL_B/dt(j)= sol.y;

    dh_o/dt(j)= sol.z;
```

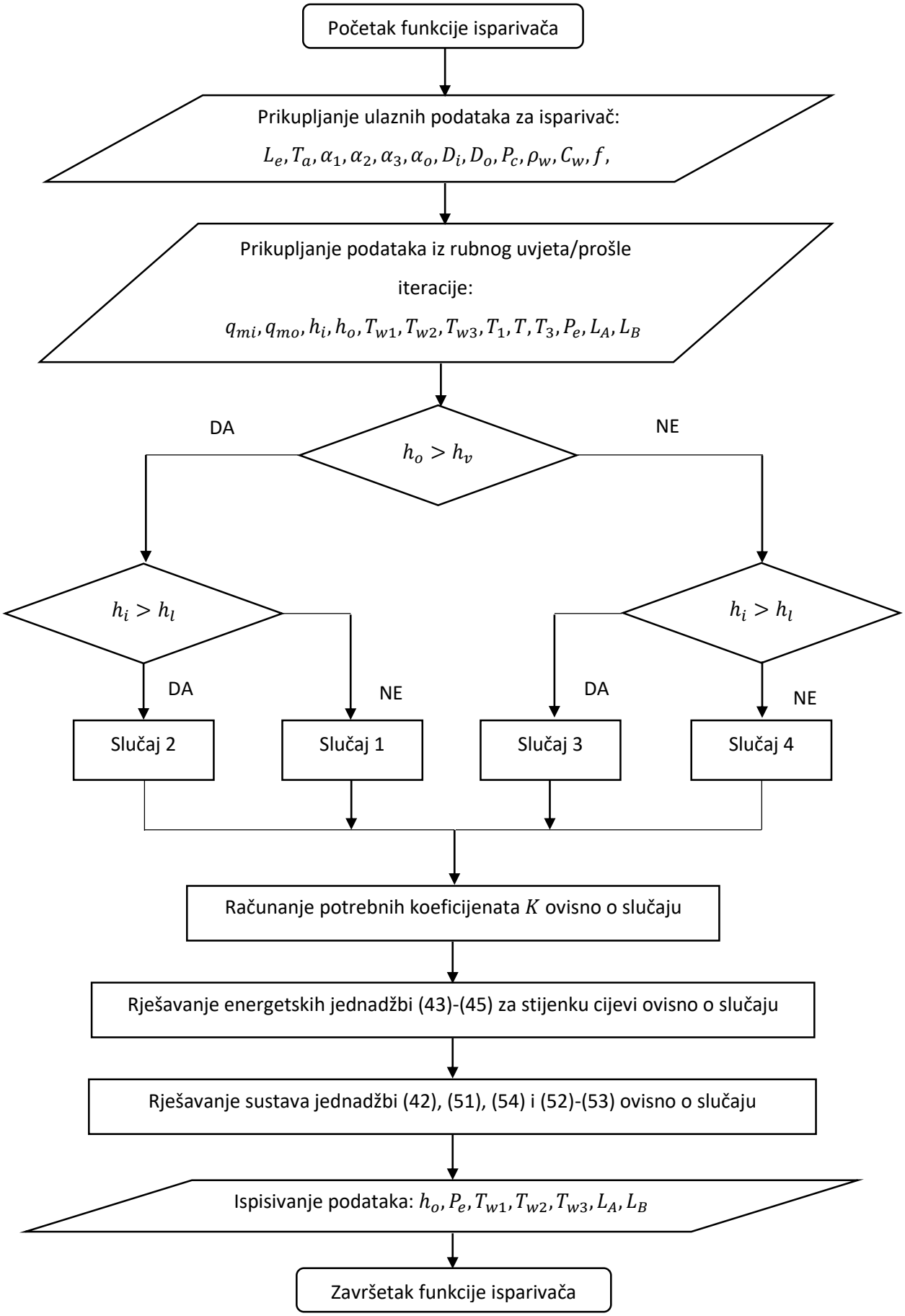
Funkcija kompresora se rješava kroz tri koraka. Prvo se definiraju svi parametri u jednadžbama (56), (57) i (58), nakon toga se definira vrijednost volumetrijskog stupnja djelovanja u zadanoj iteraciji, a pomoću njega dobava kompresora.



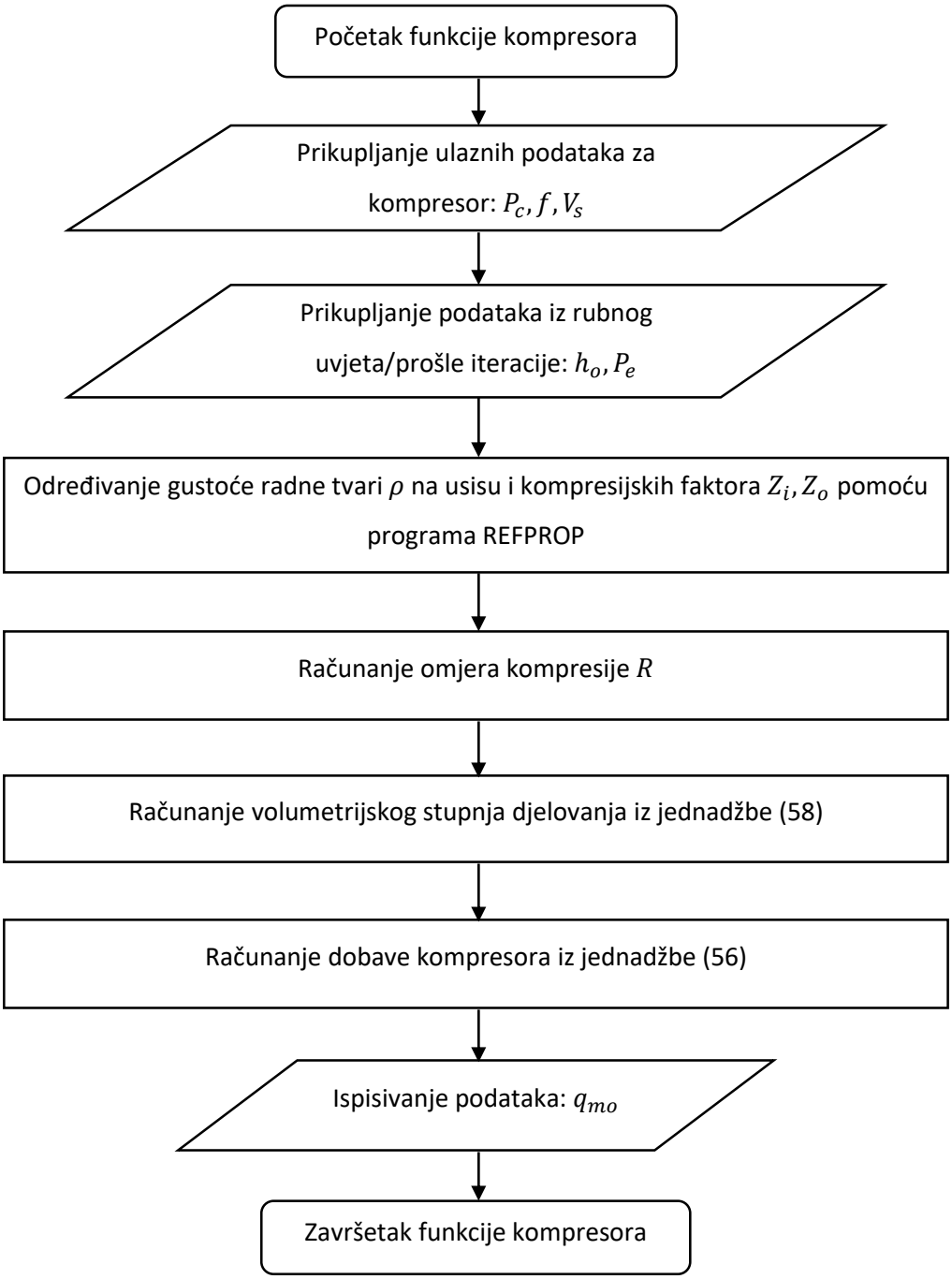
Slika 15. Dijagram toka glavne skripte



Slika 16. Dijagram toka funkcije termoekspanzijskog ventila



Slika 17. Dijagram toka funkcije isparivača



Slika 18. Dijagram toka funkcije kompresora

Karakteristike termoekspanzijskog ventila:

Danfoss TS2 sa kapsulom 03

$\alpha = 20{,}12477$

$\beta = 3{,}04939 \cdot 10^{-7}$

$\tau = 15$ [s]

δ – 100% otvorenost pri ukupnom pregrijanju od 8K

Karakteristike isparivača:

$T_a = 300$	[K]	temperatura okoliša
$\alpha_1 = 2000$	$[W/m^2K]$	koeficijent prijelaza topline kapljevina-stijenka
$\alpha_2 = 1000$	$[W/m^2K]$	koeficijent prijelaza topline mokra para-stijenka
$\alpha_3 = 200$	$[W/m^2K]$	koeficijent prijelaza topline pregrijana para-stijenka
$\alpha_o = 60$	$[W/m^2K]$	koeficijent prijelaza topline zrak-stijenka
$D_i = 14 \cdot 10^{-3}$	[m]	unutarnji promjer cijevi
$D_o = 18 \cdot 10^{-3}$	[m]	vanjski promjer cijevi
$\rho_w = 8{,}96 \cdot 10^{-3}$	$[kg/m^3]$	gustoća stijenke
$C_w = 385$	$[J/kgK]$	specifični toplinski kapacitet stijenke
$L_e = 10$	[m]	duljina isparivača

$\gamma = 0{,}8$

Karakteristike kompresora:

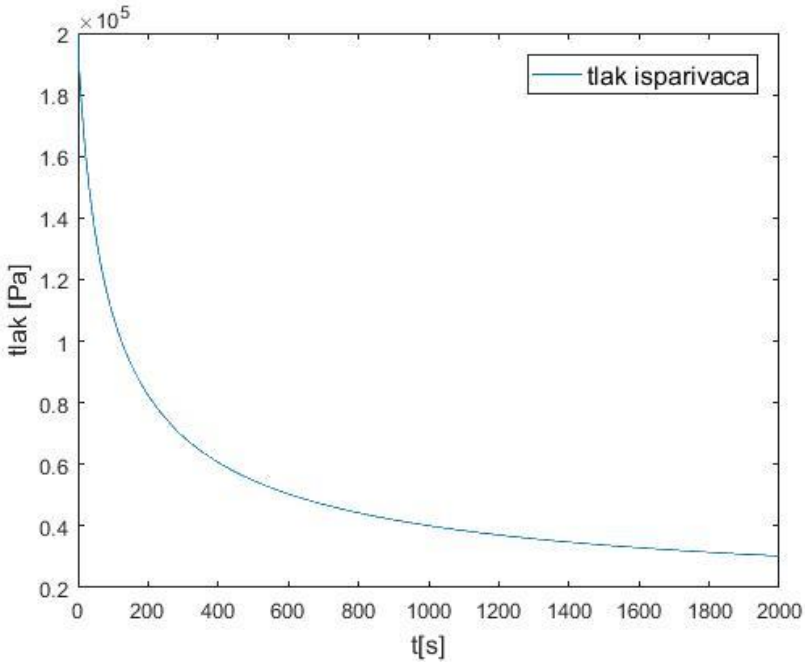
$V_s = 1000$	$[cm^3]$	stapajni volumen
$f = 50$	$[Hz]$	frekvencija

3.1 Prikaz rezultata simulacije

Sljedeći rezultati su dobiveni iz slučaja 3 (mokro područje). Definirani su rubni uvjeti

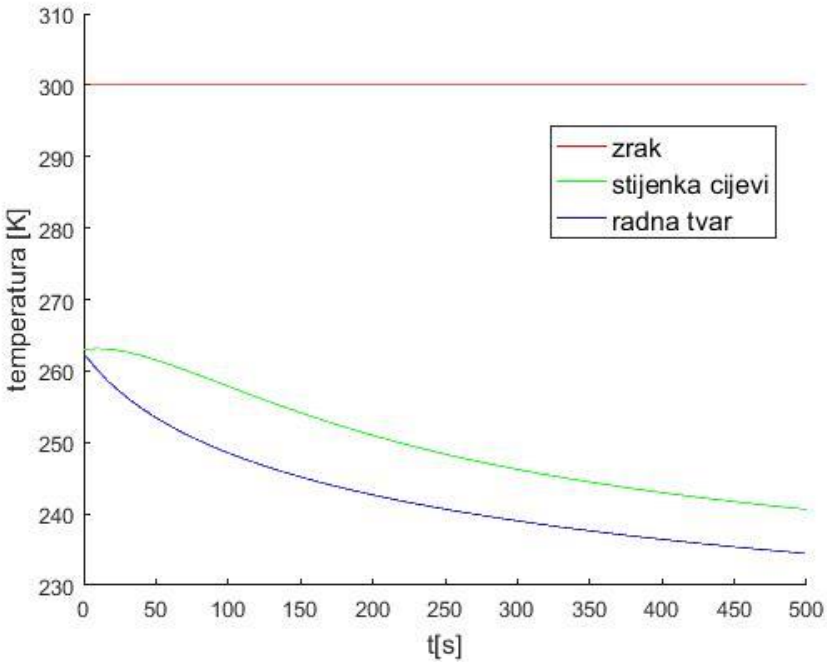
- $P_e(1)$ = 200 000 [Pa]
- P_c = 770 200 [Pa]
- $T_{w1}(1)$ = 263 [K]
- $T_{w2}(1)$ = 264 [K]
- $T_{w3}(1)$ = 265 [K]
- h_i = $1{,}9 \cdot 10^5$ [kJ/kg]
- $h_o(1)$ = $2 \cdot 10^5$ [kJ/kg]
- q_{mi} = 0 [kg/s]
- $q_{mo}(1)$ = 0.5 [kg/s]
- $L_A(1)$ = 0 [m]
- $L_B(1)$ = L_e [m]

Vrijednosti P_c i h_i nisu ovisne o duljini trajanje simulacije budući da su pretpostavljeni konstantan tlak kondenzacije i konstanta temperatura pothlađenja. U mokrom području će maseni protok ventila q_{mi} biti jednak nuli jer nema pregrijanja radne tvari. Isto tako će vrijednost duljine pothlađene zone L_A biti jednaka nuli. [Slika 19] pokazuje karakteristiku tlaka isparivača u duljini trajanje simulacije. Njegova vrijednost će padati zbog rada kompresora i zatvorenosti ventila. Vrijednost neće padati do nule nego do neke minimalne vrijednosti koja je ovisna o maksimalnom omjeru kompresije koji kompresor može postići. Na slici se može vidjeti i da vrijednost derivacije tlaka pada s vremenom upravo zato jer se smanjuje i volumetrijski učinak kompresora zbog povećanja omjera kompresije svake sekunde.



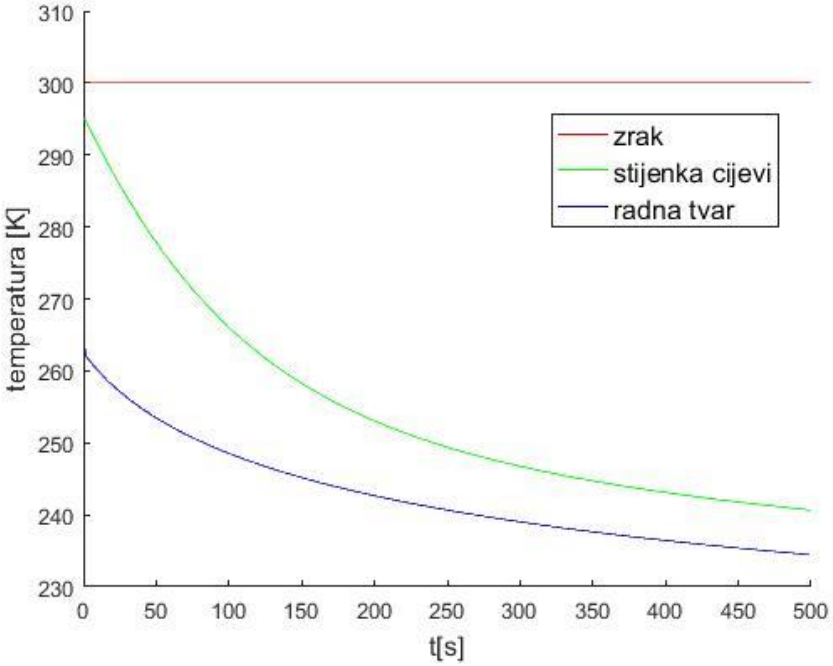
Slika 19. Tlak isparivača

[Slika 20] pokazuje temperature zraka, stijenke cijevi i radne tvari. Temperatura zraka ima predodređenu konstantnu vrijednost 300K. Temperaturu radne tvari jednoznačno opisuje vrijedost tlaka dok će temperatura stijenke biti rezultat izmjene topline sa zrakom i radnom tvari.



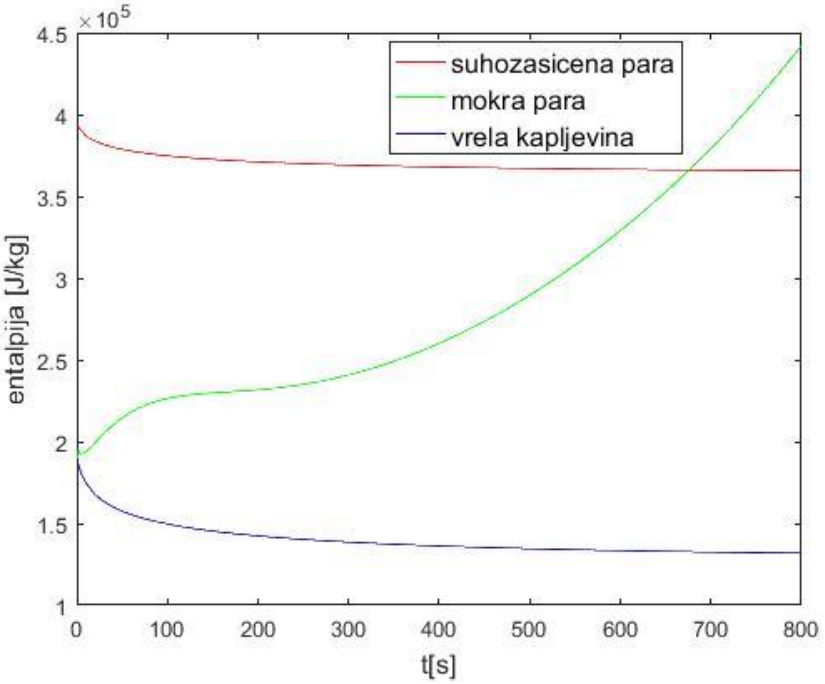
Slika 20. Temperature u isparivaču

Ako se promjeni vrijednost rubnog uvjeta $T_{w2}(1) = 264 \rightarrow T_{w2}(1) = 295$ dolazi se do rezultata na [Slika 21]. Ovdje se može vidjeti kako temperatura stijenke prvih 150 sekundi rapidno pada ali na kraju simulacije opet teži istoj vrijednosti kao i u prošlom primjeru. Balansna točka će se uvijek nalaziti na onoj temperaturi gdje će razlika temperature zraka i stijenke biti približno 16 puta veća od razlike temperatura stijenke i radne tvari. Razlog tome je upravo to što je koeficijent prijelaza topline zrak-stijenka otprilike 16 puta manji od onog za radnu tvar-stijenku u mokrom području.



Slika 21. Temperature u isparivaču

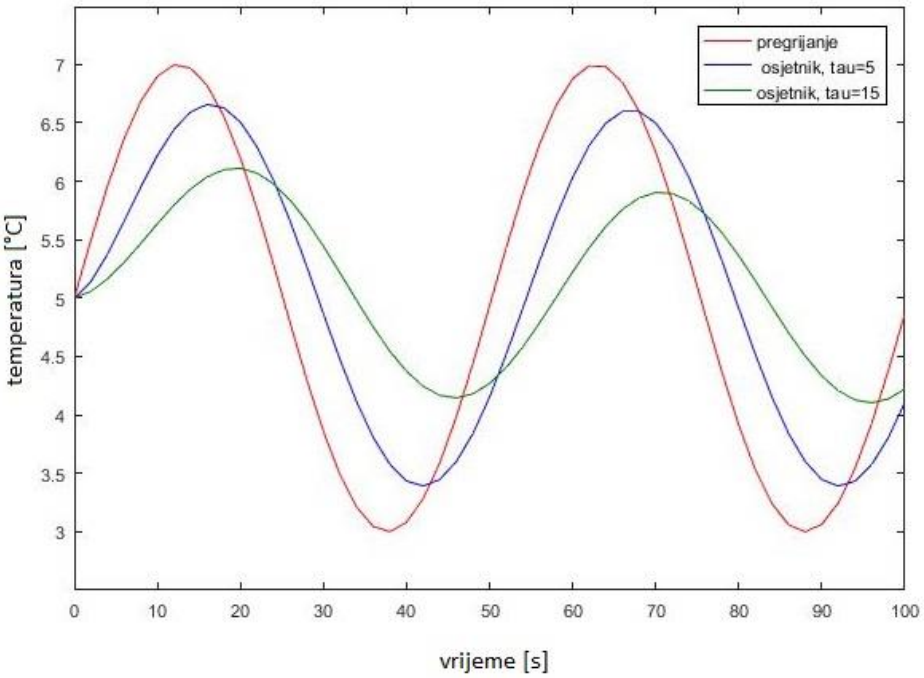
Vrijednosti entalpija se nalaze na [Slika 22]. Crvenom i plavom bojom su označene vrijednosti suhozasićene pare i vrele kapljevine za tlak u zadanom vremenu dok je zelenom bojom pokazana specifična entalpija radne tvari na izlazu iz isparivača. Budući da je simuliran slučaj 3 sa mokrom parom, efektivno trajanje simulacije je nešto manje od 700 sekundi jer tada linija izlazne entalpije presjeca liniju suhozasićene pare. To znači da se tada pojavljuje pregrijana para i simulacija se mora prebaciti iz slučaja 3 u slučaj 2. U ovom radu to nije bilo moguće napraviti zbog razloga objašnjenih na kraju poglavlja *2.2*.



Slika 22. Izlazna entalpija

Za navedenu simulaciju je bilo potrebno napraviti neka pojednostavljenja. Dobava kompresora je funkcija promjenjivih varijabli ρ_i, Z_i, Z_o i omjera kompresije R. Problem se nalazi u tome što će se vrijednost usisne gustoće ρ_i iznimno jako mijenjati svake sekunde uslijed zagrijavanja radne tvari unutar mokrog područja. Isto tako će jako promjenjivi biti i kompresijski faktori Z_i i Z_o. Zbog toga će se u modelu kompresora, u svrhu računanja veličina stanja, uzeti pretpostavka da je izlazno stanje radne tvari iz isparivača suhozasićena para a vrijednosti Z_i i Z_o će biti izjednačene. Ova pretpostavka je obrazložena i time da u stvarnosti kompresor nikada neće usisavati mokru paru. Uslijed postojanja osnovne regulacije kompresora, on će biti isključen za slučaj 3 zbog čega će biti prisutna samo dinamika topline.

Na [Slika 23] je prikazana karakteristika osjetnika termoekspanzijskog ventila iz jednadžbe (18). Ako se vrijednost temperature pregrijanja postavi kao sinusna funkcija kako je to prikazano na slici, rezultirajuće temperature osjetnika će biti prikazane plavom i zelenom bojom. Razlika je u postavljanju drugačijih vrijednosti vremenske konstante ventila τ. Rezultati će također biti sinusne funkcije ali manje amplitude i frekvencije. Bez obzira na vremensku konstantu, derivacija temperature osjetnika $\frac{dT_b}{dt}$ će uvijek imati pozitivnu vrijednost ako je temperatura pregrijanja veća od one od osjetnika. Isto tako će imati negativnu vrijednost ako je temperatura pregrijanja manja od one od osjetnika. Točke promjene predznaka derivacije $\frac{dT_b}{dt}$ su upravo sjecišta dviju sinusoida.



Slika 23. Temperature osjetnika

4 ZAKLJUČAK

Zadatak ovog diplomskog rada je bio izraditi matematički model jednostavnog rashladnog sustava. Napravljen je detaljan opis matematičkih modela termoekspanzijskog ventila, isparivača i kompresora sa svim potrebnim parametrima i prikazima dok su temperature kondenzacije i pothlađenja pretpostavljene. Iz navedenih modela je napisan programski kod sa grafičkim prikazom algoritma programa.

U simulaciji postoje četiri različita slučaja isparivača koji se mogu pojaviti. Uspješno je riješen model sa mokrom parom što pokazuju rezultati. Za ostale slučajeve je napisan programski kod ali zbog uočenih grešaka u literaturi nije uspješno simulirana dinamika sustava.

Sljedeći korak usavršavanja modela bi bio ponoviti izvode temeljnih jednadžbi isparivača u svrhu uočavanja i ispravljanja greški. Zatim je potrebno napraviti model kondenzatora kako bi dinamika sustava bila kompletna.

5 LITERATURA

[1] Soldo, V., Ćurko T.: Podloge za predavanja Hlađenje i dizalice topline, FSB, Zagreb, 2011.

[2] Karaga, A.: Izrada matematičkog modela rada rashladnika vode, FSB, Zagreb, 2017.

[3] Ian W. Eames, Adriano Milazzo, Graeme G. Maidment: Modelling thermostatic expansion valves, Elsevier Science Ltd and IIR, 2013.

[4] Danfoss, http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PE.000.H2.37_Retrofit%20and%20High%20Glide%20Refrigerants%20Croatian%20HR.pdf, zadnji pristup 25.9.2019.

[5] J. S. van der Meer, Simulation of a refrigerant evaporator, http://resolver.tudelft.nl/uuid:1b13b1d9-62c5-4fcd-ab8f-4775dd08e775, zadnji pristup 25.2.2019.

[6] M. Willatzen, N. B. O. L. Petit, 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, Elsevier Science Ltd and IIR, 1998.

[7] M. Willatzen, N. B. O. L. Petit, L. Ploug-Sørensen: A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator, Elsevier Science Ltd and IIR, 1998.

[8] Pavković, B.: Matematičko modeliranje termoenergetskih sustava s dizalicama topline pri promjenjivim uvjetima rada, Rijeka, 1999.

[9] Reciprocating compressor, https://petrowiki.org/Reciprocating_compressor, zadnji pristup 27.2.2019.

DODATAK

Glavna skripta:

```
clc
global Ta u1 u2 u3 u_a Di Do ro_c C_c Le f lambda A Pc Aw alfa beta tau fre Vs
Vo k lambda_pr lambda_h

%ulazni podaci kondenzatora
Pc = 770200; %pretpostavljeni tlak kondenzatora [Pa]

%ulazni podaci termoekspanzijskog ventila
alfa=20.12477;
beta=3.04939e-7;
tau=15;
qm_v(1)=0;
Tb(1)=263; %pocetna temperatura osjetnika
Pb(1)=200000;

%ulazni podaci isparivaca
Ta   = 300;  %temperatura hladenog medija u [K]
u1   = 2000; %koeficijent prijelaza topline za tekucinu [W/m2K]
u2   = 1000; %koeficijent prijelaza topline za mokru paru [W/m2K]
u3   = 200;  %koeficijent prijelaza topline za pregrijanu paru [W/m2K]
u_a  = 60;   %koeficijent prijelaza topline za stijenka-hladeni medij [W/m2K]
Di   = 14/1000;     %unutarnji promjer cijevi [m]
Do   = 18/1000;     %vanjski promjer cijevi   [m]
ro_c = 8.96*10e3;   %gustoca stijenke cijevi [kg/m3]
C_c   = 385;        %toplinski kapacitet stijenke cijevi [J/K]
lambda = 386;       %toplinska provodnost stijenke cijevi [W/m2K]
Le   = 10;          %duljina isparivaca [m]
f    = 0.8;         %omjer ukupnog volumena pare i volumena isparivaca
A = Di^2*pi/4;      %povrsina unutarnjeg poprecnog presjeka cijevi [m2]
Aw = Do^2*pi/4 - A; %povrsina poprecnog presjeka stijenke [m2]
Pe(1) = 200000;
h_l(1) = 1.8615e+05;
h_g(1) = 3.9263e+05;
L_a(1)=1;
L_b(1)=9.7;
Tw_1(1)=260;
Tw_2(1)=264; %pocetna temperatura stijenke cijevi u zoni 2
Tw_3(1)=270;
T(1)=263; %pocetna temperatura isparivanja
%T_3(1)=
%ho(1)=1.955e+05;    % za L-TP
%ho(1)=3.9263e+05;    % za TP-V
ho(1)=2e+05;  % za TP
hi=1.9e+05;
To(1)=265;

%ulazni podaci kompresora
qm_k(1) = 0.5; %pocetni protok uz pocetni omjer kompresije
fre= 50;               %frekvencija [Hz]
Vs =  1000*100^(-3);    %stapajni volumen [m3]
Vo =  3;               %volumen stetnog prostora = postotak stapajnog volumena
[%]
k  =  1.13;            %adijabatski eksponent
lambda_pr = 4;         %volumetrijski stupanj djelovanja zbog samoradnih
ventila [%]
lambda_h  = 1;         %volumetrijski stupanj djelovanja zbog propuštanja [%]
```

```
for j=2:600

     [Pe,Tw_1,Tw_2,Tw_3,L_a,L_b,T,ho,h_g,h_l]  =
isparivac(qm_k,qm_v,Pe,Tw_1,Tw_2,Tw_3,L_a,L_b,T,ho,h_g,h_l,hi,j);
     [qm_k]     = kompresor(Pe,qm_k,ho,j);
     %[ qm_v,Tb,Pb,a ] = ventil( Pe,ho,Tb,Pb,j );

end

plot (Pe,'b')
x=xlabel('t[s]');
y=ylabel('tlak [Pa]');
h=legend('tlak isparivaca');
set(x, 'Fontsize', 12)
set(y, 'Fontsize', 12)
set(h, 'Fontsize', 12)

% v=repmat(300,500,1);
% hold on
% plot (v,'r')
% hold on
% plot (Tw_2,'g')
% hold on
% plot (T,'b')
% x=xlabel('t[s]');
% y=ylabel('temperatura [K]');
% h=legend('zrak','stijenka cijevi','radna tvar');
% set(x, 'Fontsize', 12)
% set(y, 'Fontsize', 12)
% set(h, 'Fontsize', 12)

% plot (h_g,'r')
% hold on
% plot (ho,'g')
% hold on
% plot (h_l,'b')
% x=xlabel('t[s]');
% y=ylabel('entalpija [J/kg]');
% h=legend('suhozasicena para','mokra para','vrela kapljevina');
% set(x, 'Fontsize', 12)
% set(y, 'Fontsize', 12)
% set(h, 'Fontsize', 12)
```

Funkcija ventila:

```
function [ qm_v,Tb,Pb,a ] = ventil( Pe,ho,Tb,Pb,j )

global tau alfa beta Pc

Pe(j-1)=Pe(j-1)/1000; %pretvaranje tlaka u kPa zbog refpropa
[To(j-1)]=refpropm('T','P',Pe(j-1),'H',ho(j-1),'R134A'); %temperatura
pregrijanja

Pe(j)=Pe(j)/1000;
[To(j)]=refpropm('T','P',Pe(j),'H',ho(j),'R134A');

Ro_c=1.1875e+03; %gustoca pothladenja
%xt=dsolve('Dx+x/tau=Tesh/tau','x(0)=5')   rjesavanje diff jednadzbe
t=1;
Tb(j) = To(j) - exp(-t./tau).*(To(j-1) - Tb(j-1)) ;  %temperatura osjetnika,
"t" vremenski korak (jedan broj)

[Posj(j)]=refpropm('P','T',Tb(j),'Q',0,'R134A'); %tlak osjetnika
Pb(j)=Posj(j)*1000;   %pretvaranje tlaka u paskale
Pe(j-1)=Pe(j-1)*1000; %pretvaranje tlaka u paskale
%P100=250000; %tlak osjetnika pri 100% otvorenosti ventila, temp zasicenja + 8
(total superheat)
delta=86000; %P100-Pe
if (Pb(j)-Pe(j-1))>delta
    qm_v(j) = beta*(delta-alfa)*sqrt(Ro_c*(Pc-Pe(j-1)));
end

if (Pb(j)-Pe(j-1))<=alfa
    qm_v(j) = 0;
end

if alfa<(Pb(j)-Pe(j-1)) && (Pb(j)-Pe(j-1))<=delta
    qm_v(j) = beta*(Pb(j)-Pe(j-1)-alfa)*sqrt(Ro_c*(Pc-Pe(j-1)));
end

end
```

Funkcija kompresora:

```
function [ qm_k ] = kompresor(Pe,qm_k,ho,j )

global  Pc fre Vs Vo k lambda_pr lambda_h

%  [Ro_i]=refpropm('D','P',Pe(j-1)/1000,'H',ho(j-1),'R134A'); %gustoca radne
tvari u usisnom vodu
%  [Ro_i]=refpropm('D','P',Pe(j-1)/1000,'Q',1,'R134A');
%  [Zi]=refpropm('Z','P',Pe(j)/1000,'H',ho(j),'R134A');   %kompresijski faktor
u usisnom vodu
%  [So]=refpropm('S','P',Pe(j)/1000,'H',ho(j),'R134A');   %entropija ulaznog i
tlacnog voda
%  [Zo]=refpropm('Z','P',Pc/1000,'S',So,'R134A');         %kompresijski faktor
u tlacnom vodu
%  R = Pc/Pe(j-1);                                        %omjer kompresije
%  lambda_u = 100-lambda_pr-R-Vo*(((R^(1/k)))*(Zi^2/Zo^2-1))-lambda_h;
%ukupni volumetrijski stupanj djelovanja

%  qm_k(j)=Ro_i*Vs*fre*lambda_u/100;    %dobava kompresora


[Ro_i]=refpropm('D','P',Pe(j-1)/1000,'Q',1,'R134A');       %gustoca radne
tvari u usisnom vodu
R = Pc/Pe(j-1);                                            %omjer kompresije
nv(j) = 100-lambda_pr-R-Vo*(((R^(1/k)))*(1-1))-lambda_h;   %vol stupanj
djelovanja
qm_k(j) = Ro_i*Vs*fre* nv(j)/100;                          %protok kroz
krompresor
```

Funkcija isparivača:

```
function   [Pe,Tw_1,Tw_2,Tw_3,L_a,L_b,T,ho,h_g,h_l]  = isparivac(
qm_k,qm_v,Pe,Tw_1,Tw_2,Tw_3,L_a,L_b,T,ho,h_g,h_l,hi,j )

global Ta u1 u2 u3 u_a Di Do ro_c C_c Le f lambda A Aw


a=3;
%slucaj TP
%if hi>h_l(j-1) && ho(j-1)<=h_g(j-1)
    if a>2


        Pe(j-1)=Pe(j-1)/1000; %pretvaranje tlaka u kPa zbog refpropa
        [ro_l(j-1)]=refpropm('D','P',Pe(j-1),'Q',0,'R134A'); %gustoca vrele
kapljevine
        [ro_g(j-1)]=refpropm('D','P',Pe(j-1),'Q',1,'R134A'); %gustoca
suhozasicene pare

        [h_l(j-1)]=refpropm('H','P',Pe(j-1),'Q',0,'R134A');  %entalpija vrele
kapljevine
        [h_g(j-1)]=refpropm('H','P',Pe(j-1),'Q',1,'R134A');  %entalpija
suhozasicene pare

        Pe_novi = Pe(j-1) - 0.1; %pretpostavljena vrijednost tlaka u sljedecoj
iteraciji kPa (refprop)
        [ro_l_novi]=refpropm('D','P',Pe_novi,'H',h_l(j-1),'R134A'); %gustoca
kapljevine j uz konstantnu entalpiju
        [ro_g_novi]=refpropm('D','P',Pe_novi,'H',h_g(j-1),'R134A'); %gustoca
pare j uz konstantnu entalpiju

        [h_l_novi]=refpropm('H','P',Pe_novi,'D',ro_l(j-1),'R134A'); %entalpija
kapljevine j uz konstantnu gustocu ???
        [h_g_novi]=refpropm('H','P',Pe_novi,'D',ro_g(j-1),'R134A'); %entalpija
pare j uz konstantnu gustocu       ???

        d_Pe(j)    = (Pe_novi-Pe(j-1))*1000; %parcijalna promjena tlaka u
paskalima
        d_ro_l_H(j)  = ro_l_novi-ro_l(j-1);    %parcijalna promjena gustoce
kapljevine uz konstantnu entalpiju
        d_ro_g_H(j)  = ro_g_novi-ro_g(j-1);    %parcijalna promjena gustoce
pare uz konstantnu entalpiju

        d_h_l_D(j)   = h_l_novi-h_l(j-1);      %parcijalna promjena entalpije
kapljevine uz konstantnu gustocu
        d_h_g_D(j)   = h_g_novi-h_g(j-1);      %parcijalna promjena entalpije
pare uz konstantnu gustocu

        D_ro_l_H(j)      = d_ro_l_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna promjena gustoce
v kapljevine po tlaku uz konstantnu entalpiju
        D_ro_g_H(j)      = d_ro_g_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna promjena gustoce
sz pare po tlaku uz konstantnu entalpiju

        D_h_l_H(j)    = d_h_l_D(j)./d_Pe(j);  %parcijalna promjena entalpije
kapljevine po tlaku uz konstantu gustocu
        D_h_g_H(j)    = d_h_g_D(j)./d_Pe(j);  %parcijalna promjena entalpije
pare po tlaku uz konstantnu gustocu

        qm_v(j)=0;
```

```
     dp(j)    = (qm_k(j-1)-qm_v(j-1))./-(A*Le*(f*D_ro_g_H(j)+(1-
f)*D_ro_l_H(j))); %dP=>dP/dt u paskalima

     Pe(j-1) = Pe(j-1)*1000; %pretvaranje tlaka iz kilopaskala u paskale
     Pe(j) =(Pe(j-1)+dp(j)); %vrijednost apsolutnog tlaka kroz vrijeme u
paskalima


     [T(j-1)]=refpropm('T','P',Pe(j-1)/1000,'Q',0,'R134A'); %temperatura
isparivanja
     dTw_2(j) = (-u2*pi*Di*Le*(T(j-1)-Tw_2(j-1) )-u_a*pi*Do*Le*(Ta-Tw_2(j-1)
))/(-C_c*ro_c*Aw*Le); %dTw2/dt
     Tw_2(j) = Tw_2(j-1) + dTw_2(j); %temperatura stijenke u zoni 2 [K]

     ho(j) = ((  (D_ro_g_H(j)*h_g(j-1) + D_h_g_H(j)*ro_g(j-1))*f +
(D_ro_l_H(j)*h_l(j-1) + D_h_l_H(j)*ro_l(j-1))*(1-f)-1)*(qm_k(j-1)-qm_v(j-
1))).(qm_k(j-1)*(f*D_ro_g_H(j)+(1-f)*D_ro_l_H(j))) + (hi*qm_v(j-1))./qm_k(j-
1) + u2*pi*Di*Le*(Tw_2(j-1)-T(j-1))./(qm_k(j-1));

    end

    % slucaj L-TP

    %if hi<=h_l(j-1) && ho(j-1)<=h_g(j-1)
    if a >5

    r = 0; %(dhi/dt)
    qm_v(j-1)=0;
    qm_v(j)=0;
    dTw_1(1)=0;
    dTw_2(1)=0;
    dp(1)=0;


    Pe(j-1)=Pe(j-1)/1000; %pretvaranje tlaka u kPa zbog refpropa
    [ro_l(j-1)]=refpropm('D','P',Pe(j-1),'Q',0,'R134A'); %gustoca vrele
kapljevine
    [ro_g(j-1)]=refpropm('D','P',Pe(j-1),'Q',1,'R134A'); %gustoca suhozasicene
pare

    [h_l(j-1)]=refpropm('H','P',Pe(j-1),'Q',0,'R134A');  %entalpija vrele
kapljevine
    [h_g(j-1)]=refpropm('H','P',Pe(j-1),'Q',1,'R134A');  %entalpija
suhozasicene pare

    Pe(j) = Pe(j-1) - 0.001; %pretpostavljena vrijednost tlaka u sljedecoj
iteraciji kPa (refprop)
    [ro_l(j)]=refpropm('D','P',Pe(j),'H',h_l(j-1),'R134A'); %gustoca
kapljevine j uz konstantnu entalpiju
    [ro_g(j)]=refpropm('D','P',Pe(j),'H',h_g(j-1),'R134A'); %gustoca pare j uz
konstantnu entalpiju

    [h_l(j)]=refpropm('H','P',Pe(j),'D',ro_l(j-1),'R134A'); %entalpija
kapljevine j uz konstantnu gustocu
    [h_g(j)]=refpropm('H','P',Pe(j),'D',ro_l(j-1),'R134A'); %entalpija pare j
uz konstantnu gustocu

    d_Pe(j)    = (Pe(j)-Pe(j-1))*1000; %parcijalna promjena tlaka u paskalima
```

```
    d_ro_l_H(j)  = ro_l(j)-ro_l(j-1);    %parcijalna promjena gustoce
kapljevine uz konstantnu entalpiju
    d_ro_g_H(j)  = ro_g(j)-ro_g(j-1);    %parcijalna promjena gustoce pare uz
konstantnu entalpiju

    d_h_l_D(j)   = h_l(j)-h_l(j-1);      %parcijalna promjena entalpije
kapljevine uz konstantnu gustocu
    d_h_g_D(j)   = h_g(j)-h_l(j-1);      %parcijalna promjena entalpije pare
uz konstantnu gustocu

    D_ro_l_H(j)      = d_ro_l_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna promjena gustoce v
kapljevine po tlaku uz konstantnu entalpiju
    D_ro_g_H(j)      = d_ro_g_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna promjena gustoce sz
pare po tlaku uz konstantnu entalpiju

    D_h_l_H(j)    = d_h_l_D(j)./d_Pe(j);  %parcijalna promjena entalpije
kapljevine po tlaku uz konstantu gustocu
    D_h_g_H(j)    = d_h_g_D(j)./d_Pe(j);  %parcijalna promjena entalpije pare
po tlaku uz konstantnu gustocu

    ro_l_avg(j-1) = 0.5*(ro_l_i + ro_l(j-1)); %prosjecna gustoca, pothladena +
vrela
    h_l_avg(j-1)  = 0.5*(h_l_i + h_l(j-1));   %prosjecna entalpija, pothladena
+ vrela

    [ro_l_avg(j)]=refpropm('D','P',Pe(j),'H',h_l_avg(j-1),'R134A');
    [h_l_avg(j)]=refpropm('H','P',Pe(j),'D',ro_l_avg(j-1),'R134A');

    d_ro_l_avg_H(j) = ro_l_avg(j) - ro_l_avg(j-1); %parcijalna promjena
prosjecne gustoce poth. kaplj. uz konst. entalpiju
    d_h_l_avg_D(j)  = h_l_avg(j) - h_l_avg(j-1);   %parcijalna promjena
prosjecne entalpije poth. kaplj. uz konst. gustocu

    D_ro_l_avg_H(j) = d_ro_l_avg_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna promjena prosjecne
gustoce poth.kaplj. po tlaku uz konst. entalpiju
    D_h_l_avg_D(j)  = d_h_l_avg_D(j)./d_Pe(j);  %parcijalna promjena prosjecne
entalpije poth.kaplj. po tlaku uz konst. gustocu

    [T(j-1)]=refpropm('T','P',Pe(j-1)/1000,'Q',0,'R134A'); %temperatura
isparivanja
    [T_l(j-1)]=refpropm('T','P',Pe(j-1),'H',h_l_avg(j-1),'R134A');
%temperatura potladene kapljevine (j-1)

    Ch1 = h_l_i;
    C11(j) = -A*L_a(j-1)*(D_ro_l_avg_H(j) + 0.5*D_h_l_avg_D(j));
    C12(j) = -A*(ro_l_avg(j-1) - ro_l_i);
    C13(j) = qm_v(j-1) - 0.5*A*L_a(j-1).*r;
    Ch2(j) = ho(j-1);
    C21(j) = -A*(Le-L_a(j-1)).*(f*D_ro_g_H(j)+(1-f)*D_ro_l_H(j));
    C22(j) = -A*(ro_l_i-f*ro_g(j-1)-(1-f)*ro_l(j-1));
    C31 = 0;
    C32 = 0;
    C33 = 0;
    C34(j) = qm_k(j-1);
    K1(j) = A*L_a(j-1)*(0.5*ro_l_avg(j-1)*D_h_l_avg_D(j) + h_l_avg(j-
1)*(D_ro_l_avg_H(j) + 0.5*D_h_l_avg_D(j)-1)) + C11(j)*h_l(j-1);
    K11(j) = A*(ro_l(j-1)*h_l(j-1) - ro_l_avg(j-1)*h_l_avg(j-1)) -
C12(j)*h_l(j-1);
    K12(j) = u1*pi*Di*L_a(j-1)*(Tw_1(j-1)-T_l(j-1)) + qm_v(j-1)*h_l_i -
A*L_a(j-1)*(0.5*ro_l_avg(j-1)*r + 0.5*h_l_avg(j-1)*r) - C13(j-1)*h_l_avg(j-1);
%qm_v(j-1), r
```

```
    K4(j) = -(C12(j) + C22(j));
    K41(j) = (C21(j)-C31+C11(j));
    K44(j) = -C13(j)-C34(j);

    dp(j) = (K11(j).*K44(j) + K12(j).*K4(j))./(K1(j).*K4(j) - K11(j).*K41(j));
    Pe(j-1) = Pe(j-1)*1000; %pretvaranje tlaka iz kilopaskala u paskale
    Pe(j) = Pe(j-1) + dp(j);


    dL_a(j) = (K41(j).*dp(j)+K44(j))./K4(j);
    L_a(j) = L_a(j-1) + dL_a(j);

    dTw_1(j)= (C_c*ro_c*Aw*(Tw_1(j-1)-Tw_2(j-1))-u1*pi*Di*L_a(j-1).*(T_l(j-1)-
Tw_1(j-1) )-u_a*pi*Do*L_a(j-1).*(Ta-Tw_2(j-1) ))./(-C_c*ro_c*Aw*L_a(j-1));
    Tw_1(j) = Tw_1(j-1) + dTw_1(j);

    dTw_2(j) = (-u2*pi*Di*(Le-L_a(j-1)).*(T(j-1)-Tw_2(j-1) )-u_a*pi*Do*(Le-
L_a(j-1)).*(Ta-Tw_2(j-1) ))./(-C_c*ro_c*Aw*(Le-L_a(j-1))); %dTw2/dt
    Tw_2(j) = Tw_2(j-1) + dTw_2(j); %temperatura stijenke u zoni 2 [K]

    ho(j) = 1./qm_k(j-1)*((C11(j)*h_l(j-1) - A*(Le-L_a(j-
1)).*((D_ro_g_H(j)*h_g(j-1) + D_h_g_H(j)*ro_g(j-1))*f + (D_ro_l_H(j)*h_l(j-1)
+ D_h_l_H(j)*ro_l(j-1))*(1-f)-1)).*dp(j) + (C12(j)*h_l(j-1) - A*f*(ro_l(j-
1)*h_l(j-1)-ro_g(j-1)*h_g(j-1)))*dL_a(j) + u2*pi*Di*(Le-L_a(j-1)).*(Tw_2(j-1)-
T(j-1))+C13(j)*h_l(j-1));

    end

%slucaj TP-V

%if hi>h_l(j-1) && ho(j-1)>h_g(j-1)
if a==1

    Pe(j-1)=Pe(j-1)/1000; %pretvaranje tlaka u kPa zbog refpropa
        [ro_l(j-1)]=refpropm('D','P',Pe(j-1),'Q',0,'R134A'); %gustoca vrele
kapljevine
        [ro_g(j-1)]=refpropm('D','P',Pe(j-1),'Q',1,'R134A'); %gustoca
suhozasicene pare

        [h_l(j-1)]=refpropm('H','P',Pe(j-1),'Q',0,'R134A');  %entalpija vrele
kapljevine
        [h_g(j-1)]=refpropm('H','P',Pe(j-1),'Q',1,'R134A');  %entalpija
suhozasicene pare

        Pe_novi = Pe(j-1) - 0.1; %pretpostavljena vrijednost tlaka u sljedecoj
iteraciji kPa (refprop)
        [ro_l_novi]=refpropm('D','P',Pe_novi,'H',h_l(j-1),'R134A'); %gustoca
kapljevine j uz konstantnu entalpiju
        [ro_g_novi]=refpropm('D','P',Pe_novi,'H',h_g(j-1),'R134A'); %gustoca
pare j uz konstantnu entalpiju

        [h_l_novi]=refpropm('H','P',Pe_novi,'D',ro_l(j-1),'R134A'); %entalpija
kapljevine j uz konstantnu gustocu ???
        [h_g_novi]=refpropm('H','P',Pe_novi,'D',ro_g(j-1),'R134A'); %entalpija
pare j uz konstantnu gustocu       ???

        d_Pe(j)    = (Pe_novi-Pe(j-1))*1000; %parcijalna promjena tlaka u
paskalima
        d_ro_l_H(j)  = ro_l_novi-ro_l(j-1);    %parcijalna promjena gustoce
kapljevine uz konstantnu entalpiju
```

```
        d_ro_g_H(j)  = ro_g_novi-ro_g(j-1);    %parcijalna promjena gustoce
pare uz konstantnu entalpiju

        d_h_l_D(j)   = h_l_novi-h_l(j-1);      %parcijalna promjena entalpije
kapljevine uz konstantnu gustocu
        d_h_g_D(j)   = h_g_novi-h_l(j-1);      %parcijalna promjena entalpije
pare uz konstantnu gustocu

        D_ro_l_H(j)      = d_ro_l_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna promjena gustoce
v kapljevine po tlaku uz konstantnu entalpiju
        D_ro_g_H(j)      = d_ro_g_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna promjena gustoce
sz pare po tlaku uz konstantnu entalpiju

        D_h_l_H(j)    = d_h_l_D(j)./d_Pe(j);  %parcijalna promjena entalpije
kapljevine po tlaku uz konstantu gustocu
        D_h_g_H(j)    = d_h_g_D(j)./d_Pe(j);  %parcijalna promjena entalpije
pare po tlaku uz konstantnu gustocu


    h_g_avg(j-1)= 0.5*(h_g(j-1)+ho(j-1)); %prosjecna entalpija pregrijane pare
    [ro_g_avg(j-1)]=refpropm('D','P',Pe(j-1),'H',h_g_avg(j-1),'R134A');
%prosjecna gustoca pregrijane pare

    h_avg(j) = h_g_avg(j-1) - 100; %pretpostavljena promjena entalpije
    d_h(j) = h_avg(j)-h_g_avg(j-1);
    [ro_avg(j)] =refpropm('D','P',Pe(j-1),'H',h_avg(j),'R134A');
%pretpostavljena gustoca uz konstantan tlak
    [ro_g_avg(j)] =refpropm('D','P',Pe_novi,'H',h_g_avg(j-1),'R134A');
%pretpostavljena gustoca uz konstantnu entalpiju


    d_ro_g_avg_H(j)= ro_g_avg(j) - ro_g_avg(j-1); %parcijalna derivacije
gustoce pregrijane pare uz konstantnu entalpiju
    d_ro_avg(j) = ro_avg(j)-ro_g_avg(j-1); %parcijalna derivacija gustoce
pregrijane pare uz konstantan tlak

    D_ro_g_avg_H(j)= d_ro_g_avg_H(j)./d_Pe(j); %parcijalna derivacija gustoce
pregrijane pare po tlaku uz konstantnu entalpiju
    D_ro_avg(j) = d_ro_avg(j)./d_h(j); %parcijalna derivacija gustoce
pregrijane pare po entalpiji uz konstantan tlak

    [T(j-1)]=refpropm('T','P',Pe(j-1),'Q',0,'R134A'); %temperatura isparivanja
    [T_3(j-1)]=refpropm('T','P',Pe(j-1),'H',h_g_avg(j-1),'R134A'); %srednja
temperatura pregrijane pare


    Ch1 = hi(j-1);
    Ch2 = h_g(j-1);
    C11 = 0;
    C13 = qm_v(j-1);
    C21 = -A*L_b(j-1)*(f*D_ro_g_H(j) + (1-f)*D_ro_l_H(j));
    C23 = -A*(f*ro_g(j-1) + (1-f)*ro_l(j-1) - ro_g(j-1));
    C31 = A*(Le-L_b(j-1))*(D_ro_g_avg_H(j) + 0.5*D_ro_avg(j)*D_h_g_H(j));
    C32 = A*(ro_g(j-1)-ro_g_avg(j-1));
    C33 = 0.5*D_ro_g_avg_H(j)*A*(Le-L_b(j-1));
    C34 = qm_k(j-1);
    K2  = A*(1-f)*(ro_l(j-1)*h_l(j-1)-ro_g(j-1)*h_g(j-1)) + Ch2*C32;
    K21 = C11*Ch1 - C31*Ch2 - A*L_b(j-1)*((D_ro_g_H(j)*h_g(j-1) +
D_h_g_H(j)*ro_g(j-1))*f + (D_ro_l_H(j)*h_l(j-1) + D_h_l_H(j)*ro_l(j-1))*(1-f)-
1);
```

```
    K23 = -Ch2*C33;
    K24 = Ch1*C13-Ch2*C34 + u2*pi*Di*L_b(j-1)*(Tw_2(j-1)-T(j-1));
    K3  = A*(Le-L_b(j-1))*(0.5*ro_g_avg(j-1) + 0.5*h_g_avg(j-1)*D_ro_avg(j)) -
h_g(j-1)*C33;
    K31 = A*(Le-L_b(j-1))*(1 - ro_g_avg(j-1)*0.5*D_h_g_H(j) - h_g_avg(j-
1)*(D_ro_g_avg_H(j) + 0.5*D_ro_avg(j)*D_h_g_H(j))) + h_g(j-1)*C31;
    K32 = -A*(ro_g(j-1)*h_g(j-1) - ro_g_avg(j-1)*h_g_avg(j-1)) + h_g(j-1)*C32;
    K33 = -qm_k(j-1)*ho(j-1) + h_g(j-1)*C34 + (Le-L_b(j-1))*u3*pi*Di*(Tw_3(j-
1) - T_3(j-1));
    K41 = (C21-C31+C11);
    K42 = C23 - C32;
    K43 = -C33;
    K44 = -C13 - C34;


    syms x y z
    eqn1 = K21*x -  K2*y + K23*z == -K24;
    eqn2 = K31*x + K32*y -  K3*z == -K33;
    eqn3 = K41*x + K42*y + K43*z == -K44;

    sol=solve([eqn1, eqn2, eqn3], [x, y, z]);
    xSol = sol.x;
    ySol = sol.y;
    zSol = sol.z;

    dp(j)   =double(xSol);
    dL_b(j) =double(ySol);
    dho(j)  =double(zSol);

    Pe(j-1) = Pe(j-1)*1000;
    Pe(j)  = Pe(j-1) + dp(j); %vrijednost apsolutnog tlaka kroz vrijeme u
paskalima
    L_b(j) = L_b(j-1) + dL_b(j);
    ho(j)  = ho(j-1) + dho(j);

    dTw_2(j) = (-u2*pi*Di*L_b(j-1)*(T(j-1)-Tw_2(j-1) )-u_a*pi*Do*L_b(j-1)*(Ta-
Tw_2(j-1) ))/(-C_c*ro_c*Aw*L_b(j-1)); %dTw2/dt
    Tw_2(j)  = Tw_2(j-1) + dTw_2(j); %temperatura stijenke u zoni 2 [K]

    dTw_3(j) = (C_c*ro_c*Aw*(Tw_2(j-1)-Tw_3(j-1))*dL_b(j)*0 - u3*pi*Di*(Le-
L_b(j-1))*(T_3(j-1)-Tw_3(j-1)))/(-C_c*ro_c*Aw*(Le-L_b(j-1))) - u_a*pi*Do*(Le-
L_b(j-1))*(Ta-Tw_3(j-1))/(-C_c*ro_c*Aw*(Le-L_b(j-1))); %C_c*ro_c*Aw*  u_a ide
    Tw_3(j)  = Tw_3(j-1) + dTw_3(j); %temperatura stijenke u zoni 2 [K]

end

end
```