Razvoj dinamičkog modela brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom

Bupić, Matko

Doctoral thesis / Disertacija

2012

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:235:930912

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-25**

Repository / Repozitorij:

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

DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Matko Bupić

RAZVOJ DINAMIČKOG MODELA BRODSKOGA RASHLADNOG SUSTAVA S NADZIRANOM ATMOSFEROM

DOKTORSKA DISERTACIJA

Zagreb, 2012.

University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
AND NAVAL ARCHITECTURE

Matko Bupić

DEVELOPMENT OF DYNAMIC MODEL OF SHIP'S REFRIGERATION SYSTEM WITH CONTROLLED ATMOSPHERE

DOCTORAL THESIS

Zagreb, 2012

Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

mr. sc. Matko Bupić

RAZVOJ DINAMIČKOG MODELA BRODSKOGA RASHLADNOG SUSTAVA S NADZIRANOM ATMOSFEROM

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: **dr. sc. Tonko Ćurko, red. prof.**

Komentor: **dr. sc. Branimir Pavković, red. prof.**

Zagreb, 2012.

University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
AND NAVAL ARCHITECTURE

Matko Bupić, MSc

DEVELOPMENT OF DYNAMIC MODEL OF SHIP'S REFRIGERATION SYSTEM WITH CONTROLLED ATMOSPHERE

DOCTORAL THESIS

Supervisor: **Professor Tonko Ćurko, PhD**

Co-Supervisor: **Professor Branimir Pavković, PhD**

Zagreb, 2012

Podatci za bibliografsku karticu:

UDK:	**621.56:629.5:519.87>(043.3)**
Ključne riječi:	**dinamički model, matematičko modeliranje, računalna simulacija, brodski rashladni sustav, nadzirana atmosfera**
Znanstveno područje:	**tehničke znanosti**
Znanstveno polje:	**strojarstvo**
Institucija u kojoj je rad izrađen:	**Sveučilište u Dubrovniku**
Mentor rada:	**dr. sc. Tonko Ćurko, red. prof.**
Komentor rada:	**dr. sc. Branimir Pavković, red. prof., Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci**
Lektor:	**dr. sc. Antun Česko**
Broj stranica:	**245**
Broj slika:	**92**
Broj tablica:	**20**
Broj korištenih bibliografskih jedinica:	**139**
Datum obrane:	**17. srpnja 2012.**
Povjerenstvo za ocjenu i obranu rada:	**dr. sc. Antun Galović, red. prof. – predsjednik Povjerenstva** **dr. sc. Tonko Ćurko, red. prof. – mentor rada** **dr. sc. Branimir Pavković, red. prof., Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci – komentor rada** **dr. sc. Želimir Parat, red. prof. – član Povjerenstva** **dr. sc. Luko Milić, red. prof. u m., Sveučilište u Dubrovniku – član Povjerenstva**
Institucije u kojima je rad pohranjen:	**Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu** **Nacionalna i sveučilišna knjižnica u Zagrebu** **Sveučilište u Dubrovniku**

ZAHVALA

Ugodna mi je dužnost zahvaliti svima koji su mi, na bilo koji način, pomogli u izradbi ovog rada; ponajprije mentoru **prof. dr. sc. Tonku Ćurku**, za svesrdnu podršku i spremnost na pomoć u svakom trenutku. Komentoru **prof. dr. sc. Branimiru Pavkoviću** s Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci srdačno zahvaljujem na stalnim poticajima, zdušnoj pomoći i korisnim savjetima. Predsjedniku Povjerenstva **prof. dr. sc. Antunu Galoviću** i članu Povjerenstva **prof. dr. sc. Želimiru Paratu**, zahvaljujem na uloženom trudu za pregled rada.

Zoran Čumbelić, dipl. ing., tehnički inspektor brodarske tvrtke Korkyra Shipping iz Korčule, učinio mi je dostupnom tehničku dokumentaciju ispitivanoga brodskog rashladnog sustava i dragocjene eksperimentalne podatke, na čemu mu iskrena hvala. **Prof. dr. sc. Igoru Belamariću** iz Splita i **prof. dr. sc. Zoranu Iliću** iz Beograda zahvaljujem na pomoći oko nabave literature. Posebnu zahvalnost izražavam **prof. dr. sc. Tomislavu Jemriću** s Agronomskog fakulteta Sveučilišta u Zagrebu na stručnim savjetima.

Kolegama sa Sveučilišta u Dubrovniku: rektoru **prof. dr. sc. Mateu Milkoviću**, **dr. sc. Nikši Koboeviću**, **mr. sc. Anti Kataviću** i, nadasve, **prof. dr. sc. Luku Miliću**, zahvaljujem za iskazano zanimanje, potporu, korisne savjete i stalne poticaje. Na osobit način zahvaljujem **dr. sc. Antunu Česku** za jezične savjete, detaljni pregled i lektoriranje rada.

Posebno dugujem članovima svoje obitelji: supruzi **Mariji**, sinovima **Maroju** i **Vlahu**, kćerkama **Jeleni** i **Ani**, te svojoj **majci**, na pruženoj podršci, bezgraničnom strpljenju i odricanjima tijekom proteklih godina.

Zahvaljujem i svima ostalima koji su, svatko na svoj način, pomogli da dovršim započeti posao.

Iznad svega, hvala Bogu svemogućemu, kojemu jedinom pripada svaka hvala, čast i slava, Gospodinu Isusu Kristu, koji daje smisao mojemu životu i radu, i Duhu Božjem, koji je izvor svake mudrosti i znanja.

Jedan čovjek ne može sve znati, ali svatko mora imati nešto što razumije kako valja.

Gustav Freytag (1816. – 1895.)

SADRŽAJ

PREDGOVOR xvii

SAŽETAK xix

SUMMARY xxi

POPIS OZNAKA xxiii

POPIS SLIKA xxix

POPIS TABLICA xxxiii

1. UVOD 1

1.1. Definiranje problema 1

1.2. Hipoteza rada 3

1.3. Svrha i ciljevi istraživanja 3

1.4. Pregled dosadašnjih istraživanja 5

1.4.1. Modeliranje rashladnih sustava i njihovih komponenata 5

1.4.2. Modeliranje metaboličkih procesa u voću i povrću 16

1.5. Znanstvena metoda istraživanja 19

1.6. Očekivani znanstveni doprinos 19

2. BRODSKI RASHLADNI SUSTAVI S NADZIRANOM ATMOSFEROM 21

2.1. Brodovi za hlađene terete 21

2.1.1. Općenito o brodovima za hlađene terete 21

2.1.2. Brodski rashladni sustavi 26

2.2. Sustavi nadzirane atmosfere 31

2.2.1. Osnovni pojmovi 31
2.2.2. Povijest nadzirane atmosfere 34
2.2.3. Fiziologija voća i povrća nakon branja 35
2.2.4. Suvremeni sustavi nadzirane atmosfere na brodovima 41
2.3. Ispitivani brodski rashladni sustav s nadziranom atmosferom 46
2.3.1. Opis brodskoga rashladnog sustava 46
2.3.2. Opis sustava nadzirane atmosfere 54

3. SISTEMSKA DINAMIKA 57
3.1. Općenito o sistemskoj dinamici 57
3.2. Sistemsko dinamičko modeliranje 59
3.3. Osnove programskoga jezika *Powersim* 62
3.4. Sistemskodinamički pristup testiranju valjanosti modela 65

4. MATEMATIČKO MODELIRANJE BRODSKOGA RASHLADNOG SUSTAVA ... 67
4.1. Konceptualizacija sustava 67
4.2. Model brodske skladišne stijenke 69
4.2.1. Opis modela i pretpostavke 69
4.2.2. Jednadžba očuvanja energije 70
4.3. Model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu 74
4.3.1. Svojstva vlažnog zraka 74
4.3.2. Opis modela i pretpostavke 80
4.3.3. Jednadžbe očuvanja energije i mase 83
4.3.4. Modifikacija modela radi opisa faznih promjena 87
4.4. Model hlađenoga tereta 91
4.4.1. Opis modela i pretpostavke 91
4.4.2. Jednadžbe očuvanja energije i mase 92
4.4.3. Definiranje varijabla modela 95
4.4.4. Modifikacija modela radi opisa faznih promjena 98
4.5. Model opreme brodskoga rashladnog skladišta 101
4.5.1. Opis modela i pretpostavke 101
4.5.2. Jednadžba očuvanja energije 102
4.6. Model hladnjaka zraka 103
4.6.1. Opis modela i pretpostavke 103
4.6.2. Osnovni proračun izmjenjivača topline 105

4.6.3. Jednadžbe očuvanja energije i mase 108
4.6.4. Odmrzavanje leda s površine hladnjaka zraka 111
4.7. Model ventilatora hladnjaka zraka 113
4.8. Model sustava razvoda rasola 114
4.8.1. Opis modela i pretpostavke 114
4.8.2. Jednadžba očuvanja energije 116
4.8.3. Jednadžba očuvanja količine gibanja 121
4.9. Model isparivača rashladnika rasola 126
4.9.1. Opis modela i pretpostavke 126
4.9.2. Osnovni proračun izmjenjivača topline 127
4.9.3. Jednadžba očuvanja energije 128
4.10. Model kondenzacijske jedinice rashladnika rasola 129
4.10.1. Opis modela kondenzacijske jedinice 129
4.10.2. Model kondenzatora 132
4.10.3. Model kompresora 136

5. MATEMATIČKO MODELIRANJE METABOLIČNIH PROCESA I NADZIRANE ATMOSFERE 139
5.1. Konceptualizacija sustava 139
5.2. Model izmjene plinova respiracijom 141
5.2.1. Enzimska kinetika 141
5.2.2. Model izmjene plinova respiracijom voća i povrća zasnovan na Michaelis-Menteninu tipu enzimske kinetike 144
5.3. Model oslobađanja topline respiracijom 147
5.4. Model oslobađanja vlage transpiracijom 149
5.5. Model CA uređaja 151
5.5.1. Opis modela i pretpostavke 151
5.5.2. Jednadžba očuvanja mase 152

6. REZULTATI SIMULACIJE I TESTIRANJE VALJANOSTI DINAMIČKOG MODELA 155
6.1. Dinamički simulacijski model 155
6.1.1. Simulacijski model brodske skladišne stijenke 155
6.1.2. Simulacijski model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu 156
6.1.3. Simulacijski model hlađenoga tereta 161
6.1.4. Simulacijski model opreme brodskoga rashladnog skladišta 163

6.1.5. Simulacijski model hladnjaka zraka 164
6.1.6. Simulacijski model ventilatora hladnjaka zraka..... 167
6.1.7. Simulacijski model sustava razvoda rasola 169
6.1.8. Simulacijski model isparivača rashladnika rasola 172
6.1.9. Simulacijski model kondenzacijske jedinice rashladnika rasola 173
6.1.10. Simulacijski model izmjene plinova respiracijom 175
6.1.11. Simulacijski model oslobađanja topline respiracijom 177
6.1.12. Simulacijski model oslobađanja vlage transpiracijom 177
6.1.13. Simulacijski model CA uređaja 178
6.2. Testiranje valjanosti dinamičkih modela pojedinačnih podsustava.... 180
6.2.1. Testiranje valjanosti modela brodske skladišne stijenke 180
6.2.2. Testiranje valjanosti modela hlađenog tereta 183
6.3. Testiranje valjanosti cjelokupnog modela brodskoga rashladnog sustava bez tereta..... 186
6.4. Testiranje valjanosti cjelokupnog modela brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom u eksploatacijskim uvjetima 193

7. ZAKLJUČAK 199

LITERATURA..... 203

ŽIVOTOPIS..... 217

BIOGRAPHY 219

PRILOG I.
Dodatni podatci o brodu i rashladnom sustavu *m/v "Lady Račišće"* P.1

PRILOG II.
Rezultati mjerenja i podatci o simulacijskom modelu.....P.7

PREDGOVOR

U svojoj disertaciji bavio sam se istraživanjem i razvojem modela za simuliranje dinamičkog ponašanja cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom radi analize stanja zraka u skladištima i promjena temperature tereta, te praćenja međusobnog utjecaja pojedinih parametara. Ta je tema rada proistekla iz mojega višegodišnjeg bavljenja dinamičkim modeliranjem i računalnim simulacijama, uz osnovnu nastavnu djelatnost u području termodinamike, rashladne tehnike i klimatizacije na ondašnjemu Pomorskom fakultetu u Dubrovniku, zatim Veleučilištu u Dubrovniku i, danas, na Pomorskom odjelu Sveučilišta u Dubrovniku.

Zbog vrlo limitiranih mogućnosti eksperimentalnih istraživanja u instituciji u kojoj sam zaposlen i u kojoj sam disertaciju izradio, za objekt dinamičkog modeliranja izabrao sam postojeći brodski rashladni sustav s nadziranom atmosferom za koji su mi bili dostupni rezultati mjerenja procesnih parametara, kako bih mogao testirati valjanost razvijenoga dinamičkog modela.

Ovaj rad nastavak je istraživanja prikazanih u mojemu magistarskom radu [1] iz 2004. godine, kojima je razvijen dinamički model sustava brodskoga rashladnog kontejnera. Rashladni sustav broda hladnjače znatno je složeniji sustav; sastoji se od 16 skladišnih odjeljaka, hlađenje je indirektnog tipa i opremljen je sustavom nadzirane atmosfere, a modelirani su i metabolični procesi u *živim* proizvodima koje čine voće i povrće.

U Dubrovniku, ožujka 2012. ***Autor***

SAŽETAK

U disertaciji je razvijen i opisan dinamički model brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom koji omogućuje simulaciju njegova dinamičkog ponašanja. Za modeliranje i simulaciju koristilo se metodom sistemske dinamike i simulacijskim programom *Powersim*. S obzirom na to da je brodski rashladni sustav s nadziranom atmosferom složeni dinamički sustav, promatran je i analiziran s pomoću jednostavnijih podsustava koji su kreirani tako da čine njegove komponente. Razvijeni su posebni matematički modeli pojedinih podsustava: brodske skladišne stijenke, hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, hlađenog tereta, opreme brodskoga rashladnog skladišta, hladnjaka zraka, ventilatora hladnjaka zraka, sustava razvoda rasola, isparivača rashladnika rasola i kondenzacijske jedinice rashladnika rasola, a potom i modeli: izmjene plinova respiracijom voća i povrća, oslobađanja topline respiracijom, oslobađanja vlage transpiracijom i model CA uređaja. Matematički modeli, koji su s usredotočenim parametrima, zasnovani su na bilancama masa, energija i količina gibanja. Za izradbu simulacijskog modela i testiranje njegove valjanosti koristilo se fizikalno-geometrijskim podatcima i postojećim eksperimentalnim rezultatima dobivenim na rashladnom sustavu konvencionalnog broda hladnjače *"Lady Račišće"*. Računalnom simulacijom postignuti su rezultati koji omogućuju praktično sagledavanje dinamičkog ponašanja promatranog sustava, to jest analizu stanja zraka u skladištu, promjene temperature hlađenog tereta i praćenje međusobnog utjecaja pojedinih parametara. Dinamički model cjelokupnog sustava verificiran je temeljem usporedbe simulacijskih rezultata s postojećim eksperimentalnim rezultatima, pri čemu je ustanovljena dobra podudarnost. U radu je također dan opsežan pregled dosadašnjih istraživanja, opis tehnologije nadzirane atmosfere i njezin utjecaj na fiziološke procese u plodovima voća i povrća.

Ključne riječi: *dinamički model, matematičko modeliranje, računalna simulacija, brodski rashladni sustav, nadzirana atmosfera*.

SUMMARY

The dissertation has developed and described the dynamic model of ship's refrigeration system with controlled atmosphere, which enables the simulation of its dynamic behaviour. The method of System Dynamics and *Powersim* simulation programme have been used for modelling. Taking into consideration the fact that ship's refrigerated system with controlled atmosphere is a complex dynamic system, it has been studied and analysed through simpler subsystems which have been created on the key components. Special mathematical models of specific subsystems have been developed in the following way: ship's hold wall, refrigerated humid air in the hold, refrigerated cargo, equipment of ship's refrigerated hold, air cooler, fan of air cooler, brine system, evaporator of brine chiller and its condensation unit, and then the models of: gas exchange by respiration of fruit and vegetables, heat loads by respiration, moisture release by transpiration and CA device. The mathematical models, with concentrated parameters, have been based on the balances of masses, energy and the quantity of movement. Special physical and geometric data as well as experimental results obtained on refrigerated system of a conventional refrigerated vessel *"Lady Račišće"* have been used for production of simulation model and testing its validity. By means of computer simulation, the results have been achieved which enable practical analysis of dynamic behaviour of the system analysed i.e. the analysis of the air condition in the hold, changes of the temperature of the refrigerated cargo and analysis of the interaction of individual parameters. Dynamic model of the total system has been verified by means of the comparison of the simulation results with existing experimental results, being of considerable correspondence. The thesis has also given an exhaustive survey of recent published research in the area, the description of the CA technology and its influence on the physiological processes of fruits and vegetables.

Keywords: *dynamic model, mathematical modelling, computer simulation, ship's refrigeration system, controlled atmosphere*.

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

OZNAKA	JEDINICA	NAZIV
A	m^2	površina
a	m^2s^{-1}	koeficijent difuzivnosti temperature
C_i	-	koeficijenti eksponencijalne jednadžbe, koeficijenti Hyland-Wexlerove jednadžbe
c	$Jkg^{-1}K^{-1}$	specifični toplinski kapacitet
c_p	$Jkg^{-1}K^{-1}$	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
c_v	$Jkg^{-1}K^{-1}$	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu
D	m^2s^{-1}	koeficijent difuzivnosti
d	m, mm	promjer cijevi
E_a	$Jkmol^{-1}$	energija aktiviranja kemijske reakcije
E	-	enzim
ES	-	kompleks enzim-supstrat
f, g	-	respiracijski koeficijenti
$\mathbf{g}$	ms^{-2}	vektor gravitacijskog ubrzanja
H	m	visina dobave pumpe
H	J	entalpija
$\dot{H}$	Js^{-1}	entalpijski tok
h	Jkg^{-1}	specifična entalpija
K_m	mol, kPa	Michaelis-Mentenina konstanta
K	-	bezdimenzijski koeficijent pojačanja
k	$Wm^{-2}K^{-1}$	koeficijent prolaska topline

k	m, mm	apsolutna hrapavost (prosječna visina neravnina) površine cijevne stijenke
k	-	konstanta brzine (pri enzimskim reakcijama)
k	s^{-1}	dinamička značajka
L	m, mm	duljina, linearna dimenzija
m	kg	masa
$\dot{m}$	kgs^{-1}	maseni protok
n	-	broj komada, broj mjerenja, konstanta
n	min^{-1}	broj okretaja
P	W	snaga
P	-	produkt (enzimske reakcije)
p	Pa, bar	tlak
Δp_p	Pa	prirast tlaka prolaskom rasola kroz pumpu
Δp_c	Pa	pad tlaka pri strujanju rasola kroz cjevovod
Q	m^3h^{-1}	volumni protok pumpe
Q	J	toplina
$\dot{Q}$	Js^{-1}	toplinski tok
q	$Js^{-1}m^{-2}$	gustoća toplinskog toka
$\dot{Q}_o$	W	rashladni kapacitet rashladnika rasola
R	$Jkg^{-1}K^{-1}$	plinska konstanta
$R_0 = 8.314$	$Jkmol^{-1}K^{-1}$	opća (molarna) plinska konstanta
RQ	-	respiracijski kvocijent
r	Jkg^{-1}	specifična toplina isparivanja, specifična toplina fazne promjene
S	-	supstrat, tvar na koju djeluje enzim
[S]	mol	koncentracija supstrata
SF	m^3t^{-1}	faktor slaganja tereta
s	-	Laplaceova kompleksna varijabla
T	K	termodinamička (apsolutna) temperatura
T	s	vremenska konstanta
t	s, h	vrijeme, vremenska koordinata
U	J	unutarnja energija
u	Jkg^{-1}	specifična unutarnja energija
V	m^3	volumen
$\dot{V}$	m^3s^{-1}	volumni protok

v	m^3kg^{-1}	specifični volumen
V	$mol\ kg^{-1}s^{-1}$	brzina enzimskog procesa
$\mathbf{V}$	ms^{-1}	vektor brzine strujanja
w	ms^{-1}	brzina
x	$kgkg^{-1}$	sadržaj vlage u vlažnom zraku
y_{CO_2}	m^3m^{-3}	volumenski udio CO_2 u skladišnoj atmosferi
y_{N_2}	m^3m^{-3}	volumenski udio N_2 u skladišnoj atmosferi
y_{O_2}	m^3m^{-3}	volumenski udio O_2 u skladišnoj atmosferi
y_{ost}	m^3m^{-3}	volumenski udio ostalih komponenata u skladišnoj atmosferi
z	m	prostorna koordinata

Grčke oznake

OZNAKA	JEDINICA	NAZIV
α	$Wm^{-2}K^{-1}$	koeficijent prijelaza topline
β	ms^{-1}	koeficijent prijenosa mase
β'	$kgm^{-2}s^{-1}Pa^{-1}$	koeficijent prijenosa mase
δ	m	debljina, razmak
$\Delta\vartheta_{sr}$	°C	srednja logaritamska temperaturna razlika
$\Delta\rho_{sr}$	kgm^{-3}	srednja logaritamska razlika gustoća
η	%	stupanj djelovanja, stupanj efikasnosti
ϑ	°C	Celzijeva temperatura
Θ	-	Celzijeva temperatura u kompleksnom području
λ	$Wm^{-1}K^{-1}$	koeficijent toplinske vodljivosti
λ	-	koeficijent trenja pri strujanju u cijevima
ν	m^2s^{-1}	kinematička viskoznost
ξ	-	koeficijent gubitaka pri strujanju u cijevima
$\dot{\Xi}$	-	toplinski tok u kompleksnom području
ρ	kgm^{-3}	gustoća
ρ_{fd}	Jkg^{-1}	specifična unutarnja (latentna) toplina isparivanja
τ	Nm^{-2}	tenzor naprezanja
φ	%	relativna vlažnost vlažnog zraka

Bezdimenzijske značajke sličnosti

OZNAKA	DEFINICIJA	NAZIV
Bi	$a\,L\,\lambda^{-1}$	Biotova značajka
Fo	$a\,t\,L^{-2}$	Fourierova značajka
Le	$a\,D^{-1}$	Lewisova značajka
Nu	$\alpha\,L\,\lambda^{-1}$	Nusseltova značajka
Re	$w\,L\,\nu^{-1}$	Reynoldsova značajka
Sc	$\nu\,D^{-1}$	Schmidtova značajka
Sh	$\beta\,L\,D^{-1}$	Sherwoodova značajka

Indeksi

INDEKS	ZNAČENJE
A	oprema brodskoga rashladnog skladišta, akumulacijska masa
c	cjevovod rasola
d	vodena para, parovita vlaga
de	fazna promjena pare u led, resublimacija
dif	difuzivno
df	fazna promjena pare u kapljevinu, kondenzacija
d,H	vodena para u zraku uz površinu hladnjaka zraka
d,T	vodena para u hlađenom teretu
d,Z	vodena para u vlažnom zraku
e	led, snijeg, ledena magla
ed	fazna promjena leda u paru, sublimacija
ef	fazna promjena leda u kapljevinu, kopnjenje
em,k	korištenje pogonskim elektromotorom
em,o	opterećenje pogonskog elektromotora
emV	pogonski elektromotor ventilatora hladnjaka zraka
e,H	led na površini hladnjaka zraka
e,T	led na hlađenom teretu
e,Z	led (ledena magla) u vlažnom zraku

f	fermentacija
f	kapljevita vlaga, voda, vodena magla
fd	fazna promjena kapljevine u paru, isparivanje
fe	fazna promjena kapljevine u led, zaleđivanje
f,H	kapljevita vlaga na površini hladnjaka zraka
f,T	kapljevita vlaga u hlađenom teretu
f,Z	kapljevita vlaga (vodena magla) u vlažnom zraku
g	granica zasićenja vlažnog zraka
g d,Z	vodena para u zasićenome vlažnom zraku
g Z	zasićeni vlažni zrak
H	hladnjak zraka
I	isparivač rashladnika rasola
isp	zona isparivanja
K	kondenzacijska jedinica rashladnika rasola
kon	konvektivno
kr	kritično
mn	nekompetitivna inhibicija
mc	kompetitivna inhibicija
mu	akompetitivna inhibicija
O	okoliš sustava
p	plašt cijevi; pumpa rasola
pre	zona pregrijavanja
R	sustav razvoda rasola, rasol
Rc	aksijalni smjer strujanja kroz razvodnu cijev rasola
ref	referentno
res	respiracija
rez	rezultirajuća vrijednost, rezultanta
S	skladišna stijenka
sr	srednje
s,T	suhi dio hlađenog tereta
s,Z	suhi zrak u vlažnom zraku
T	hlađeni teret
tra	transpiracija
u	unutarnje

V	ventilator hladnjaka zraka
v	vanjsko
w	vlaga
w,H	vlaga na površini hladnjaka zraka
w,T	vlaga u hlađenom teretu
w,Z	vlaga u vlažnom zraku
Z	hlađeni vlažni zrak u skladištu

POPIS SLIKA

Sl. 2.1. Konvencionalni brod hladnjača *"Lady Račišće"*, izgrađen 2000. godine, ukupnog kapaciteta hlađenog prostora od 17.000 m^3 i 260 TEU 22

Sl. 2.2. Presjek glavnim rebrom tipičnoga konvencionalnog broda hladnjače ukupnog kapaciteta hlađenog prostora od 17.000 m^3 i površine 7.000 m^2 23

Sl. 2.3. Unutrašnjost brodskoga rashladnog skladišta 28

Sl. 2.4. Rešetkaste podnice brodskih rashladnih skladišta 29

Sl. 2.5. Rezultat metaboličnih procesa u voću 31

Sl. 2.6. Tipovi nadzirane atmosfere [69 i 70] 33

Sl. 2.7. Disanje klimakterijskih plodova i vrijeme njihova čuvanja [70]..... 37

Sl. 2.8. Stvaranje nadzirane atmosfere biološkim postupkom [70] 42

Sl. 2.9. Stvaranje nadzirane atmosfere "ispiranjem" [70]..... 42

Sl. 2.10. PSA postupak dobivanja dušika 43

Sl. 2.11. Membranski generator dušika: postupak dobivanja dušika (a), unutrašnjost membranskog separatora (b) i shema uređaja (c) 45

Sl. 2.12. *M/v "Lady Račišće"* – raspored rashladnih skladišta i mjerna mjesta temperatura zraka [83 i 87] 47

Sl. 2.13. Shema rashladnika rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E [85 i 86] 49

Sl. 2.14. Rashladnik rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E (a) i ventilske stanice rasola *m/v "Lady Račišće"* (b)..... 50

Sl. 2.15. Shema sustava rasola [84 i 86] 52

Sl. 2.16. Hladnjak zraka (a) i shema cirkulacije zraka u skaldišnom odjeljku (b) 53

Sl. 2.17. Shema dovođenja svježeg zraka i sustava nadzirane atmosfere [84 i 86].... 54

Sl. 2.18. Generator dušika ili CA uređaj u palubnom kontejneru: membranski separatori (a) i analizatori ugljičnoga dioksida i kisika (b)..... 55

Sl. 3.1. Proces sistemskoga dinamičkog modeliranja [93 i 94]..... 59

Sl. 3.2. Glavni prozor *Powersim Constructora* [95]..... 62

Sl. 3.3. Osnovni grafički objekti *Powersima* [95] 63
Sl. 3.4. Nedefinirane varijable [95] 63
Sl. 3.5. Preslikane varijable [95] 64
Sl. 3.6. Radni prozori *Powersim Constructora* [95] 65

Sl. 4.1. Strukturni model brodskoga rashladnog sustava 68
Sl. 4.2. Jednoslojna ravna stijenka 70
Sl. 4.3. Stanja vlažnog zraka 75
Sl. 4.4. Promjena stanja vlažnog zraka pri hlađenju [107] 81
Sl. 4.5. Strukturni model hlađenoga vlažnog zraka 82
Sl. 4.6. Strukturni model hlađenoga tereta 91
Sl. 4.7. Strukturni model opreme skladišta 101
Sl. 4.8. Strukturni model hladnjaka zraka 104
Sl. 4.9. Temperaturni tokovi u hladnjaku zraka 106
Sl. 4.10. Strukturni model ventilatora hladnjaka zraka 113
Sl. 4.11. Temperaturni tokovi struja hlađenog zraka, rasola i radne tvari 115
Sl. 4.12. Strukturni model sustava razvoda rasola 115
Sl. 4.13. Strujanje rasola kroz cijev 116
Sl. 4.14. Radna karakteristika centrifugalne pumpe rasola *Allweiler* NISM 100-250/01 123
Sl. 4.15. Strukturni model isparivača rashladnika 126
Sl. 4.16. Temperaturni tokovi u isparivaču rashladnika 127
Sl. 4.17. Pojednostavnjena shema rashladnika rasola 130
Sl. 4.18. Radni ciklus rashladnika rasola u log *p, h* - dijagramu 130
Sl. 4.19. Strukturni model kondenzatora rashladnika 133
Sl. 4.20. Temperaturni tokovi u kondenzatoru rashladnika 134
Sl. 4.21. Rashladni kapacitet Q_o rashladnika rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E ovisno o temperaturi isparivanja ϑ_I i o temperaturi kondenzacije ϑ_K 137

Sl. 5.1. Strukturni model sustava metaboličnih procesa i nadzirane atmosfere 140
Sl. 5.2. Ovisnost brzine enzimske reakcije o koncentraciji supstrata [128] 143

Sl. 6.1. Dijagram simulacijskog modela brodske skladišne stijenke 156
Sl. 6.2. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka – 1. dio 157
Sl. 6.3. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka – 2. dio 158
Sl. 6.4. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka – 3. dio 159

Sl. 6.5. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga tereta – 1. dio 161
Sl. 6.6. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga tereta – 2. dio 162
Sl. 6.7. Dijagram simulacijskog modela opreme brodskoga rashladnog skladišta 164
Sl. 6.8. Dijagram simulacijskog modela hladnjaka zraka – 1. dio 165
Sl. 6.9. Dijagram simulacijskog modela hladnjaka zraka – 2. dio 166
Sl. 6.10. Dijagram simulacijskog modela ventilatora hladnjaka zraka s regulatorom procesa odmrzavanja 168
Sl. 6.11. Dijagram simulacijskog modela sustava razvoda rasola – 1. dio 170
Sl. 6.12. Dijagram simulacijskog modela sustava razvoda rasola – 2. dio 170
Sl. 6.13. Dijagram simulacijskog modela sustava razvoda rasola – 3. dio 171
Sl. 6.14. Dijagram simulacijskog modela isparivača rashladnika rasola 173
Sl. 6.15. Dijagram simulacijskog modela kondenzacijske jedinice rashladnika rasola 174
Sl. 6.16. Dijagram simulacijskog modela izmjene plinova respiracijom 176
Sl. 6.17. Dijagram simulacijskog modela oslobađanja topline respiracijom 177
Sl. 6.18. Dijagram simulacijskog modela oslobađanja vlage transpiracijom 178
Sl. 6.19. Dijagram simulacijskog modela CA uređaja 179
Sl. 6.20. Rezultati simulacije dinamike temperature tereta (Tt) ovisno o temperaturi zraka u skladištu (Tz) 184
Sl. 6.21. Rezultati simulacije brzine promjene temperature tereta (dTt_dt) 184
Sl. 6.22. Rezultati simulacije dinamike mase kapljevite vlage (Mft) i leda (Met) na površini tereta, te ishlapljene vlage (Mdtz) s površine tereta 185
Sl. 6.23. Pregled povezanih varijabla simulacijskog modela brodskoga rashladnog sustava bez tereta 187
Sl. 6.24. Rezultati mjerenja temperatura (T _exp) pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta: kondenzacije (k), morske vode na ulazu u kondenzator (m_ul), okolišnog zraka (o), hlađenog zraka u skladištu (z), rasola na ulazu (r_ul) i na izlazu (r_iz) iz isparivača, isparivanja (i) i postavljena temperatura hlađenja (z_pos) 187
Sl. 6.25. Rezultati mjerenja broja kompresora u istodobnom radu (N_komp_exp) ... 188
Sl. 6.26. Rezultati mjerenja prosječnog opterećenja (REG_kap_exp) i ukupni rashladni kapacitet što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp) 188
Sl. 6.27. Rezultati simulacije rashladnog kapaciteta jednog rashladnika rasola (Qo1) i ukupni rashladni kapacitet (Qo) 189

Sl. 6.28. Usporedni rezultati simulacije (Tz) i mjerenja (Tz_exp) temperature hlađenoga vlažnog zraka u odjeljku 3A 190

Sl. 6.29. Rezultati simulacije temperatura zraka na ulazu (Tz) i na izlazu (Tz_iz) iz hladnjaka, temperatura rasola na ulazu (Th_ul) i na izlazu (Th_iz) iz hladnjaka i srednja temperatura površine hladnjaka zraka (Th)..... 190

Sl. 6.30. Rezultati simulacije izlučene mase leda (Meh) i mase kapljevite vlage (Mfh) na površini hladnjaka zraka 191

Sl. 6.31. Usporedni rezultati simulacije i mjerenja temperatura rasola na ulazu (Tr_ul i Tr_ul_exp) i na izlazu (Tr_iz i Tr_iz_exp) iz isparivača rashladnika rasola 191

Sl. 6.32. Usporedni rezultati simulirane (Ti) i izmjerene (Ti_exp) temperature isparivanja 192

Sl. 6.33. Simulacijski rezultati radnih karakteristika pumpe rasola (a) i cjevovoda rasola (b)..... 192

Sl. 6.34. Plovidbena ruta *m/v "Lady Račišće"* 193

Sl. 6.35. Rezultati mjerenja okolišne temperature (To_exp) i tempertura dovodne (Tz_DEL_exp) i povratne (Tz_RET_exp) zračne struje u odjeljku 3A tijekom plovidbe od Turba do Antwerpena 194

Sl. 6.36. Rezultati mjerenja broja kompresora u istodobnom radu (N_komp_exp)... 195

Sl. 6.37. Rezultati mjerenja prosječnog opterećenja (REG_kap_exp) i ukupni rashladni kapacitet što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp) 195

Sl. 6.38. Rezultati simulacije rashladnog kapaciteta jednog rashladnika rasola (Qo1) i ukupni rashladni kapacitet (Qo) 196

Sl. 6.39. Usporedni rezultati simulacije (Tz) i mjerenja (Tz_exp) temperature hlađenoga vlažnog zraka u odjeljku 3A 196

Sl. P-I.1. Hladnjaci zraka u skladištu 3 (presjek 79. rebrom) *m/v "Lady Račišće"* [85]..... P.5

Sl. P-II.1. Moodyjev λ, *Re* - dijagram [113]..... P.13

Sl. P-II.2. Izvadak iz zapisnika o testu ohlađivanja praznih skladišta *m/v "Lady Račišće"* (*Refrigeration Report* i *USDA Report*) [87] P.16

Sl. P-II.3. Zbirni podatci o teretu [133]..... P.20

Sl. P-II.4. Plan tereta [133] P.21

Sl. P-II.5. Podatci o ukrcaju [133] P.22

POPIS TABLICA

Tablica 2.1. Faktori slaganja, temperature čuvanja i vrijeme ohlađivanja nekih vrsta hlađenih tereta [66] 24

Tablica 2.2 Klimakterijsko i neklimakterijsko voće i povrće [79] 36

Tablica 2.3. Optimalni uvjeti čuvanja nekih vrsta voća i povrća [69]..... 40

Tablica 2.4. Projekti parametri rashladnog sustava *m/v "Lady Račišće"* [84]..... 48

Tablica 2.5. Specifikacija rashladnika rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E [84]..... 50

Tablica 4.1. Koeficijenti Hyland-Wexlerove jednadžbe [102]..... 76

Tablica 5.1. Vrijednosti parametara modela izmjene plinova respiracijom za krušku [57 i 58]..... 146

Tablica 5.2. Respiracijski koeficijenti, difuzivni koeficijent prijenosa mase i sadržaj vode za neke vrste voća i povrća [52, 53 i 131]..... 148

Tablica 6.1. Verifikacija modela brodske skladišne stijenke [1]..... 182

Tablica P-I.1. Osnovni podatci o *m/v "Lady Račišće"* [83] P.3

Tablica P-I.2. Specifikacija brodskoga skladišnog prostora *m/v "Lady Račišće"* [83] P.4

Tablica P-I.3. Podatci o hladnjacima zraka u skladišnim odjeljcima *m/v "Lady Račišće"* [85] P.6

Tablica P-II.1. Rezultati mjerenja okolišnih temperatura, °C, pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87] – 1. dio P.9

Tablica P-II.2. Rezultati mjerenja okolišnih temperatura, °C, pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87] – 2. dio P.10

Tablica P-II.3. Rezultati mjerenja okolišnih temperatura, °C, pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87] – 3. dio P.11

Tablica P-II.4. Rezultati mjerenja protoka zraka kroz brodska rashladna skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87] P.12

Tablica P-II.5. Prosječne visine neravnina *k* (po Richteru) [112]..... P.13

Tablica P-II.6. Rezultati mjerenja radnih parametara za odjeljak 3A pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87]..... P.14

Tablica P-II.7. Vrijednosti fizikalno-geometrijskih varijabla simulacijskog modela cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava bez tereta P.17

Tablica P-II.8. Vrijednosti fizikalno-geometrijskih varijabla simulacijskog modela cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom u eksploatacijskim uvjetima P.23

1. UVOD

1.1. Definiranje problema

Industrija hlađenog tereta, koja obuhvaća dugotrajno čuvanje, transport i distribuciju lakopokvarljive robe, u stalnom je porastu po kapacitetu i ostvarenom prometu. Od 114,6 milijuna tona u 2000. godini, svjetski trgovinski promet hlađenom robom porastao je na 152,7 milijuna tona u 2007. godini, s prognozom daljnjeg porasta do 215,1 milijuna tona u 2015. godini, od čega se 109 milijuna tona odnosi na prijevoz morem [2]. Dominantne su vrste hlađene robe: banane, voće umjerene zone i agrumi, a potom meso, riba i morski plodovi, povrće, mliječni proizvodi i suptropsko voće. Svi transportni putovi hlađenog tereta uglavnom vode iz južne hemisfere u razvijene zemlje sjeverne hemisfere.

Prijevoz lakopokvarljive robe morem, bilo u rashladnim skladištima brodova hladnjača, bilo u rashladnim kontejnerima ukrcanima na kontejnerske brodove, vitalna je karika u rashladnom lancu koji se proteže od proizvođača do potrošača. Rashladni sustav broda hladnjače mora biti projektiran za funkcionalno i pouzdano djelovanje i u ekstremnim vremenskim uvjetima, kakvi često vladaju na moru. Osim toga, okolišna temperatura na jednom putovanju može jako varirati, čak u rasponu od polarnih do tropskih vrijednosti. Poradi tih okolnosti posebno se strogi zahtjevi u svezi s pouzdanošću postavljaju za sve vrste brodskih sustava i opreme. Ima li se u vidu i činjenica da prosječna vrijednost ukrcanog tereta na brodu hladnjači iznosi od 4 do 7 milijuna eura po jednom putovanju, lako je zaključiti kolika je važnost da brodski rashladni sustav radi onako kako se to od njega očekuje, i da upravljanje svim procesima bude vrlo pouzdano, jer doknadni dijelovi za obavljanje većih popravaka znaju biti nedostupni sve do pristajanja u sljedeću luku, ili čak do kraja putovanja, što može biti prekasno za teret.

Razvijena svijest suvremenog čovjeka o prijekoj potrebi zdravog načina prehrane, koji uključuje sve više svježeg voća i povrća, već stvorene navike potrošača da tijekom cijele godine mogu nabaviti sve vrste prehrambenih namirnica, te visoka razina normativa kvalitete, nastala kao posljedica konkurencije među dobavljačima – poticaj su bržem razvitku i unapređenju tehnologija dugotrajnog skladištenja i transporta kako bi se produljio vijek trajanja lakopokvarljivih proizvoda. Nadzirana atmosfera (engl. *Controlled Atmosphere, CA*), zajedno sa sniženjem temperature, najuspješniji je tehnološki postupak za poboljšanje skladišne sposobnosti nekim vrstama voća i povrća. Sniženje koncentracije kisika i povećanje koncentracije ugljičnog dioksida u skladišnoj komori bitno utječu na fiziološke procese u voću. Dolazi do usporenja respiratorne aktivnosti plodova i njihove produkcije etilena, čime se usporavaju procesi dozrijevanja, starenja i razgradnje vitamina, kiselina i šećera, pa plodovi duže vremena zadržavaju prirodnu boju, čvrstoću jezgre, miris i okus.

Na poboljšanju i optimizaciji brodskih rashladnih sustava i njihovih komponenata, poradi povećanja djelotvornosti hlađenja i uštede energije, te preciznosti regulacije temperature i vlažnosti zraka, pa i koncentracije plinova u zraku – uglavnom rade proizvođači, provodeći eksperimentalna ispitivanja na prototipskim uređajima. Takva su ispitivanja pouzdana, ali skupa i dugotrajna.

Umjesto skupog eksperimentiranja, analize pojedinih komponenata, uređaja ili sustava u cjelini mogu se provesti i s pomoću simulacijskih modela. Polazeći od ubrzanoga razvoja računalne opreme, koji se ogleda u povećanju kapaciteta i brzine obrade podataka, uporaba računalnih simulacijskih modela postaje opravdanom sa stajališta cijene i utroška vremena. Razvijeni simulacijski modeli omogućuju istraživanje karakteristika sustava i pri različitim radnim režimima koje bi bilo teško ostvariti eksperimentalno, ili pri takvim radnim režimima koji bi u eksperimentalnim uvjetima bili prerizični po ispitivani sustav ili okoliš. S tim u svezi potrebna je izradba matematičkih modela kojima se opisuju uzročno-posljedične veze između ulaznih, izlaznih i internih varijabla procesa što se odvijaju u promatranom sustavu, uz uporabu matematičkih jednadžaba. Pretvaranjem tih jednadžaba u računalni program koji omogućuje njihovo rješavanje, dobiva se računalni simulacijski model.

Ovisno o cilju koji se modeliranjem želi postići i o vrsti sustava ili procesa koji se modeliraju, odabiru se i rabe različiti modeli. Tako za analizu regulacijskog podsustava mogu poslužiti modeli s jednostavnim opisom ovisnosti izlazne veličine o ulaznoj poremećajnoj veličini. Ako je potreban detaljan uvid u procese što se zbivaju u

sustavu i u svakoj njegovoj komponenti, koristi se složenim stacionarnim i nestacionarnim modelima s detaljnim opisom pojedinih komponenata. Takvi modeli mogu poslužiti pri projektiranju sustava i njegovih dijelova, pa i pri analizi složenih radnih režima. Složenost modela ovisi o broju pretpostavka i o opsegu pojednostavnjenja kojima se ubrzava proces računanja.

1.2. Hipoteza rada

U okviru determiniranog problema istraživanja postavlja se osnovna znanstvena hipoteza ovoga doktorskog rada:

Razvijenim matematičkim modelom za računalnu simulaciju dobit će se rezultati koji će omogućiti da se praktično sagleda dinamičko ponašanje složenoga brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom, to jest da se prate: promjene temperature i vlažnosti zraka, koncentracije plinova u skladišnom prostoru, njihov utjecaj na stanje i kvalitetu hlađenog tereta, te promjene temperature tereta, uz analizu međusobnog utjecaja pojedinih parametara u složenim i ekstremnim uvjetima, kakvi vladaju pri radu brodskoga rashladnog postrojenja.

1.3. Svrha i ciljevi istraživanja

Osnovna je svrha i cilj istraživanja u ovoj disertaciji da se novim izvornim i originalnim rezultatima dokaže postavljena hipoteza i tako pridonese povećanju riznice znanja u području dinamičkog modeliranja rashladnih sustava.

Objavljeni radovi upućuju na činjenicu da se dinamičkim modeliranjem rashladnih uređaja, dizalica topline i njihovih komponenata znanstvenici bave proteklih 40-ak godina, a modeliranjem metaboličnih procesa u voću i povrću još i dulje. Međutim, vrlo je malo radova objavljeno o modeliranju cjelokupnoga rashladnog sustava koji bi osim rashladnog uređaja uključivao i rashladnu komoru, zrak u komori i hlađenu robu. O modeliranju i simulaciji cjelokupnoga sustava rashladnog skladišta s nadziranom atmosferom tek su nedavno objavljeni prvi radovi (H. B. Nahor i suradnici, 2004. i 2005.), dok se, prema dostupnim spoznajama, još nitko nije bavio dinamičkim

modeliranjem cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom. Zbog toga je kao cilj ovome doktorskom radu postavljen razvoj dinamičkog modela cjelokupnoga složenog sustava brodskih rashladnih skladišta s nadziranom atmosferom na brodu hladnjači, i to na takav način da se na temelju razvijenoga matematičkog modela provede simulacija dinamičkog ponašanja cjelokupnog sustava, pa da se dobiveni rezultati simulacije usporede s eksperimentalnim rezultatima ostvarenima na realnom sustavu.

S obzirom na to da je sustav brodskih rashladnih skladišta s nadziranom atmosferom na brodu hladnjači složen dinamički sustav, bit će promatran i analiziran s pomoću jednostavnijih podsustava kreiranih tako da čine njegove komponente. Na temelju bilanca masa, energija i količina gibanja razvit će se matematički modeli pojedinih podsustava: skladišne stijenke, hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, hlađenog tereta, skladišne opreme, hladnjaka zraka u skladištu, ventilatora hladnjaka zraka, sustava rasola, isparivača rashladnika za hlađenje rasola i kondenzacijske jedinice rashladnika rasola. Također će biti razvijeni modeli metaboličnih procesa u hlađenom voću i nadzirane atmosfere u skladištu. Svaka sastavna komponenta ima svoje specifične uzročno-posljedične veze s ostalim komponentama koje utječu na sustav u cjelini, a dodatno se umnožavaju zbog činjenice što se nalaze na brodu. Njegovo valjanje i posrtanje, vibracije i atmosferske prilike na palubi čine one specifičnosti koje nema rashladni sustav na kopnu.

Polazeći od postavljenih matematičkih modela, te konstrukcijskih i fizikalnih karakteristika ispitivanoga rashladnog sustava, izradit će se simulacijski modeli pojedinih podsustava. Povezivanjem svih simulacijskih modela dobit će se skupni simulacijski model cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava.

Razvijeni simulacijski modeli rashladnih uređaja, dizalica topline i njihovih komponenata omogućuju da se ostvare različiti ciljevi, kao što su: analiza prijelaznih pojava pri upućivanju i zaustavljanju sustava, analiza potrošnje energije u uvjetima ustaljenih ili promjenjivih pogonskih stanja, analiza međusobnog utjecaja pojedinih komponenata i optimizacija konfiguracije sustava i izbor načina regulacije i optimizacija regulacijskog sustava. Cilj je ovom istraživanju razvoj modela za simuliranje dinamičkog ponašanja cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom radi analize stanja zraka u skladištima i promjena temperature robe, te praćenja međusobnog utjecaja pojedinih parametara.

Uzimajući u obzir tako definiran cilj koji se modeliranjem želi postići i činjenicu da se u realnim brodskim rashladnim skladištima ostvaruju vrlo jednolične raspodjele temperatura unutarnje površine skladišnih stijenka i hlađenog zraka u skladišnim odjeljcima, model koji će se razviti u ovom radu bit će nestacionaran model s usredotočenim parametrima. Tako postavljen dinamički model brodskoga rashladnog sustava, uz određene prilagodbe, bit će primjenjiv i na slične kopnene rashladne sustave.

Razvijeni dinamički model verificirat će se na temelju usporedbe rezultata simulacije s postojećim eksperimentalnim rezultatima. Mjerenja kojima će se koristiti za verifikaciju modela provedena su na ispitivanome realnome brodskom sustavu, i to: *(i)* u uvjetima praznih skladišta, nakon gradnje broda, pod nadzorom i u skladu sa zahtjevima klasifikacijskih društava Lloyd's Register of Shipping i Hrvatskog registra brodova, *(ii)* u eksploatacijskim uvjetima djelomičnoga i potpunog opterećenja, tijekom više različitih plovidbi, s različitim vrstama hlađenog tereta.

Ostvari li se postavljeni cilj uz odabranu metodu istraživanja, ovaj bi rad mogao biti doprinos dosadašnjim znanstvenim istraživanjima u području dinamičkog modeliranja rashladnih sustava.

1.4. Pregled dosadašnjih istraživanja

1.4.1. Modeliranje rashladnih sustava i njihovih komponenata

Dinamičko modeliranje rashladnih uređaja, dizalica topline i njihovih komponenata česta je tema u znanstvenim istraživanjima, o čemu su objavljeni mnogobrojni radovi u znanstvenim i stručnim publikacijama. Od velikog broja pronađenih naslova, u ovom pregledu dani su samo oni koji su bili dostupni i koji su zanimljivi za prikaz dosadašnjih postignuća na području dinamičkog modeliranja rashladnih sustava, ili su, na bilo koji način, utjecali na razvoj modela prikazanoga u ovom radu.

Već 1984. godine Touber [3] je dao pregled više od 400 radova o stacionarnim i dinamičkim modelima rashladnih sustava nastalih u razdoblju od 1971. do 1983. godine. Našao je da su opisi modela prilično općeniti, a da se eksperimentalna verifikacija razvijenih modela rijetko provodila. Iz tog razdoblja vrijedno je spomenuti

rad Marshalla i Jamesa [4] iz 1973. godine u kojemu je razvijen matematički model dinamike ponašanja amonijačnoga industrijskoga rashladnog sustava s dvostupanjskom kompresijom, međuhladnjakom i separatorom pare, evaporacijskim kondenzatorom i isparivačem. Komponente sustava opisane su s pomoću modela s usredotočenim parametrima. Termodinamička stanja koja vladaju u kontrolnim volumenima definirana su uz uporabu jednadžaba očuvanja mase i energije. Koeficijenti prijelaza topline, pad tlaka i ostali podatci potrebni za proračun dobiveni su na temelju empirijskih podataka postojećega rashladnog postrojenja. Kompresori rashladnog postrojenja opisani su stacionarnim modelima, s pomoću izraza koji slijede iz jednadžaba za politropsku promjenu stanja radne tvari. Cilj je radu bio kreirati model koji bi bio pogodan za ispitivanje i razvoj poboljšanog načina regulacije razine kapljevite radne tvari u međuhladnjaku i separatoru, kao važnoga utjecajnog čimbenika na rad cjelokupnog postrojenja. Dobiveni rezultati zadovoljavajuće su se slagali s rezultatima mjerenja. U radu su definirani algoritmi za regulaciju koji su dali poboljšane rezultate u usporedbi s postojećim rješenjima. Isti autori objavili su 1975. godine rad [5] u kojemu je razvijen poboljšani model u usporedbi s prethodnim, a opisuje industrijsko rashladno postrojenje s tunelom za brzo zamrzavanje. Cilj modeliranju u oba rada bio je ograničen na poboljšanje regulacijskog sustava, pa se potrošnja energije nije razmatrala.

Jedan od prvih modela koji opisuje nestacionarne pojave u kompresorskim rashladnim uređajima dali su Dhar i Soedel [6] 1979. godine. Modeliran je bio prozorski klimatizacijski uređaj koji se sastojao od isparivača, hermetičkog kompresora, zrakom hlađenog kondenzatora i termoekspanzijskog ventila. Pri postavljanju energijskih bilanca uzeti su kontrolni volumeni što obuhvaćaju paru ili kapljevinu radne tvari u isparivaču, kondenzatoru i kompresoru. Model je bio s usredotočenim parametrima, pa su u unutrašnjosti svakoga takva kontrolnog volumena stanja radne tvari posvuda bila ujednačena. Pritom nisu prikazane jednadžbe izvedene iz bilanca za kontrolne volumene koje opisuju model, niti je dan način njihove primjene, a nije provedena ni eksperimentalna verifikacija postavljenog modela.

Yasuda i suradnici u svojim radovima [7] 1981. i [8] 1983. godine daju vrlo detaljan nestacionarni simulacijski model kompresorskoga rashladnog uređaja sa stapnim kompresorom, kondenzatorom s cijevnim snopom u plaštu, isparivačem za hlađenje zraka i termoekspanzijskim ventilom. Model kompresora postavljen je s pomoću masenih i energijskih bilanca za vremenski promjenjivi volumen cilindra.

Kondenzator i isparivač opisani su s pomoću modela s usredotočenim parametrima. Kod isparivača odvojeno su promatrana područja jednofaznog i dvofaznog toka. Uzeta je u obzir i promjena temperature stijenke cijevi zbog aksijalnog provođenja topline, a za koeficijente prijelaza topline upotrijebljene su eksperimentalno određene vrijednosti. Termoekspanzijski ventil modeliran je s pomoću statičke karakteristike proizvođača, a uzeta je u obzir i dinamika osjetnika temperature. Tako je termoekspanzijski ventil opisan kao proporcionalni regulator kojemu je maseni protok funkcija razlike tlakova u kondenzatoru i isparivaču. Model je služio za analizu međusobnog utjecaja isparivača i termoekspanzijskog ventila na temperaturno kolebanje. Rezultati simulacije eksperimentalno su potvrđeni na uređaju koji je radio s rashladnom tvari R12.

Broersen je 1982. godine objavio rad [9] u kojemu kombinira eksperimentalno utvrđene dinamičke karakteristike termoekspanzijskog ventila s matematičkim modelom rashladnog uređaja, da bi istražio stabilnost tlakova i protoka u rashladnom ciklusu. Na jednostavan način on pokazuje da, strogo gledajući, termoekspanzijski ventil nije proporcionalni regulator jer protok kroz ventil nije linearna funkcija pregrijanja pare na izlazu iz isparivača.

Chi i Didion [10] 1982. godine daju detaljan nestacionarni model za simulaciju pojava pri upućivanju dizalice topline. Rad kompresora određen je iz izraza za politropsku kompresiju, a za kondenzator i isparivač upotrijebljeni su modeli s usredotočenim parametrima. Uzet je u obzir i pad tlaka radne tvari u izmjenjivačima. Prijelaz topline računan je na temelju korelacija dobivenih eksperimentalnim putem. Termoekspanzijski ventil definiran je kao proporcionalni regulator. Rezultati simulacije uspoređeni su s mjerenim rezultatima na dizalici topline koja je radila s rashladnom tvari R22, i utvrđeno je dobro slaganje.

U radu [11] iz 1983. godine Cleland je prikazao nestacionarni simulacijski model za industrijsko rashladno postrojenje s usredotočenim parametrima, uključujući i model kojim je opisana roba u skladišnim komorama i komorama za zamrzavanje. Predmet istraživanja bile su promjene temperature robe i rashladnog učinka. Nije provedena verifikacija cjelovitog modela, nego samo pojedinih segmenata, pri čemu je postignuto zadovoljavajuće slaganje simulacijskih i eksperimentalnih rezultata.

MacArthur u svojim radovima [12 i 13] iz 1984. godine prikazuje nestacionarne modele što opisuju prijelazne pojave pri upućivanju i nakon prekida rada kompresorske dizalice topline. Kompresor je opisan s pomoću izraza za snagu i izlaznu temperaturu

radne tvari pri politropskoj kompresiji. Posebna pozornost posvećena je isparivaču i kompresoru, koji su opisani modelima s raspodijeljenim parametrima. Pri tome je izmjenjivač topline podijeljen na veći broj kontrolnih volumena s homogenim stanjem u pojedinom volumenu, a promjena veličina koje karakteriziraju toplinsko stanje radne tvari prati se od jednoga do drugoga kontrolnog volumena. Rješenjem sustava parcijalnih diferencijalnih jednadžaba očuvanja mase i energije, koji se dobiva postavljanjem bilanca za niz kontrolnih volumena, dobivaju se temperature, dok je naknadno provedeno računanje pada tlaka u izmjenjivačima. Umjesto jednadžaba očuvanja mase i količine gibanja, za računanje strujnog polja upotrijebljena je aproksimacija. Prigušni organ bio je otvor nepromjenjive površine. Usporedba rezultata proračuna s rezultatima mjerenja dana je za samo jedno stacionarno stanje.

Murphy i Goldschmidt objavljuju 1985. i 1986. godine radove u kojima opisuju prijelazne i cikličke pojave u rashladnom uređaju za zrak, s kapilarnom cijevi kao prigušnim organom, pri upućivanju [14] i nakon isključivanja [15]. Kompresor je opisan stacionarnim modelom kojemu se snaga određuje na temelju stanja radne tvari na usisu i kompresijskog omjera. Model kondenzatora je s usredotočenim parametrima, a za proračun prijelaza topline koristi se prosječnim koeficijentima prijelaza topline i srednjim logaritamskim temperaturnim razlikama. Uzete su u obzir nestacionarne promjene temperature stijenka kondenzatora. Isparivač nije modeliran, već se u modelu rashladnog uređaja poslužilo eksperimentalnim podatcima o njegovu radu. Primjenom tzv. parametarske analize autori, s pomoću razmatranja utjecaja toplinskog kapaciteta kondenzatora na tlak kondenzacije, donose zaključke o poželjnome toplinskom kapacitetu kondenzatora, o količini punjenja radne tvari i o dimenzijama cjevovoda – sve za analizirani uređaj. Model je eksperimentalno verificiran.

Rajendran i Pate u svojem radu [16] 1986. godine daju model za simulaciju prijelaznih pojava pri upućivanju kompresorskoga rashladnog uređaja. Za hermetički kompresor određen je maseni protok radne tvari, efektivni rad kompresora i izmjena topline između kompresorskog cilindra i kućišta. Termoekspanzijski ventil modeliran je kao otvor promjenjive površine, a za opis promjene te površine u vremenu rabljeni su izrazi s vremenskom konstantom. Zrakom hlađeni kondenzator opisan je modelom s usredotočenim parametrima, a odvojeno su razmatrana područja pregrijane pare, zasićene pare i kapljevite radne tvari. Isparivač je također opisan modelom s usredotočenim parametrima, a podijeljen je u područja zasićene i pregrijane pare. Rezultati simulacije pokazuju da nestacionarni procesi nakon upućivanja uređaja za

hlađenje zraka koji radi s rashladnom tvari R22, traju oko deset sekunda, što se ne slaže s drugim autorima. Treba istaknuti da ovaj model nije eksperimentalno potvrđen.

Također 1986. godine Beckey [17] objavljuje model za simulaciju nestacionarnih pojava pri upućivanju dizalice topline. Model je razvijen radi analize različitih pristupa regulaciji i raznovrsnih konfiguracija kontrolnih sustava. U radu je dano malo podataka o modelu, ali je razvidno da su isparivač i kondenzator predočeni modelom s raspodijeljenim parametrima. Koristilo se jednadžbama očuvanja energije i mase za radnu tvar, cijev i vodu. Za koeficijente prijelaza topline pri isparivanju i kondenzaciji uzete su prosječne vrijednosti, bez obzira na to je li riječ o području s dvofaznim ili jednofaznim strujanjem. Modeliran je i akumulator na usisnoj strani kompresora. Rad kompresora opisan je s pomoću izraza za politropsku kompresiju, a uzeta je u obzir mogućnost promjene brzine vrtnje kompresora. Rezultati eksperimentalnih ispitivanja promjene tlaka u kondenzatoru i isparivaču, te protoka radne tvari kroz kompresor, pokazuju dobro slaganje s rezultatima modela.

Sami i suradnici [18] razvili su 1987. godine model i računalni program *DAHP* za simulaciju dinamičkog režima rada dizalice topline. Matematički model zasnovan je na bilancama mase, energije i količine gibanja. Cilj izradbi modela bio je pobliže istraživati pojavu orošavanja vanjske površine isparivača vlagom iz zraka, miješanje ulja s radnom tvari, promjene smjera toka i kolebanja temperature poradi djelovanja termoekspanzijskog ventila. Model kompresora temeljen je na radovima Dhara i Soedela [6] i Yasude i suradnika [7]. Model isparivača omogućuje razmatranje različitih režima strujanja radne tvari. Analizirana su tri različita tipa isparivača i dva tipa kondenzatora, te dva tipa prigušnih organa: termoekspanzijski ventil i kapilarna cijev. Rezultati dobiveni uporabom modela uspoređeni su s rezultatima mjerenja Yasude i suradnika [7]. Za ogrjevni i rashladni učinak i snagu kompresora utvrđeno je da dostižu ustaljene vrijednosti 300 sekunda nakon upućivanja u rad.

MacArthur i Grald u svojim radovima [19] 1987. i [20] 1989. godine daju nestacionarni model dizalice topline s raspodijeljenim parametrima, poboljšan u usporedbi s dotadašnjim radovima [12 i 13]. Za rješenje sustava jednadžaba očuvanja mase, energije i količine gibanja služe se implicitnom metodom opisanom u Patankarovoj knjizi [21]. U radu [18] nisu opisani upotrijebljeni modeli kompresora i ekspanzijskog ventila. Rezultati simulacije izvrsno se podudaraju s eksperimentalnim rezultatima. U radu [20] analiziran je rad dizalice topline za grijanje i hlađenje vode s

hermetičkim kompresorom i dizalice topline za grijanje i hlađenje zraka s otvorenim kompresorom. Pritom su svi rezultati eksperimentalno potvrđeni uz izvrsno slaganje.

Prve dinamičke modele kućnog hladnjaka prezentirali su 1988. godine Melo i suradnici [22] i Janssen i suradnici [23]. Matematički modeli osnovnih komponenata rashladnog uređaja i hlađenog prostora, to jest kućišta hladnjaka, temelje se na bilancama energije i mase. Model [22] je s usredotočenim parametrima, dok je model [23] s raspodijeljenim parametrima i uključuje model udjela praznina u dvofaznom toku izmjenjivača. U oba rada prikazani su i usporedbeni rezultati eksperimentalnih istraživanja, kojima su potvrđeni razvijeni dinamički modeli.

Radi lakšeg pronalaženja i praktične uporabe naraslog broja razvijenih modela i algoritama za simulaciju radnih karakteristika uređaja za grijanje, hlađenje i klimatizaciju, ASHRAE je 1990. godine publicirao koristan priručnik [24]. U njemu su dotad objavljeni dominantno stacionarni modeli, kategorizirani prema tipu uređaja na koji se odnose, uključujući rashladne uređaje i njihove komponente.

U radu [25] iz 1991. godine Sami i Duong dorađuju računalni program *DAHP* [17] u verziju *DAHP.01*, s pomoću kojega simuliraju dinamiku ponašanja dizalice topline koja radi s rashladnom tvari R134a, i rezultate uspoređuju s onima dobivenima s radnom tvari R12. Uz poboljšane modele isparivača i kondenzatora, analizirana je promjena snage kompresora, toplinskog množitelja, protoka radne tvari kroz termoekspanzijski ventil i temperature kondenzacije za prijelazno razdoblje nakon upućivanja, i to u režimu grijanja i režimu hlađenja. Zaključeno je da u režimu hlađenja radna tvar R134a znači kvalitetnu zamjenu za R12, dok je pri upućivanju u režimu grijanja toplinski množitelj 8 - 10% niži nego za radnu tvar R12.

Vrlo detaljan dinamički model maloga rashladnog sustava kućnog hladnjaka sa stapnim kompresorom, cijevnim isparivačem, cijevnim kondenzatorom i kapilarnom cijevi razvili su Chen i Lin u radu [26] 1991. godine. Predložili su i metodu optimizacije radi smanjenja potrošnje energije. Rezultati simulacije uspoređeni su s rezultatima opsežnih mjerenja temperatura i tlakova, i utvrđeno je dobro slaganje.

Wang i Touber objavili su 1991. godine rad [27] u kojemu je obrađen nestacionarni model s raspodijeljenim parametrima isparivača za hlađenje zraka. Cilj je bio raščlamba nestacionarnih pojava i optimizacija rashladnog sustava s kontrolom rashladnog kapaciteta. U modelu je uzeta u obzir relativna brzina između kapljevite i

plinovite faze u dvofaznom toku i pad tlaka u isparivaču. Model je prikladan za opis hladnjaka s različitim brojem i položajem cijevnih prolaza pri vođenju radne tvari. Simulacijski rezultati eksperimentalno su potvrđeni. Dodatna zanimljivost ovog rada je u vrlo opsežnom pregledu dotad objavljene literature iz tog područja, te u klasifikaciji modela i modelarskih strategija.

Nyers i Stoyan objavljuju 1994. godine rad [28] s opisom dinamičkog modela s raspodijeljenim parametrima isparivača dizalice topline. Njihov pristup već su prije primijenili MacArthur i Grald [19]. Isparivač je pojednostavnjeno prikazan kao dugački snop paralelnih cijevi, bez skretanja, što nije pogodno za opis isparivača s cijevnim snopom u plaštu, ni za opis isparivača za hlađenje zraka. U obzir je uzet i pad tlaka radne tvari. Rezultati dobiveni primjenom ovoga modela nisu eksperimentalno potvrđeni.

Vargas i Parise 1995. godine objavljuju rad [29] u kojemu daju nestacionarni model dizalice topline koji je pojednostavnjen u usporedbi s modelima [6, 10 i 16] što su upotrijebljeni za njegovu izradbu. Za opis promjena stanja radne tvari koristilo se jednadžbom stanja idealnog plina. U modelima izmjenjivača zanemareni su padovi tlaka i akumulacija topline u materijalu od kojih su izrađeni, i nisu odvojeno razmatrane para i kapljevina. Protok radne tvari i utrošeni rad za kompresiju računani su s pomoću izraza za politropsku kompresiju, uz volumetrički stupanj dobave ovisan o kompresijskom omjeru i konstantni indicirani stupanj djelovanja. Za termoekspanzijski ventil odabrana je statička karakteristika. Rezultati pokazuju uštedu energije od 11% u prvih 500 sekunda rada uz regulaciju brzine vrtnje kompresora umjesto termostatske kontrole. Simulacijski rezultati nisu eksperimentalno verificirani.

Jia i suradnici daju u radu [30] objavljenome 1995. godine model s raspodijeljenim parametrima za analizu nestacionarnih pojava u isparivaču, namijenjen za optimizaciju regulacijskog sustava. Pri izradbi modela nisu uzete u obzir različite brzine strujanja pare i kapljevine u cijevima isparivača. Provedena je usporedba rezultata simulacije s eksperimentalnim rezultatima dobivenima na isparivaču s radnom tvari R134a, i utvrđena je dobra podudarnost.

U Beckerovoj disertaciji [31] i u radu Hassea i suradnika [32] iz 1996. godine opisan je model za dinamičku simulaciju sustava rashladnog skladišta, po autorima nazvan "Top-Down Model". U tom je modelu, kojim se koristilo za ispitivanje sustava automatske regulacije, razmatran cjelokupni sustav, što uključuje rashladnu komoru, uskladištenu robu, zrak u skladištu, isparivač, rashladni uređaj i okoliš. Iako je u radu

[31], pri analizi dotadašnjih radova na području modeliranja, znatnu pozornost posvetio nestacionarnim modelima, autor se služi vrlo pojednostavnjenim stacionarnim modelom rashladnog uređaja, pri čemu se misli na kompresor i kondenzator. Cilj je bio analiza stanja zraka u komori poradi razvijanja prikladnog sustava automatske regulacije koja bi omogućila da se održava kvaliteta uskladištene robe.

Botsch i suradnici [33] 1997. godine daju model za simulaciju dinamičkih i stacionarnih procesa u kondenzatoru s cijevnim snopom u plaštu, u kojemu se kondenzira voda iz smjese vodene pare i zraka. Iako je zapravo riječ o modelu s usredotočenim parametrima, bilo je moguće izračunati distribuciju temperature i za medij koji struji unutar plašta jer je plašt pregradama podijeljen na osam područja. S pomoću razvijenog modela mogu se predvidjeti protoci i pad tlaka smjese pare i zraka, količina kondenzata i temperature pare, kondenzata, stijenke izmjenjivača i medija koji hladi stijenke cijevi. Rezultati simulacije eksperimentalno su verificirani i prikazani u radu [34] iste skupine autora.

Ploug-Sørensen i suradnici [35] daju 1997. godine poboljšani dinamički model kućnog hladnjaka uz pomoć općenamjenskoga računalnog programa za modeliranje termofluidnih sustava *Sinda/Fluint*. Detaljni matematički opisi isparivača, kondenzatora, kompresora, kapilarne cijevi s izmjenjivačem, usisnog voda i kućišta hladnjaka zasnovani su na bilancama mase, energije i količine gibanja, uz pretpostavljeno jednodimenzionalno strujanje. Rezultati simulacije eksperimentalno su potvrđeni uz dobro slaganje.

S obzirom na to da se priručnik [24] iz 1990. godine pokazao nedostatnim, Bourdouxhe i suradnici [36] su u okviru istraživačkog projekta ASHRAE-a 1998. godine objavili pregled dinamičkih modela uređaja za grijanje, hlađenje i klimatizaciju. Pronašli su više od 500 radova objavljenih u razdoblju od 1963. do 1995. godine, od kojih su analizirali 218 relevantnih radova i dali opise 28 dinamičkih modela. Opisani modeli kategorizirani su prema stupnju složenosti. Dan je i kritički osvrt na valjanost, ograničenja i primjenjivost razvijenih modela, uz preporuke za nastavak istraživanja.

Lovatt i suradnici 1998. godine objavljuju rad [37] o dinamičkoj simulaciji industrijskoga rashladnog skladišta s pomoću računalnog programa za simulaciju rashladnih sustava *RefSim*. Uz modele osnovnih komponenata rashladnog uređaja program *RefSim* omogućuje dodavanje modela zraka u komori, modela stijenka komore i modela izmjene zraka zbog otvaranja vrata komore. U radu su demonstrirane

značajne prednosti ovoga simulacijskog programa u usporedbi sa starijim programima za simulaciju *RADS v.2.2* i *RADS v.3.1*. Prikazani su rezultati simulacije za dva različita rashladna skladišta mesa, uz rezultate eksperimentalnih ispitivanja. U radu je vrlo malo podataka o matematičkim modelima na temelju kojih se provodi računalna simulacija.

Corberán i Melón [38] razvili su 1998. godine model za opis nestacionarnih pojava kod orebrenih cijevnih izmjenjivača topline koji se koriste rashladnom tvari R134a. Pri modeliranju faznih promjena radne tvari uzet je u obzir dvofazni tok i pad tlaka u cijevima izmjenjivača. Zanimljivost ovog rada je u usporednoj analizi većeg broja poznatih korelacija za koeficijente prijelaza topline pri isparivanju i kondenzaciji i za pad tlaka radne tvari pri strujanju kroz cijevi izmjenjivača. U konačni model implementirane su one korelacije koje su dale najbolje simulacijske rezultate u usporedbi s rezultatima mjerenja. Eksperimentalna verifikacija modela provedena je na malome klimatizacijskom uređaju s unakrsnim strujanjem zraka i radne tvari u isparivaču i kondenzatoru. Ustanovljena je dobra podudarnost simulacijskih i mjernih rezultata, s odstupanjem u granicama od ±5%.

Willatzen i suradnici u radu [39] iz 1998. godine daju model kojim opisuju prijelazne pojave u izmjenjivačima topline s dvofaznim tokovima. Model je temeljen na jednadžbama očuvanja mase i energije radne tvari, dok je jednadžba očuvanja količine gibanja ispuštena, tako da pad tlaka radne tvari nije uzet u obzir, a koristilo se i jednadžbom očuvanja energije za stijenku cijevi. Posebno su razmatrane zone kapljevitoga, dvofaznog i parnog toka rashladne tvari. Model je ograničen na koaksijalne izmjenjivače topline. U radu [40], također iz 1998. godine, ista skupina autora povezuje razvijeni model s bazom podataka svojstava svih važnijih rashladnih tvari. Izrađen je računalni simulacijski model isparivača i model jednostavnog regulatora, kojega su primjenom dobiveni odzivi na promjenu ulaznih vrijednosti protoka i entalpije radne tvari. Na osnovi rezultata simulacije utvrđeno je da model zadovoljava potrebe projektiranja i analize regulacije. Rezultati modela nisu eksperimentalno potvrđeni.

U svojoj disertaciji iz 1999. godine Pavković [41] je razvio matematički model i računalni program za simulaciju procesa u pojedinim komponentama, kao i u cijeloj kompresorskoj dizalici topline, u ustaljenim i promjenjivim uvjetima rada. Matematički model dizalice topline zasnovan je na bilancama mase i energije, termodinamičkim veličinama stanja i toplinskim svojstvima radne tvari, te na konstrukcijskim značajkama

njezinih komponenata. Primjenom tog modela moguće je predviđati vremenske i prostorne raspodjele temperature, tlaka i protoka rashladne tvari, pa i temperature vode, uz promjenjive vanjske uvjete što se pojavljuju pri radu dizalice topline. Računalni program za simulaciju dizalice topline izrađen je tako da je moguća jednostavna zamjena i kombiniranje potprograma kojima su opisane pojedine komponente, radi simulacije različitih dizalica topline. Model je potvrđen usporedbom s podatcima dobivenima mjerenjem na eksperimentalnom laboratorijskom sustavu. Razvijen je i nestacionarni model termotehničkog sustava za grijanje i hlađenje s dizalicom topline. Kao potprogrami u računalnom modelu sustava, razvijeni su modeli toplinskih spremnika, regulatora, toplinskih izmjenjivača i pojednostavnjeni model dizalice topline. Razvijeni modeli dizalice topline i sustava mogu poslužiti za analizu utjecaja konstrukcijskih karakteristika komponenata na radne karakteristike dizalice topline, za ispitivanje različitih konfiguracija termoenergetskih sustava s dizalicama topline i za izračunavanje potrošnje energije u tim sustavima. Matematički modeli i računalni programi mogu poslužiti u praktične svrhe optimiziranja dizalica topline i sustava grijanja i hlađenja.

López i Lacarra [42] daju 1999. godine dinamičke modele dvaju rashladnih sustava za hlađenje vode u prehrambenoj industriji. Modeli pojedinih komponenata postavljeni su na temelju bilanca mase i energije. Pri modeliranju isparivača koristilo se empirijskim korelacijama za koeficijente prijelaza topline, čemu je u radu posvećena posebna pozornost. Razvijeni modeli eksperimentalno su verificirani na stvarnim sustavima.

Jia i suradnici u svojem radu [43] iz 1999. godine daju model s raspodijeljenim parametrima za analizu stacionarnih i nestacionarnih pojava u suhim isparivačima, što je poboljšani model u usporedbi s onim opisanim u radu [30] gotovo iste skupine autora. Uzimaju u obzir nehomogenost dvofaznog toka kapljevine i pare tijekom procesa isparivanja. Za istraživanje utjecaja različitih modela strujanja, pri izradbi modela usporedno primjenjuju četiri različite korelacije – jednu za homogeni i tri za nehomogeni tok. Eksperimentalno verificiranje rezultata simulacije provode na realnome rashladnom uređaju koji radi s rashladnom tvari R134a. Autori zaključuju da modeli s upotrijebljenim korelacijama za nehomogeni tok radne tvari u cijevima isparivača daju zadovoljavajuće rezultate, s odstupanjima manjima od 5%. Također donose zaključke o mogućnostima i načinima da se postigne ravnomjernija raspodjela

temperature zraka na izlazu iz isparivača, što je osobito važno postići u nekim primjenama, npr. pri hlađenju kontejnera.

Jedan od vrlo rijetkih radova o modeliranju rashladnog sustava brodskog kontejnera je rad [44] koji su 2000. godine objavili Jolly i suradnici. Tu je razvijen matematički model za simulaciju samo stacionarnih, a ne i dinamičkih procesa kontejnerskoga rashladnog sustava pod punim opterećenjem, ali je zbog svoje aktualnosti uvršten u ovaj pregled dosadašnjih istraživanja. Na osnovi proizvođačevih podataka i odgovarajućih odnosa prijenosa mase i energije, kreirani su modeli osnovnih komponenata: kompresora, isparivača, kondenzatora i termostatskoga ekspanzijskog ventila. Model omogućuje korisniku izbor iz popisa različitih tipova kompresora i simulaciju za alternativne radne tvari. Eksperimentalna ispitivanja obavljena su na realnome, standardnome rashladnom kontejneru duljine od 40 stopa, u komori za toplinska ispitivanja. Mjerni rezultati slijede dobivene rezultate simulacije s odstupanjima u granicama od ±10%.

Bupić i suradnici objavili su 2000. godine rad [45] koji obrađuje dinamiku ponašanja brodskoga skladišnog prostora za čuvanje hlađenih i smrznutih namirnica. Raščlamba je provedena s pomoću metode sistemskoga dinamičkog modeliranja, a simulacija uz korištenje programskim jezikom *Powersim*. Postavljen je pojednostavnjeni dinamički model rashladne komore, kao elementa rashladnog postrojenja, uzimajući u obzir tipične dobitke topline, temperaturu skladištenog predmeta i željenu temperaturu hlađenja. Eksperimentalna verifikacija modela nije provedena.

Također 2000. godine, Mithraratne i suradnici [46] razvili su dinamički model protustrujnog isparivača s termostatskim ekspanzijskim ventilom u kompresorskome rashladnom sustavu za hlađenje vode. Isparivač je podijeljen na dva područja, koja su posebno razmatrana: područje dvofaznog strujanja kapljevine i pare u kojemu se zbiva isparivanje radne tvari i područje strujanja pregrijane pare. Pri opisu dvofaznog toka koristilo se MacArthur-Graldovim [20] modelom udjela praznina. Bilanca energije cijevne stijenke isparivača i toplinski kapacitet termoekspanzijskog ventila također su uzeti u obzir. Analiza rezultata dobivenih simulacijom pokazuje velik utjecaj modela termoekspanzijskog ventila i njegovih radnih karakteristika na stabilnost sustava. Za verificiranje modela uzeti su postojeći eksperimentalni rezultati drugih autora, pročišćeni i prilagođeni za tu svrhu.

Iz pregleda dosadašnjih istraživanja na području dinamičkog modeliranja rashladnih uređaja, dizalica topline i njihovih komponenata razvidno je da su gotovo podjednako zastupljeni modeli s usredotočenim i oni s raspodijeljenim parametrima. Većina razvijenih modela eksperimentalno je verificirana. Pri tome je zanimljivo uočiti da su se neki autori ograničili na verificiranje samo pojedinih segmenata modela [11] ili samo nekih režima rada svojih modela [12 i 13], dok se neki autori služe postojećim eksperimentalnim rezultatima drugih autora za verifikaciju svojih modela [18 i 46]. Također se može vidjeti da se mali broj znanstvenika bavio modeliranjem cjelokupnoga rashladnog sustava [11, 31, 32, 37, 44 i 45] analizirajući osim rashladnog uređaja i rashladnu komoru i hlađenu robu u komori.

1.4.2. Modeliranje metaboličnih procesa u voću i povrću

Svrha modeliranja metaboličnih procesa u voću i povrću je opisati dinamiku respiracijskih, transpiracijskih i senescencijskih procesa u različitim vrstama voća i povrća, ovisno o utjecajnim parametrima – temperaturi i sastavu skladišne atmosfere. Već ranih 60-ih godina prošlog stoljeća bili su zabilježeni prvi pokušaji izradbe modela za opisivanje promjena koncentracije plinova u modificiranoj atmosferi, kojih su autori: V. Jurin i M. Karel (1963.), P. Veeraju i M. Karel (1966.), J. C. Fidler i C. J. North (1967.), Y. S. Henig i S. G. Gilbert (1975.), K. Hayakawa i suradnici (1975.), i drugi. Tek su u proteklih 20-ak godina u znanstvenim i stručnim publikacijama objavljeni relevantni radovi o razvoju modela za izmjenu plinova, modela za oslobađanje vlage iz plodova i modela koji opisuju nastajanje respiracijske topline iz plodova voća i povrća u skladištima s nadziranom atmosferom.

Tako su 1988. godine Yang i Chinnan [47] razvili empirijski model dinamike trošenja kisika i nastajanja ugljičnoga dioksida u skladištu rajčica ovisno o koncentraciji kisika i ugljičnoga dioksida i o vremenu skladištenja. Model je bio u obliku kvadratne funkcije, sastojao se od devet parametara i zasnivao se na regresijskoj analizi eksperimentalnih opažanja. Ustanovljena je dobra podudarnost simulacijskih i mjernih rezultata; vrijednost korijena srednje kvadratne pogreške iznosila je 3,4%. Autori uočavaju da je respiracija enzimski katalizirana reakcija, i da bi model zasnovan na enzimskoj kinetici vjerojatno bio primjereniji.

Cameron i suradnici [48] razvili su 1989. godine također empirijski model disanja rajčica u obliku eksponencijalne funkcije ovisne o koncentraciji kisika i o vremenu skladištenja. Model je sadržavao četiri eksperimentalna parametra. Iste godine Raghavan i Gariépy [49] razvijaju statistički model respiracije za kupus, koristeći se rezultatima mjerenja brzine promjene koncentracije kisika i brzine promjene ugljičnog dioksida u skladištu. Ovisnosti brzine respiracije i brzine promjene respiracijskoga kvocijenta o koncentraciji kisika i ugljičnog dioksida izražene su linearnom funkcijom. Model se sastojao od tri parametra.

Prvi poluempirijski respiracijski model svježeg voća i povrća zasnovan na načelima enzimske kinetike postavili su 1991. godine Lee i suradnici [50] koristeći se Michaelis-Menteninim tipom kinetike. Model je primjereno opisivao tempo trošenja kisika i istodobno nastajanje ugljičnog dioksida ovisno o njihovoj koncentraciji u skladištu. Opsežno je testiran usporedbom dobivenih rezultata s postojećim eksperimentalnim podatcima za jabuku, rajčicu, bananu, brokulu i šparogu.

Talasila i suradnici u svojem radu [51] iz 1992. godine daju još jedan empirijski model kojim se opisuje brzina trošenja kisika u skladištu svježe ubranih jagoda. Ovisnost brzine trošenja kisika o koncentraciji kisika i ugljičnog dioksida prikazana je kvadratnom funkcijom, a ovisnost brzine trošenja kisika o temperaturi u skladištu dana je eksponencijalnom funkcijom. Model je uključivao šest parametara.

Becker i Fricke objavili su 1996. godine dva rada [52 i 53] u kojima daju matematičke modele transpiracije i respiracije voća i povrća u rashladnom skladištu. Transpiracijski model, kojim se opisuje dinamika izlučivanja vlage iz plodova, zasnivaju na konstantnom koeficijentu prijenosa mase kroz pokožicu ploda i na varijabilnom koeficijentu prijenosa mase s površine ploda u okoliš. Respiracijski model, kojim se opisuje dinamika nastajanja ugljičnog dioksida i dinamika oslobađanja topline, prikazuju kao funkcijsku ovisnost o temperaturi i o vrsti voća ili povrća. Transpiracijski model verificiran je usporedbom numeričkih rezultata s postojećim eksperimentalnim podatcima za: limun, naranču, breskvu, jabuku, rajčicu, mrkvu i vrzinu repicu, a za verifikaciju respiracijskog modela poslužili su postojeći mjerni podatci za: naranču, jabuku, jagodu, rajčicu i vrzinu repicu, pri čemu je ustanovljena dobra podudarnost. Iste godine Becker, Misra i Fricke u svojim drugim dvama radovima [54 i 55] također razmatraju fenomene prijenosa topline i mase pri hlađenju voća i povrća. U prvome opisuju termofizička svojstva hlađenih proizvoda i definiraju parametre o kojima ovise

promatrane pojave, a u drugom radu daju poboljšane modele za oslobađanje vodene pare iz plodova i za generiranje topline zbog disanja plodova. Usporedbom dobivenih numeričkih rezultata s postojećim mjernim podatcima za breskvu i vrzinu repicu, to jest za naranču, jagodu i vrzinu repicu, ustanovljena je dobra podudarnost.

Hertog i suradnici [56] razvili su 1998. godine dinamički generički model kojim se opisuje brzina respiracije ovisno o temperaturi i koncentraciji plinova u skladištu. Trošenje kisika disanjem plodova opisano je s pomoću sva tri osnovna tipa reverzibilne inhibicije enzima koji podliježu Michaelis-Menteninoj kinetici: kompetitivne (konkurentne), akompetitivne i nekompetitivne inhibicije. Model je eksperimentalno verificiran na jabuci, rajčici i cikoriji (radiču), uz dobru podudarnost simulacijskih i mjernih rezultata.

Lammertyn i suradnici u radu [57] iz 2001. godine primjenjuju nekompetitivni tip inhibicije i modificiranu Michaelis-Menteninu kinetiku za usporedbu utjecaja temperature i koncentracija kisika i ugljičnog dioksida u rashladnom skladištu na dinamiku trošenja kisika za dva različita postupka čuvanja kruške.

Prvi model što opisuje ukupnost dinamičkih procesa u sustavu industrijskoga rashladnog skladišta s nadziranom atmosferom pronađen je u Nahorovoj disertaciji [58] iz 2004. godine, to jest u radovima Nahora i suradnika [59, 60 i 61] iz 2004. i 2005. godine, što su zapravo objavljeni dijelovi disertacije. Tu je razvijen model za simulaciju dinamike temperature i vlažnosti zraka, te koncentracije plinova ugljičnog dioksida i kisika u hlađenom prostoru, uzimajući u obzir kontinuirane i diskretne procese. Cjeloviti rashladni sustav s nadziranom atmosferom razdijeljen je na interaktivne podsustave: hlađeni prostor, rashladni uređaj i jedinicu za rukovanje plinovima, za koje su razvijeni pojedinačni dinamički modeli i potom su povezani u globalni model sustava. Pri tome su u model hlađenog proizvoda, koji je dio hlađenog prostora, uključeni modeli prijenosa topline i mase, respiracije, i kvalitete proizvoda. Respiracijski model Nahor postavlja na načelima Michaelis-Mentenina tipa enzimske kinetike, koristeći se pritom do tada objavljenim podatcima i spoznajama, poput onih u radovima [50 i 56], ali i drugima. Modeli pojedinih komponenata i globalni model cjelovitog sustava eksperimentalno su verificirani s pomoću laboratorijskog uređaja i na realnome industrijskom postrojenju, što ovom radu daje posebnu težinu.

Opisi dinamičkih modela brodskih rashladnih sustava s nadziranom atmosferom nisu uopće pronađeni u literaturi, pa je zbog toga razvoj upravo takva modela postavljen za cilj u ovome doktorskom radu.

1.5. Znanstvena metoda istraživanja

U razvoju dinamičkog modela sustava brodskoga rashladnog kontejnera koristit će se metodom sistemske dinamike* (engl. *System Dynamics*), poznatom i kao Forresterova dinamika. Sistemska dinamika jedna je od metoda za modeliranje i kontinuiranu simulaciju složenih dinamičkih sustava s povratnom vezom. Ona je i konkretna primjena sustavnog mišljenja, to jest sistemskog pristupa (engl. *Systems Thinking*) i kibernetike, na probleme upravljanja složenim dinamičkim sustavima. Osnovne ideje sistemske dinamike opisane su u trećem poglavlju.

S obzirom na to da je odabran matematički model s usredotočenim (koncentriranim) parametrima, opis dinamike brodskoga rashladnog sustava bit će izražen običnim diferencijalnim jednadžbama. Za dobivanje rezultata postavljenoga matematičkog modela, to jest za praktično uviđanje ponašanja dinamičkog sustava, provest će se računalna simulacija. Koristit će se računalnim simulacijskim programskim paketom *Powersim,* ver. *Powersim Constructor 2.5d (4002),* jednim od raspoloživih programskih jezika sistemske dinamike.

1.6. Očekivani znanstveni doprinos

Očekivani znanstveni doprinos ovog rada dosadašnjim istraživanjima u području dinamičkog modeliranja rashladnih sustava ogleda se u pristupu koji obuhvaća razvoj novih programa, simulacije i analize cjelokupnoga rashladnog sustava, koji se uz sam rashladni uređaj sastoji od sustava hlađenih skladišta i hlađenog tereta u njima, uključujući sustav rasola i sustav nadzirane atmosfere, čime se dosad bavio mali broj autora.

Dodatni prilog dosadašnjim istraživanjima je u implementiranosti promatranoga sustava na brod. Njegovo valjanje, posrtanje i vibracije, način punjenja robe u skladišta

* U domaćoj literaturi i na domaćim institucijama gdje se izučava ova metoda gotovo se podjednako rabe nazivi *sistemska dinamika* i *sustavna dinamika.* Radi jasnije dinstikcije od pojma *dinamike sustava* izabran je naziv *sistemska dinamika*. U stranoj literaturi, onoj koja nije na engleskom jeziku, najčešće se i ne prevodi na dotični jezik, nego se rabi izvorni engleski naziv *System Dynamics*.

i atmosferske prilike tijekom plovidbe čine one specifičnosti koje rashladni sustav nema na kopnu.

Tome treba pridodati i posebnost zbog odabrane metode sistemske dinamike, kojom se najviše koristi za dinamičko modeliranje u područjima društveno--gospodarskih problema, procesa učenja, problema populacije, medicinskih problema, te bioloških i kemijskih procesa. Ovim radom želi se pokazati njezina praktična primjenjivost i na složeni tehnički sustav. Osim toga, zbog vizualnog načina formuliranja simulacijskog modela s pomoću grafičkih objekata i kvalitativnog prikazivanja njegovih rezultata, što je karakteristika uporabljene metode modeliranja, dinamički model koji se namjerava razviti i opisati u ovom radu, bit će osobito prikladan za edukacijske svrhe.

2. BRODSKI RASHLADNI SUSTAVI S NADZIRANOM ATMOSFEROM

2.1. Brodovi za hlađene terete

2.1.1. Općenito o brodovima za hlađene terete

Brod za hlađeni teret ili brod hladnjača (engl. *reefer, reefer ship, refrigerated ship*) vrsta je specijaliziranoga teretnog broda, posebno izgrađenoga i opremljenog rashladnim sustavom i izoliranim skladištima za prijevoz lakopokvarljiva tereta, uglavnom: voća, mesa, ribe, povrća, mliječnih i drugih prehrambenih proizvoda. Takvi proizvodi zahtijevaju prijevoz uz stroge uvjete smještaja, temperature, izmjene zraka, atmosferske vlažnosti i, napokon, samoga trajanja transportne faze. Česti teret koji zadaje osobite brige su banane, za čiji su prijevoz osnovani posebni brodovi poznati kao bananonosci (engl. *banana carrier*). Općenito se razlikuju dvije vrste brodova za hlađene terete:

- brodovi hladnjače s bočnim vratima koja se spuste na pristanište i služe kao ukrcajno/iskrcajne rampe za viličare,
- konvencionalni brodovi hladnjače s grotlima i dizalicama za rukovanje paletiziranim i rasutim teretom (slika 2.1.).

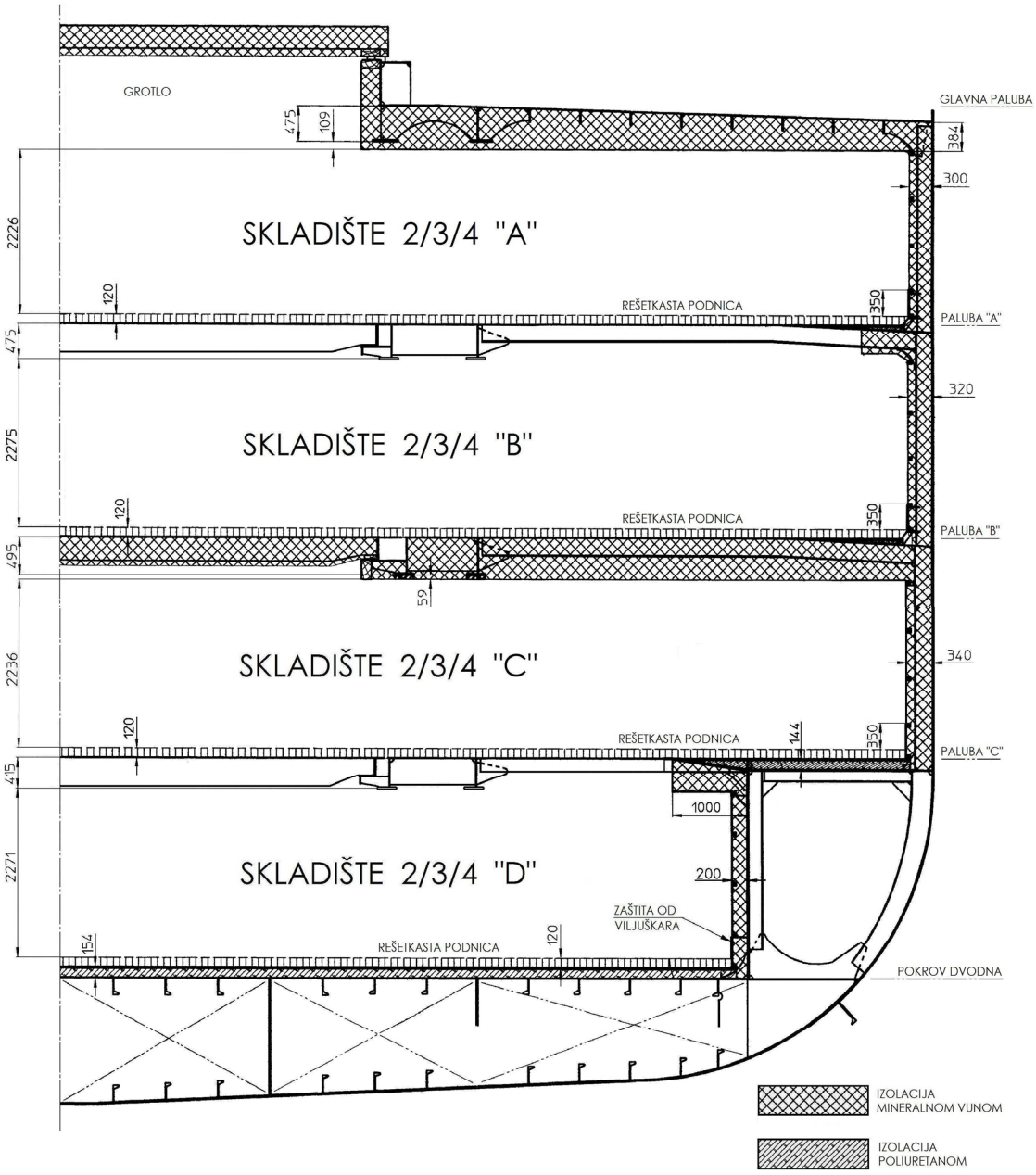
Prvi prijevoz hlađenoga tereta morem ostvaren je 1876. godine [62]. Francuski inženjer Charles Tellier (1828. - 1913.) prevezao je rashlađeno meso parobrodom *"Frigorifique"* iz Buenos Airesa (Argentina) u Le Havre (Francuska). Tri rashladna uređaja koja su se koristila radnom tvari dimetil-eterom održavala su teret u rashlađenom stanju tijekom plovidbe duge 12.000 km, ali nije postignuto dobro očuvanje kvalitete mesa. Već sljedeće, 1877. godine francuski brod *"Paraguay"*, opremljen rashladnim uređajem Ferdinanda Carréa (1824. - 1900.), prevezao je iz Buenos Airesa u

Sl. 2.1. Konvencionalni brod hladnjača *"Lady Račišće"*, izgrađen 2000. godine, ukupnog kapaciteta hlađenog prostora od 17.000 m^3 i 260 TEU

Marseille (Francuska) 150 tona duboko zamrznutog mesa održavajući mu temperaturu između –27 i –30 °C. Nakon 50-dnevne plovidbe meso je bilo u izvrsnom stanju.

Tako započeta trgovina pokvarljivom robom doživljava brzu ekspanziju. Roba se prevozi zamrznuta ili rashlađena na odgovarajućoj temperaturi koja osigurava da proizvod dospije na tržište u optimalnom stanju, često dozrijevajući tijekom samoga putovanja. Već 1887. godine Kanada posjeduje 17 brodova s rashladnim skladištima na liniji do Engleske [63], a Danska u razdoblju od 1896. do 1907. godine oprema 20 svojih brodova rashladnim sustavima. Prve propise za rashladna postrojenja izradio je Lloyd's Register of Shipping 1889. kad su postali očiti veliki i česti gubitci zbog nepouzdanih tadašnjih rashladnih uređaja [64]. Trgovina smrznutim mesom brzo se razvijala i već 1906. godine bilo je 108 brodova s klasom +RMS Lloyd's Registera. Ipak, pun zamah u razvoju prijevoza hlađenih tereta morem daje početak transporta banana na prijelazu stoljećâ. Prvi bananonosac, britanski *"Port Morant"*, 1901. godine prevozi na odgovarajućoj temperaturi 23.000 cijelih biljaka banana s plodovima iz Jamajke u Englesku. Od tog vremena brodovi su opremani različitim vrstama kompresorskih rashladnih uređaja koji se kao radnom tvari koriste zrakom, amonijakom ili ugljičnim dioksidom.

Veličina brodova hladnjača ne iskazuje se konvencionalno u tonama nosivosti, nego se to mnogo jasnije predočuje kapacitetom hlađenoga prostora. Prema podatcima Lloyd's Register of Shipping, ukupni rashladni potencijal svjetske flote brodova hladnjača 1935. godine iznosio je 436 MW [63]. Ukupni kapacitet hlađenoga prostora 1960. godine dostiže 7 milijuna m^3, a 1975. čak 12 milijuna m^3. Već su se 1945. godine započeli uvoditi halogenirani ugljikovodici kao radne tvari. Istodobno je započeo postupni razvoj posebnih tipova brodova za hlađene terete: specijaliziranih,



Sl. 2.2. Presjek glavnim rebrom tipičnoga konvencionalnog broda hladnjače ukupnog kapaciteta hlađenog prostora od 17.000 m^3 i površine 7.000 m^2

višenamjenskih i kontejnerskih brodova. U razdoblju od 1955. do 1960. godine uvodi se paletizirani način rukovanja teretom, a višenamjenski konvencionalni brodovi hladnjače projektiraju se za prijevoz različitih vrsta tereta uz istodobno različite temperaturne režime između +12 i −30 °C. Godine 1993. u eksploataciji je bilo oko 800 potpuno hlađenih konvencionalnih brodova, uračunavši samo one s kapacitetom većim od 3.000 m^3, ukupnog kapaciteta hlađenog prostora od 8 milijuna m^3 [65]. Većina njih (51%) pripadala je kategoriji većih brodova, kapaciteta hlađenog prostora između 9.000 i 15.000 m^3, a 40% flote bili su brodovi s paletiziranim načinom rukovanja teretom. U to je vrijeme svjetska flota brodova za hlađene terete godišnje rasla za četrdesetak novih brodova, pa je 1999. godine dosegla svoj vrhunac od gotovo 900 brodova hladnjača većih od 3.000 m^3 skladišnoga prostora. Do sredine 2008. godine, pod utjecajem globalne gospodarske krize, njihov se broj smanjio na 789, ukupnoga kapaciteta skladišnog prostora od 7,7 milijuna m^3 [2]. Pritom, istodobnim snažnim porastom flote kontejnerskih brodova i ukupnog kapaciteta rashladnih kontejnera kompenzira se trenutni nedostatak skladišnog prostora brodova za prijevoz hlađenih tereta.

Brodovi hladnjače imaju visok faktor slaganja tereta (tablica 2.1.), a skladišni prostor gubi se zbog zračnih vodova i ventilacijskog sustava, koji omogućuje i do 120 izmjena zraka na sat, kao i zbog izolacijske obloge i same rashladne jedinice. Da bi se dobilo na prostoru, hlađeni brod gradi se s visinom *H* većom od zbroja gaza i propisanoga nadvođa. Velika visina, s brojnim palubama i dugim kaštelom, te s palubnim teretnim uređajem, ugrožavaju stabilitet broda. Zato ovim brodovima nisu svojstvene putničke kabine, velik broj članova posade i veliko nadgrađe.

Tablica 2.1. Faktori slaganja, temperature čuvanja i vrijeme ohlađivanja nekih vrsta hlađenih tereta [66]

Vrsta tereta	Faktor slaganja *SF*, m^3t^{-1}	Temperatura čuvanja, °C	Vrijeme ohlađivanja, h
Banane u kutijama na paletama	3,26 - 3,40	13,3	35
Naranče i limuni u kutijama na paletama	3,26 - 3,40	4,5 - 9	30
Jabuke u kutijama na paletama	3,26 - 3,40	0 - 2	12
Meso	1,70	≤ −20	---
Škampi u kutijama na paletama	3,26 - 3,40	≤ −18	---
Riba	2,55	≤ −18	---
Koncentrirani narančin sok	≈ 1,33	≈ 12	---

Za istu nosivost voće treba otprilike dva puta više skladišnog prostora nego meso ili riba, ali i znatno višu temperaturu pohrane od potonjih (tablica 2.1.); apsolutna razlika iznosi više od 30 °C. Potrebni prostor po jedinici mase tereta i temperatura, dva su bitna čimbenika po kojima se međusobno razlikuju pohrana i transport glavnine pokvarljivih dobara: voća, poglavito banana, s jedne, te mesa i ribe, s druge strane. To upućuje na opravdanost osnivanja specijaliziranih brodova samo za prijevoz voća i samo za prijevoz mesa i ribe. Brod za meso i ribu imat će manji skladišni prostor i manje glavne izmjere, ali će mu rashladni uređaj biti znatno veće snage, kao i debljina izolacije skladišnih stijenka. Za razliku od višenamjenskih, pri osnivanju specijaliziranih brodova za hlađene terete i druge se specifičnosti, kao što su brzina, gaz, visina broda, konfiguracija skladišta, palubni i drugi otvori, mogu uskladiti i optimizirati.

Da se skladišta, rashladni cjevovodi, ventilacijska oprema i drugi elementi rashladnog sustava ne bi oštetili, brod za hlađeni teret ne prima drugi teret, nego do luke ukrcaja plovi u balastnoj plovidbi. Kako su glavnina voća i povrća sezonska dobra, hlađeni brodovi jako su zauzeti od veljače do svibnja. Tako na putovanju od Sjeverne Amerike brod može ploviti 11 dana pod teretom, 11 dana u balastu i 6 dana u luci, to jest povratno putovati 28 dana. Fina forma korita omogućuje postizanje i održavanje brzine pri promjenjivim stanjima mora. S obzirom na narav tereta, redovito su to brzi brodovi, koji postižu brzinu i do 26 čv, najčešće 20 - 24 čv [64].

Brodovi za hlađene terete imaju izolirana skladišta s rashladnim uređajima koji održavaju temperaturu i vlažnost zraka primjerene vrsti tereta. U usporedbi s konvencionalnim brodovima za prijevoz suhih tereta, imaju malu visinu međupalublja, do 2,5 m, kao što je razvidno na slici 2.2. Time se izbjegava prekomjeran pritisak na delikatne terete koji se slažu jedan iznad drugoga. Veći broj odvojenih odjeljaka omogućava skladištenje i prijevoz različitih artikala na različitim odgovarajućim temperaturama. Kapacitet skladišnog prostora brodova hladnjača je od 3.000 m^3 (100.000 cu. ft.) do 15.000 m^3 (500.000 cu. ft.), a najvećih i više od 17.000 m^3 (600.000 cu. ft.). Obično se na palubi još krcaju rashladni kontejneri; najveći brodovi nose i do 260 TEU*, to jest standardnih kontejnera od 20 stopa duljine. Rashladni kontejneri su ili opremljeni vlastitim rashladnim uređajima koji se napajaju električnom strujom iz brodskog izvora, ili se, rjeđe, spajaju na kanale za dovod hladnoga zraka.

* TEU (engl. *Twenty-feet Equivalent Unit*) = 20 x 8 x 8 stopa i FEU (engl. *Forty-feet Equivalent Unit*) = 40 x 8 x 8 stopa su normirane kontejnerske jedinice za teret.

Duljina brodova hladnjača ne prekoračuje 160 m. Koeficijent punoće C_B varira između 0,55 i 0,65, omjer duljine prema širini *L/B* kreće se od 6,2 do 7,2, a duljine prema visini *L/H* je između 10,5 i 11,0. Omjer nosivosti i istisnine DW/Δ relativno je nizak, od 0,57 do 0,64. Usprkos vrlo finoj formi korita, snage za propulziju su, radi potrebne brzine broda, velike, i dosežu do 16 MW. Uz to je potrebna dodatna snaga za pogon rashladnog uređaja, koja iznosi 20 do 35% propulzijske snage, što osobito dolazi do izražaja kad se čitavi teret ukrcava u tropskim uvjetima na temperturi od +30 do +40 °C, te se mora ohladiti na točno propisanu temperaturu u vrlo kratkom vremenu.

2.1.2. Brodski rashladni sustavi

Nekoliko je razloga poradi čega teret na brodu treba hladiti:

- teret je na kopnu bio uskladišten na propisanoj temperaturi, ali se ugrijao za vrijeme ukrcaja,
- teret je na kopnu bio predskladišten, ali zbog pomanjkanja vremena nije ohlađen na propisanu temperaturu,
- teret je bio ukrcan pri okolišnoj temperaturi, pa ga treba hladiti tijekom transporta (npr. banane).

Zasigurno, brodski rashladni sustav treba omogućiti ohlađivanje tereta na propisanu temperaturu u određenom vremenu i održavanje propisane temperature tereta tijekom cijelog razdoblja skladištenja. Pri tome valja osigurati najbolji mogući prijenos topline između radne tvari i zraka, ili radne tvari i rasola, pa rasola i zraka, te između zraka i samoga tereta. Prijenos topline može biti pospješen u određenim zonama tereta zbog povećanih temperaturnih razlika, nadasve u početnoj fazi hlađenja, ali se temperatura tereta nikada ne smije spustiti ispod dopuštene granice, jer bi to moglo ugroziti kvalitetu proizvoda. Da se to ne dogodi, potrebno je dobavnu temperaturu zraka postaviti nekoliko stupnjeva iznad propisane, posebno pri većem broju izmjena zraka (više od 60 izmjena na sat) i pri povećanoj vlažnosti voća i povrća, uzrokovanoj npr. fungicidnim tretmanom.

Pred brodsko rashladno postrojenje, u usporedbi s kopnenim, postavljaju se dodatni zahtjevi, kao što su:

- kompaktnost, što manji gabariti i što manja težina, zbog ograničenosti brodskoga prostora i nosivosti,

- pouzdanost, zbog nemogućnosti dobivanja servisne pomoći i doknadnih dijelova tijekom plovidbe,
- sposobnost funkcionalnog djelovanja u ekstremnim klimatskim uvjetima, kakvi često vladaju na moru, i u širokom području okolišnih temperatura, koje tijekom jedne plovidbe mogu varirati u rasponu od polarnih do tropskih vrijednosti,
- preciznost, pouzdanost i jednostavnost regulacijskog sustava, zbog različitih temperaturnih zahtjeva različitih vrsta tereta koje se istodobno prevoze,
- otpornost na koroziju materijala od kojih su izrađeni elementi rashladnoga postrojenja, zbog njihove stalne izloženosti morskom okolišu,
- poboljšana mehanička svojstva materijala od kojih su izrađeni elementi rashladnog postrojenja, zbog njihove izloženosti povećanim naprezanjima usljed vibracija, valjanja i posrtanja broda.

Rashladni sustavi brodova hladnjača izvode se kao sustavi s izravnim hlađenjem ili kao sustavi s neizravnim hlađenjem s pomoću rasola. Sustavi s izravnim hlađenjem su lakši, jeftiniji i energijski učinkovitiji, ali im je nedostatak u povećanoj opasnosti od istjecanja radne tvari zbog velike duljine cjevovoda. Sustavi s neizravnim hlađenjem imaju za 4 do 6 °C povišenu temperaturnu razliku između radne tvari i hlađenoga zraka, pa radi toga i potrebu za većim kompresorima, potom dodatne izmjenjivače topline – rashladnike zraka i dodatni sustav rasola s pumpama rasola, što sve povećava njihovu težinu. Rashladni ciklus je jednostupanjski parni kompresorski, najčešće s dvovijčanim ili jednovijčanim kompresorom. Da se izbjegne oštećenje tereta nastupi li kvar rashladnog uređaja, na brodu treba biti pričuvni rashladni agregat i dostatno pričuvnih dijelova. Rashladna postrojenja na današnjim višenamjenskim brodovima hladnjačama osiguravaju postizanje i održavanje temperatura u skladištima od $+13\,°C$, $0\,°C$ i od -25 do $-30\,°C$, ovisno o vrsti tereta. Kondenzatori su hlađeni morskom vodom i projektirani za temperaturu mora od 35 °C.

Hladnjaci zraka, bilo u sustavima s izravnim ili u sustavima s neizravnim hlađenjem, trebaju imati dostatno širok razmak između orebrenih cijevi (preporučuje se 19 mm ili 3/4" [65]) kako bi se spriječilo začepljivanje zbog taloženja leda i prašine. Periodično odleđivanje hladnjaka zraka obvezno se provodi pri temperaturi zraka od 0 ili nižoj od $0\,°C$, i to češće električnim grijačima nego toplim plinom. Temperatura površine grijača ne smije prekoračiti 45 °C kako bi se spriječio prekomjerni nastanak vodene pare, koja bi se kondenzirala ili zaledila na hladnim površinama.

Da bi se spriječio gubitak topline kroz brodsku oplatu, palubne oplate, pregrade i podnice, skladišta su brodova za hlađene terete izolirana. Debljina izolacije ovisi o skladišnim parametrima koji se žele postići, ali se uglavnom računa s koeficijentom prolaska topline od 0,4 do 0,5 $Wm^{-2}K^{-1}$ [65]. Mineralnu vunu i pluto, koji se dugo upotrebljavaju kao izolacijski materijali, danas su zamijenili poliuretan, polistiren i ekspandirani polivinilklorid. Materijali bazirani na organskim smolama imaju dobra izolacijska svojstva dok su novi, ali starenjem njihova izolacijska sposobnost slabi. Važan kriterij u izboru materijala za izolaciju skladišta su njegova vatrostalna svojstva. Materijal obloge unutrašnjosti skladišta treba biti vatrootporan, nekorozivan i lagan za održavanje, za što najbolje odgovara nehrđajući čelik. Izgled unutrašnjosti skladišta prikazan je fotografijama na slici 2.3. Podovi skladišta uvijek su pokriveni rešetkastim podnicama (slika 2.4.), kroz koje se dovodi zrak za hlađenje i ventilaciju. Podnice, koje su nekada bile drvene, danas se izrađuju od aluminijskih profila, visine od 120 do 160 mm [66] i dostatne čvrstoće da odole opterećenju koncentriranih pritisaka izazvanih npr. kotačima viljuškara.

Ventilacijom skladišta odvodi se toplina koja izvana u njega prodire, toplina koju odaje sami teret hladeći se na propisanu temperaturu, toplina koja nastaje metaboličnim procesima i toplina od ventilatora, grijača odmrzivača, rasvjetnih tijela, svježeg zraka koji ulazi u skladište, itd. Broj izmjena ukupnog zraka uključujući optočni i svježi na sat pri ventilaciji brodskih skladišnih prostora varira u širokom rasponu: od 60 do 120 izmjena u fazi ohlađivanja tereta, i od 30 do 60 izmjena u fazi održavanja

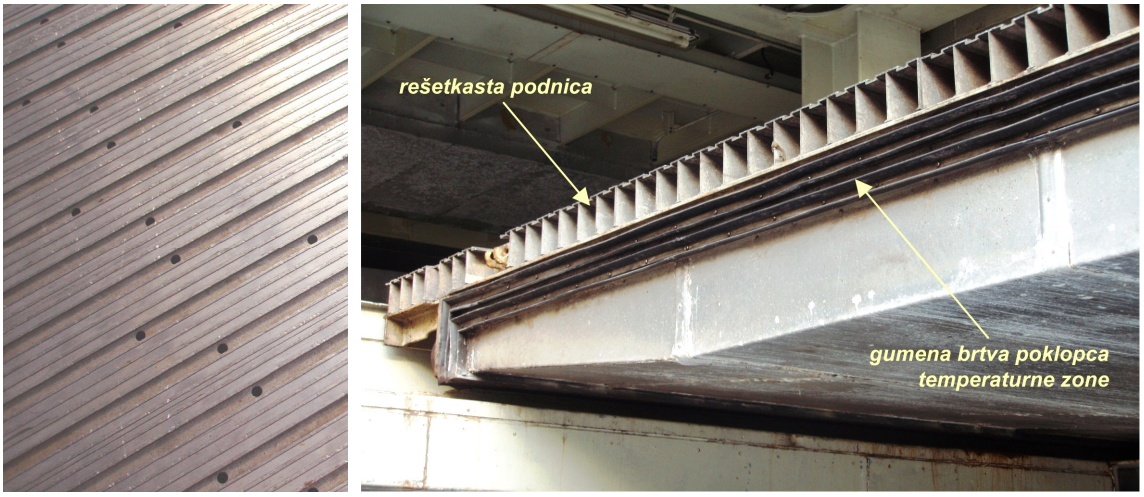
Sl. 2.3. Unutrašnjost brodskoga rashladnog skladišta

postignute temperature tereta. Previsoka koncentracija ugljičnog dioksida oštećuje neke vrste voća, pa se uvođenjem svježeg zraka u recirkulaciju, kad je to potrebno, koncentracija ugljičnog dioksida može zadržati na željenoj razini, obično 0,5 do 1,0% ispod kritične koncentracije. Istim načinom obnove optočnog zraka svježim zrakom zadržava se niska koncentracija etilena i tako se otklanja opasnost od nekontroliranog dospijevanja plodova i njihova starenja (senescencije). Uvođenjem svježeg zraka mijenja se vlažnost u skladišnom prostoru. Za potpuno uklanjanje plinovitih produkata respiracije potrebna je ventilacija skladišnog prostora svježim zrakom s protočnim kapacitetom od dvije do pet izmjena na sat.

U konvencionalnim brodovima hladnjačama velika se pozornost posvećuje ventilacijskom sustavu skladišnog prostora, pritom osobito vodeći računa:

- da teret bude složen tako da se izbjegnu kruženja zraka kratkim putanjama i stvaranje mrtvih zona,
- da su usmjerivači strujanja zraka postavljeni u odgovarajuće položaje,
- da su uređaji za mjerenje i snimanje temperatura instalirani na odgovarajućim mjestima,
- da se zračni kanali i ventilatori dobro održavaju.

Kapacitet hlađenoga skladišnog prostora na prosječnome konvencionalnom brodu hladnjači je oko 10.000 m^3 i obično je podijeljen u osam temperaturnih zona, unutar četiri skladišta, s ukupno 16 odjeljaka. Svaki odjeljak hladi se strujom hladnog zraka koji tjeran ventilatorima struji kroz hladnjake položene uz poprečne pregrade i dalje kroz uzdužne kanale rešetkastih podnica po cijeloj širini odjeljka. Kroz višestruke



Sl. 2.4. Rešetkaste podnice brodskih rashladnih skladišta

otvore na podnicama zrak ulazi u skladište, opstrujava oko tereta dižući se prema gore i slobodno se vraća natrag u hladnjak zraka. Ventilacijski sustav hladnog zraka osigurava jednoličnu raspodjelu temperatura; u tropskim uvjetima temperaturne razlike unutar skladišnog prostora ne smiju biti veće od ± 2 °C uz regulacijsku osjetljivost od ± 0,1 °C [65]. Ukupni rashladni učin rashladnog postrojenja na višenamjenskom brodu za hlađene terete obično je u granicama od 120 do 200 W po jednom m^3 skladišnog prostora [66].

Za poboljšanje skladišne sposobnosti i bolje očuvanje kvalitete voća i povrća, brodski rashladni sustav može se opremiti sustavom nadzirane atmosfere. Tada svaki skladišni prostor sa sustavom nadzirane atmosfere treba biti izveden, koliko je to moguće, plinonepropusno. Oprema mora osigurati, kad je prostor tereta pod pretlakom od 20 mm vodenog stupca, da vrijeme koje je potrebno za 40-postotni pad tlaka ne bude kraće od 16 min [67]. Osim toga, sustav nadzirane atmosfere sastoji se od opreme za mjerenje i ugađanje sastava atmosfere, u što se ubraja:

- generator dušika,
- regulator kisika,
- pročistač ugljičnog dioksida,
- apsorber etilena,
- ovlaživač.

Postizanje željenog sastava i stabiliziranje nadzirane atmosfere zahtijevaju određeno vrijeme, pa je primjena ovoga tehnološkog postupka ograničena na dugotrajnija skladištenja, kakva uglavnom i jesu skladištenja tijekom prijevoza robe morem. Nadzirana atmosfera ne može zamijeniti učinke niskih temperatura, nego u kombinaciji sa sniženjem temperature predstavlja najuspješniji tehnološki postupak za poboljšanje skladišne sposobnosti nekim vrstama voća i povrća. Učinci hlađenja, s nadziranom atmosferom ili bez nje, mogu se dodatno poboljšati s pomoću dopunskih postupaka, kao što su:

- ozračivanje, kojim se koristi kao tretmanom protiv klijanja nekih vrsta plodova,
- različiti kemijski tretmani, npr. tretman fungicidima, koji uništavaju fitopatogene gljive ili sprečavaju njihov razvoj,
- pojedinačno ovoštavanje plodova agruma, krušaka itd.,
- umotavanje u polupropusne folije radi formiranja modificirane atmosfere oko plodova.

2.2. Sustavi nadzirane atmosfere

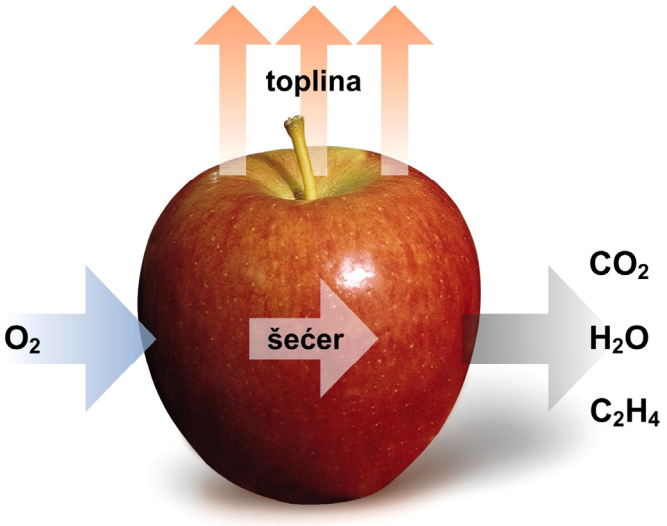
2.2.1. Osnovni pojmovi

Hlađeni tereti uglavnom su lakopokvarljivi prehrambeni proizvodi, koji se s obzirom na temperaturne režime čuvanja mogu podijeliti u dvije skupine:

- *žive* proizvode, koje čine voće, povrće i cvijeće, i koji se prevoze na temperaturama oko točke zamrzavanja ili iznad nje,
- *mrtve* proizvode, koje čine meso, riba, morski plodovi, mliječni proizvodi i voćni sokovi, i koji se prevoze na temperaturama oko točke zamrzavanja ili ispod nje.

Plodovi voća i povrća ostaju živi i nakon berbe, to jest odvajanja od matične biljke i njihovi se metabolični procesi nastavljaju odvijati. To znači da svaki ubrani plod voća i povrća diše, trošeći kisik, ne samo dok raste nego i nakon berbe. Proces disanja može se opisati kao oksidacijsko razlaganje ugljikohidrata, poput škroba i šećera, koji su prisutni u biljnom tkivu. Produkti metaboličnih procesa su toplina, ugljični dioksid (CO_2), vodena para (H_2O) i neki aromatski spojevi (etilen, C_2H_4), što je prikazano na slici 2.5. Povećanje brzine metabolizma ubrzava proces zrenja, starenja i kvarenja, čime se proizvodima skraćuje životni vijek.

Dugo vremena hlađenje je bila jedina metoda za produljenje životnog vijeka svježem voću i povrću. Sniženje udjela kisika (O_2) i povećanje udjela ugljičnog dioksida (CO_2) u skladišnoj komori, zajedno sa sniženjem temperature, najuspješniji je



Sl. 2.5. Rezultat metaboličnih procesa u voću

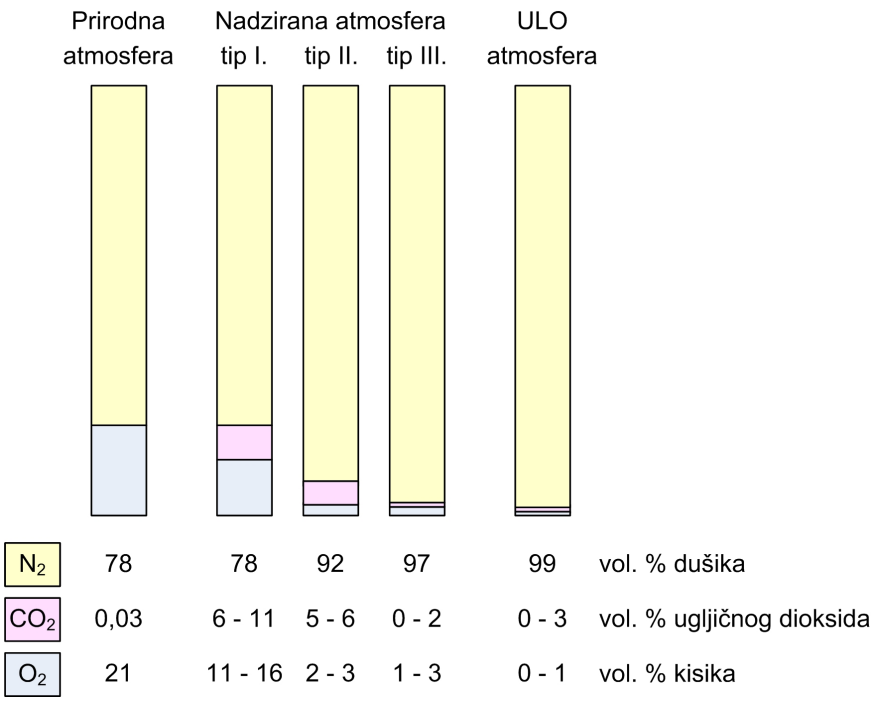
tehnološki postupak za poboljšanje skladišne sposobnosti nekim vrstama voća, povrća i cvijeća. Takva promjena sastava skladišne atmosfere bitno utječe na fiziološke procese u plodovima. Time se naime usporavaju metabolični procesi i smanjuje se sinteza etilena, što usporava procese dozrijevanja, starenja i razgradnje vitamina, kiselina i šećera, pa plodovi duže vremena zadržavaju prirodnu boju, čvrstoću jezgre, miris i okus. Njihova trajnost može se tako produljiti od nekoliko dana do nekoliko mjeseci, ovisno o primijenjenim uvjetima, te vrsti i sorti voća i povrća.

Kako bi se izbjegli terminološki nesporazumi u svezi s atmosferom u rashladnim skladištima, Bishop je 1997. godine [68] dao općeprihvaćene definicije osnovnih pojmova, kao što su: nadzirana atmosfera (engl. *Controlled Atmosphere, CA*), modificirana atmosfera (engl. *Modified Atmosphere, MA*) i atmosfera ultraniskoga sadržaja kisika (engl. *Ultra Low Oxygen, ULO*).

Nadzirana atmosfera (*CA*) u rashladnom skladištu je atmosfera s niskim udjelom kisika (O_2) i/ili visokim udjelom ugljičnog dioksida (CO_2), nastala prirodnom respiracijom ili na umjetan način, s pomoću odgovarajućih uređaja, sastav koje se redovitim mjerenjem i korigiranjem udjela pojedinih plinova održava u željenim granicama tijekom cijelog razdoblja skladištenja. Koncentracija pojedinih plinova u toj atmosferi potpuno je neovisna o hlađenom teretu i njegovoj respiracijskoj aktivnosti; može se održavati u željenim granicama čak i u praznom skladištu. Važna karakteristika nadzirane atmosfere je da se u vrlo preciznim granicama održava koncentracija kisika (O_2), ugljičnog dioksida (CO_2), vlage (H_2O) i etilena (C_2H_4). Ovisno o vrsti voća i povrća, pa i sorti, potreban je u atmosferi različit sastav plinova i različita najpovoljnija temperatura i relativna vlažnost. Na slici 2.6. prikazana su tri osnovna tipa nadzirane atmosfere [69 i 70]:

- tip I. – atmosfera relativno bogata kisikom (78% N_2, 6 - 11% CO_2, 11 - 16% O_2),
- tip II. – atmosfera siromašna kisikom (92% N_2, 5 - 6% CO_2, 2 - 3% O_2),
- tip III. – atmosfera niskog sadržaja kisika (97% N_2, 0 - 2% CO_2, 1 - 3% O_2).

Modificirana atmosfera (*MA*) zasniva se na istim načelima kao i nadzirana, s tom razlikom što se udjeli pojedinih plinova u potonjoj održavaju stalnima s pomoću odgovarajućih uređaja. Modificirana atmosfera ostvaruje se pakiranjem plodova voća i povrća u ambalažu od polimernih filmova selektivne propusnosti (permeabilnosti) uz promjenu sastava početne atmosfere u kojoj se nalazi proizvod, a to znači podizanjem udjela ugljičnog dioksida (CO_2) i/ili dušika (N_2) i snižavanjem udjela kisika (O_2). Osim



Sl. 2.6. Tipovi nadzirane atmosfere [69 i 70]

ubrizgavanjem plinova prije zatvaranja ambalaže, modificirana se atmosfera može ostvariti i procesom respiracije plodova, ali tada je trajnost proizvodima kraća. Kakva će se modificirana atmosfera uspostaviti oko umotanog ploda, ovisi o nekoliko čimbenika, ponajprije o svojstvima plastičnih filmova od kojih se prave ambalažne vrećice, i to o njihovoj propusnosti za pojedine plinove i vlagu, bilo da oni ulaze u proizvod ili iz njega izlaze, potom o površini filma po jedinici mase upakiranog proizvoda, o intenzitetu disanja proizvoda, o postupku s proizvodom prije pakiranja i o temperaturi okoliša. Bitno je istaknuti da, za razliku od nadzirane atmosfere, kod modificirane atmosfere nema ni mjerenja ni korigiranja koncentracije plinova, pa je samim tim ovaj postupak i manje učinkovit.

Pojam atmosfere ultraniskoga sadržaja kisika (*ULO*) uobičajeno se odnosi na atmosferu u rashladnom skladištu s koncentracijom kisika od oko 1%, ili nižom. U takvim se uvjetima maksimalno usporavaju metabolični procesi, što osigurava izvrsne rezultate u produljenju vremena čuvanja i zadržavanju kvalitete nekih voćnih plodova, osobito jabuka i krušaka. Tako nizak sadržaja kisika, međutim, može izazvati oštećenja plodova zbog ubrzanoga anaerobnog disanja [71], pa zato treba osigurati da se vrlo precizno održava njegova koncentracija. Snizi li se pritom koncentarcija kisika ispod dopuštene granice, plodovi će se "ugušiti".

2.2.2. Povijest nadzirane atmosfere

Još je 1821. godine francuski kemičar Jacques Étienne Bérard (1789. - 1869.) publicirao rezultate svojeg istraživanja kojim je pokazao da se metabolizam voću usporava pri niskoj koncentraciji kisika [72]. Međutim, dokazi o praktičnoj primjeni tehnoloških postupaka s nadziranom atmosferom datiraju još iz 2. stoljeća prije Krista, kada su Egipćani skladištili žito u podzemnim zatvorenim vapnenačkim špiljama [68 i 73]. Također se pretpostavlja [68] da se i starozavjetni Josip, sin Jakovljev, koristio tom tehnologijom za pohranu žita tijekom sedam plodnih godina pripremajući Egipat za preživljavanje u razdoblju od nadolazećih sedam gladnih godina [74].

Gotovo 100 godina nakon Bérarda, prvo iscrpno sustavno znanstveno istraživanje skladištenja voća u atmosferi različitoj od normalne, proveli su Franklin Kidd (1890. - 1974.) i Cyril West (1887. - 1986.) u Engleskoj u razdoblju od 1918. do 1927. godine. Njihov rad, koji je rezultirao dvama člancima o skladištenju jabuka u "plinskom skladištu" ili nadziranoj atmosferi, bio je poticaj drugim znanstvenicima, među kojima su B. Smock, A. Van Doren i M. Patterson i K. Olsen, da nastave istraživati ovu problematiku.

Ponajviše zahvaljujući istraživanjima Kidda i Westa, koji su zajedno objavili 46 znanstvenih radova i s pravom se smatraju utemeljiteljima [75] i začetnicima [76] suvremene tehnologije skladištenja u nadziranoj atmosferi, već je 1929. godine kod Canterburyja u Kentu, Engleska, izgrađeno prvo komercijalno skladište s nadziranom atmosferom. Do 1932. godine bilo je pet velikih komercijalnih skladišta ukupnoga kapaciteta od 1.500 tona, a do 1938. njihov je broj u Engleskoj narastao na više od 200, ukupnoga kapaciteta od 30.000 tona. U svim tim skladištima održavala se atmosfera s 8 - 10% CO_2 uz ograničenu ventilaciju [77].

Prva znanstvena istraživanja problematike skladištenja u nadziranoj atmosferi u Sjedinjenim Američkim Državama započela su na University of California u Davisu, a 1933. godine prvo pokusno postrojenje bilo je izgrađeno u Watsonvilleu, Kalifornija. Prva komercijalna skladišta s nadziranom atmosferom za pohranu jabuka izgrađena su u New Yorku 1940. godine, ali njihova šira primjena stvarno započinje tek početkom 50-ih godina izgradnjom skladištâ u New Englandu 1951., Michiganu i New Jerseyju 1956., Washingtonu i Oregonu 1958., te u Virginiji 1959. godine [76].

U kontinentalnom dijelu Europe voće i povrće se u nadziranoj atmosferi započinje skladištiti dosta kasnije, tek 1959. godine izgradnjom prvih skladišta u Italiji, a

potom i u Francuskoj 1962. [73], pa je otada primjena ove tehnologije doživjela brzu ekspanziju i u ostalim europskim zemljama.

Prvi put, u vojne svrhe, nadziranu atmosferu na svojim brodovima za hlađene terete uporabili su Amerikanci tijekom II. svjetskog rata (1939. - 1945.) za dopremu zaliha hrane u Europu, a istom su se metodom i za istu svrhu koristili i tijekom Vijetnamskog rata (1955. - 1973.) [73]. Nadzirana atmosfera generirana je uz pomoć ukapljenih plinova dušika i ugljičnog dioksida uskladištenih u bocama.

Prva komercijalna uporaba pasivne nadzirane atmosfere u pomorskom transportu ostvarena je tek 1980. godine u kontejnerskom prijevozu jabuka iz Novog Zelanda u Europu [78]. Nakon punjenja tereta kontejner je bio isplahnut dušikom, čime je koncentracija kisika smanjena na svega nekoliko postotaka, pa je zatim hermetički zatvoren. Željena koncentracija kisika postignuta je i održavana nadziranim uvođenjem svježega zraka. Ugljični dioksid adsorbiran je s pomoću vapna koje je ukrcano u kontejner zajedno s jabukama u količini od oko 1% težine jabuka. Takvom se metodom pasivne nadzirane atmosfere koristilo još i pri kontejnerskom prijevozu avokada i nektarina iz Australije u Europu, ali je, zbog mnogih manjkavosti, ona ubrzo napuštena.

Nadziranom atmosferom, prema onome što se pod tim pojmom danas podrazumijeva, prvi put u pomorskom prijevozu za komercijalne svrhe koristi se 1985. godine, i to u brodskim rashladnim kontejnerima. Stotinu kontejnera bilo je priključeno na *Freshtainerov*[*] sustav nadzirane atmosfere koja se stvarala s pomoću ukapljenih plinova dušika i ugljičnog dioksida, i održavala se u propisanim granicama kompjutorski upravljanim regulacijskim sustavom [73].

2.2.3. Fiziologija voća i povrća nakon branja

Metabolični procesi što se nastavljaju odvijati u ubranim plodovima voća i povrća, manifestiraju se sljedećim aktivnostima:

- disanjem (respiracijom),
- znojenjem (transpiracijom),
- zrenjem, dozrijevanjem i starenjem (senescencijom).

[*] *Franz Welz Internationale Transporte GmbH*, Salzburg, Austria

Disanje je pojava svojstvena svim živim bićima u prirodi. U plodovima voća i povrća odvija se ono samo u temperaturnom području od točke ledišta biljnog tkiva (nešto niže od 0 °C) do oko 50 °C i općenito se usporava pri nižim temperaturama. Intenzitet disanja ovisi o količini apsorbiranog kisika. S tim u svezi definira se respiracijski kvocijent *RQ* kao obujamski omjer proizvedenoga ugljičnog dioksida y_{CO_2}, $m^3kg^{-1}h^{-1}$, i potrošenoga kisika y_{O_2}, $m^3kg^{-1}h^{-1}$:

$$RQ = \frac{y_{CO_2}}{y_{O_2}} \quad , \tag{2.1}$$

koji uobičajeno ima vrijednost 1, ali se može kretati u granicama od 0,7 do 1,3 ovisno o iskorištenosti metaboličnog supstrata [65 i 79]. Osim toga, intenzitet disanja ovisi i o:

- vrsti poljoprivredne kulture; neke vrste povrća imaju viši intenzitet disanja od nekih vrsta voća,
- sorti poljoprivredne kulture; rane sorte obično imaju viši intenzitet disanja od kasnih sorta,
- fazi razvoja; intenzitet disanja općenito opada starenjem plodova, ali i protekom vremena skladištenja,
- specifičnim svojstvima biljnih plodova.

S obzirom na intenzitet disanja pri dozrijevanju, plodovi voća i povrća dijele se na klimakterijske i neklimakterijske (tablica 2.2.). Klimakterijski plodovi odlikuju se maksimumom respiracije neposredno prije nastupa senescencije, jakim učinkom etilena i svojstvom da mogu dozreti odvojeni od matičnog stabla. Neklimakterijski plodovi nemaju jasno izražen maksimum respiracije, etilen gotovo da nema učinka ili je

Tablica 2.2. Klimakterijsko i neklimakterijsko voće i povrće [79]

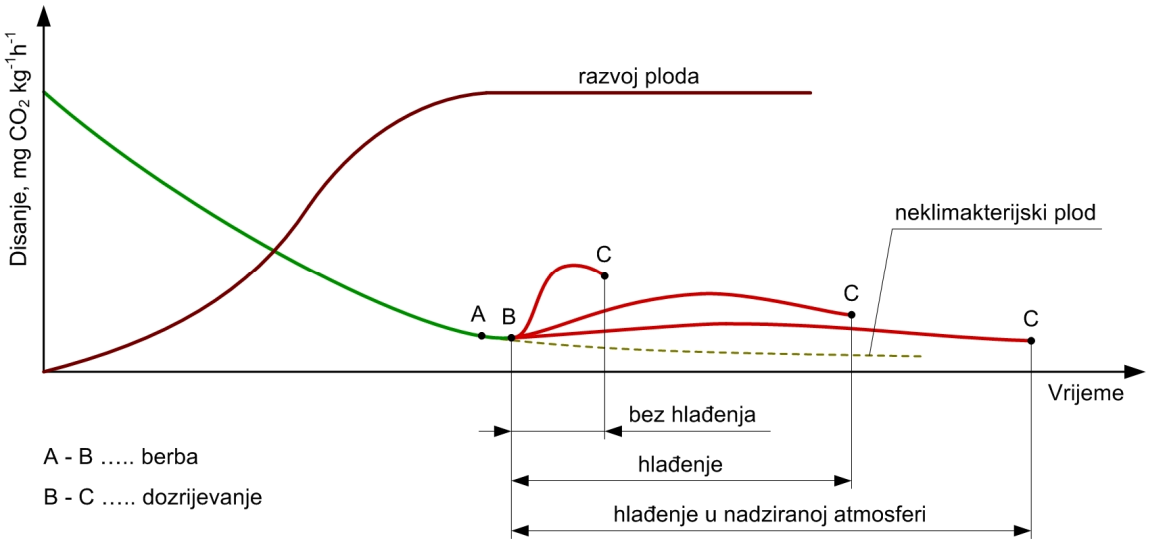
Klimakterijsko voće i povrće			Neklimakterijsko voće i povrće		
avokado	dunja	mango	ananas	karambola	naranča
banana	jabuka	marelica	datulja	kupina	šipak (nar)
borovnica	kaki	nektarina	grejp	liči	tamarilo
breskva	kivi	papaja	grožđe	limun	trešnja
čerimoja	kruška	šljiva	jagoda	malina	višnja
dinja	---	---	bamija (okra)	krastavac	patlidžan
rajčica	---	---	grašak	paprika	tikva

nepotpun i ne mogu dospjeti odvojeni od stabla. Intenzitet disanja i vrijeme čuvanja klimakterijskih plodova ovisno o načinu čuvanja prikazani su dijagramom na slici 2.7.

Kao što je već rečeno, disanjem nastaje razgradnja ugljikohidrata prisutnih u biljnom tkivu uz pomoć apsorbiranog kisika, pri čemu se oslobađaju ugljični dioksid, vodena para i toplina, što se može opisati kemijskom jednadžbom [52 i 53]:

$$C_6H_{12}O_6 + 6\ O_2 \rightarrow 6\ CO_2 + 6\ H_2O + 2\,667\ \text{kJ} \qquad (2.2)$$

Zbog oslobađanja vodene pare iz plodova u okolišni zrak dolazi do znojenja njihove površine. Plodovi voća i povrća najvećim se dijelom sastoje od vode koja egzistira kao kontinuirana kapljevita faza. Maseni udio vode u većini voćnih i povrtnih vrsta kreće se u granicama od 80 do 96% (tablica 5.2.). Dio te vode gubi se transpiracijom, što uključuje prijenos vlage iz tkiva kroz ovojnicu ploda, ishlapljivanje s površine i konvektivni prijenos vlage u okolišni zrak. Do takve pojave dolazi zbog razlike između parcijalnih tlakova vodene pare u zraku i na površini plodova. Ishlapljivanje vlage s površine endotermni je proces kojim se površina ploda rashlađuje, i to uzrokuje opadanje parcijalnoga tlaka pare na površini, što usporava proces transpiracije. S druge strane, respiracijom unutar ploda nastaje porast temperature, pa zbog toga raste parcijalni tlak pare na površini, zbog čega se ubrzava proces respiracije. Intenzitet transpiracije u konačnici ovisi o vrsti i sorti biljnih plodova, o njihovim morfološkim i anatomskim karakteristikama, omjeru površine i obujma,



Sl. 2.7. Disanje klimakterijskih plodova i vrijeme njihova čuvanja [70]

površinskim oštećenjima, stupnju zrelosti plodova i načinu njihova pakiranja, te o temperaturi, relativnoj vlažnosti i brzini strujanja zraka oko plodova.

Gubitak vode važan je uzrok propadanju voća i povrća, a očituje se u gubitku mase, sparušenosti i smežuranosti epidermalnog sloja, zatim omekšalošću, gubitkom sočnosti i teksture, te smanjenjem hranjive vrijednosti. Simptomi gubitka vlage variraju za različite vrste i uočavaju se pri različitom postotku gubitka, a postaju nepoželjni kada plodovi izgube između 3 i 8% svoje mase. Gubitak vlage transpiracijom iz ploda koji je topao i koji se nalazi u struji toplog zraka, može biti vrlo visok. Transpiracija, kao fizikalni proces, kontrolira se oblaganjem plastičnim folijama i ovoštavanjem, te regulacijom temperature, relativne vlažnosti i brzine strujanja zraka oko plodova.

Rast, zrenje, dospijevanje i starenje bitne su faze u razvoju voća i povrća. Rast započinje diobom stanica i njihovim rastom do konačne veličine ploda, korijena, lista ili gomolja. Rast i dozrijevanje stadiji su u razvoju voća i povrća dok ono još nije odvojeno od matične biljke. Dospijevanje je skup procesa povezanih uz voće i plodovito povrće; ono započinje tijekom kasnog stadija dozrijevanja i smatra se početkom starenja (senescencije). Ti procesi odvijaju se u plodu nakon berbe. Dozrijevanje plodova voća razvidno je u promjeni boje pokožice, omekšavanju teksture ploda, razvijanju svojstvenoga mirisa i okusa, to jest arome, i u promjenama kemijskog sastava staničnog soka do kojih dolazi hidrolizom škroba u šećer, oksidacijom nekih kiselina, razgradnjom tanina, i dr. Starenje je razdoblje kad biološki procesi sinteze ustupaju mjesto degradativnim procesima (procesima katabolizma), što dovodi do starenja i, napokon, do odumiranja tkiva.

U regulaciji zrenja, dospijevanja i starenja kao biljni hormon sudjeluje plin etilen (C_2H_4). Etilen je prirodni produkt metabolizma, kojemu se sinteza povećava tijekom napredovanja dozrijevanja i starenja klimakterijskih plodova, zatim pri napadu biljnih patogena kvarenja, pri višoj temperaturi, višoj koncentraciji kisika, a nižoj ugljičnoga dioksida, te pri pojavi mehaničkih oštećenja plodova. Tijekom faze dozrijevanja klimakterijskog voća i povrća etilen preuzima ključnu regulatorsku ulogu. Odgovoran je za fiziološku razgradnju organskih tvari i gubitak kvalitete proizvoda, što se ogleda u odbacivanju biljnih organa (cvjetova, listova i plodova) i u promjeni okusa, boje i teksture.

Sniženjem koncentracije kisika i povećanjem koncentracije ugljičnog dioksida u skladišnoj komori, zajedno sa sniženjem temperature, najuspješnije se usporavaju metabolični procesi u plodovima. Utjecaj sniženja koncentracije kisika i povećanja

koncentracije ugljičnog dioksida na produljenje životnog vijeka plodova voća i povrća ovisi o različitim čimbenicima:

- vrsti poljoprivredne kulture,
- sorti poljoprivredne kulture,
- koncentraciji plinova u skladištu,
- temperaturi plodova,
- fazi zrelosti plodova pri berbi,
- stupnju dospjelosti klimakterijskih plodova,
- općem stanju plodova prije berbe,
- količini etilena u skladištu.

Uzajamnim djelovanjem sniženog udjela kisika i povišenog udjela ugljičnoga dioksida pojačavaju se njihovi pojedinačni učinci na produljenje životnog vijeka plodova. Tako snižena koncentracija kisika u ponašanju ubranog voća, povrća i cvijeća uzrokuje [80]:

- nižu respiratornu aktivnost,
- smanjenu oksidaciju supstrata,
- kasnije dozrijevanje klimakterijskih plodova,
- produljeno vrijeme skladištenja,
- odgođenu razgradnju klorofila,
- smanjenu produkciju etilena,
- izmijenjenu sintezu masnih kiselina,
- smanjeni intenzitet razgradnje topljivih pektina*,
- stvaranje neugodnih aroma i mirisa,
- izmjenu teksture ploda,
- razvoj fizioloških poremetnji plodova;

dok su utjecaji povišene koncentracije ugljičnog dioksida:

- oslabljene sintetičke reakcije u klimakterijskim plodovima,
- odgođeni početak dozrijevanja,
- priječenje nekih enzimskih reakcija,
- smanjena proizvodnja nekih organskih hlapljivih supstancija,
- promjena metabolizma nekih organskih kiselina,
- smanjeni intenzitet razgradnje pektinskih spojeva,
- usporena razgradnja klorofila,

* Pektini su složeni visokomolekulski ugljikohidrati, sastavljeni pretežno od galakturonske kiseline. Ima ih u mnogim vrstama voća i povrća, a služe za proizvodnju voćnih želea.

Tablica 2.3. Optimalni uvjeti čuvanja nekih vrsta voća i povrća [69]

Vrste voća i povrća	Hlađenje			Hlađenje u nadziranoj atmosferi*			
	temp., °C	rel. vl., %	vrijeme, dan	temp., °C	CO_2, vol. %	O_2, vol. %	vrijeme, dan
Banana	13 - 15	95	10	13 - 15	5 - 8	4 - 5	21 - 28
Borovnica	–1 - 0	90 - 93	21	---	---	---	---
Breskva	–1 - 0	90 - 93	14 - 42	–1 - 0	2 - 3	2	42
Grožđe	–1 - –2	95	30 - 80	–1	3	2	max. 180
Jabuka Boskoop	3 - 4	92 - 95	150 - 180	3 - 4	2 - 3	3	180 - 210
Jabuka Jonathan	3 - 4	90 - 93	150	3 - 4	3	3	180
Jagoda	0 - 2	87 - 90	5	0 - 1	4	3	90
Kruška Gute Luise	–1 - 0	92 - 95	120	–1 - 0	3 - 4	3	210
Kruška Williams Christ	0 - 1	92 - 95	60 - 90	–1 - 0	3 - 4	3	210
Limun	3 - 4	85 - 90	21 - 28	*osjetljivi na CO_2*			
Malina	0	90 - 93	3	---	---	---	---
Marelica	1 - 0	90 - 93	20	0	2,5	2,5	30
Naranča	6 - 8	85 - 90	max. 150	*osjetljive na CO_2*			
Šljiva	–1 - 1	90 - 93	7 - 42	0	3	3	14 - 42
Trešnja	0 - 2	92 - 95	14	0 - 2	5 - 10	3	max. 28
Višnja	–1	90 - 93	10	0	5	3	21
Celer	0	92 - 95	120 - 150	0	2 - 3	4	180 - 210
Cvjetača	0	92 - 95	20 - 30	0	5	3	40
Krastavac	7 - 10	92 - 95	10 - 14	7 - 10	5	2	14 - 20
Kupus	0	max. 90	210 - 240	0	4	2 - 3	210 - 240
Mahune	7 - 8	92 - 95	10	7 - 8	3 - 5	2	14
Mrkva	1	90 - 95	150 - 180	1	3	2 - 3	150 - 180
Paprika	8 - 9	90 - 93	max. 20	0	2 - 3	4	180 - 210
Peršin	–2 - –1	max. 95	55	0	10	≈11	55
Rajčica, nezrela	8 - 10	80 - 95	7	14 - 15	3	4	max. 14
Rotkvica, s lišćem	0	92 - 95	7	0	5	2	14
Salata	0	92 - 95	7 - 20	0	4	1 - 2	max. 20
Špinat	0	92 - 95	max. 7	---	---	---	---

* Relativna vlažnost ima iste vrijednosti kao pri čuvanju hlađenjem.

- stvaranje "strane" arome,
- razvoj fizioloških poremećaja u plodovima,
- usporen razvoj fitopatogenih gljiva na plodovima,

- slabljenje učinaka etilena,
- promjena sadržaja šećera (krumpir),
- zaustavljanje klijanja (krumpir),
- usporavanje razvoja nakon berbe,
- zadržavanje mekoće ploda,
- smanjivanje gubitka boje ploda.

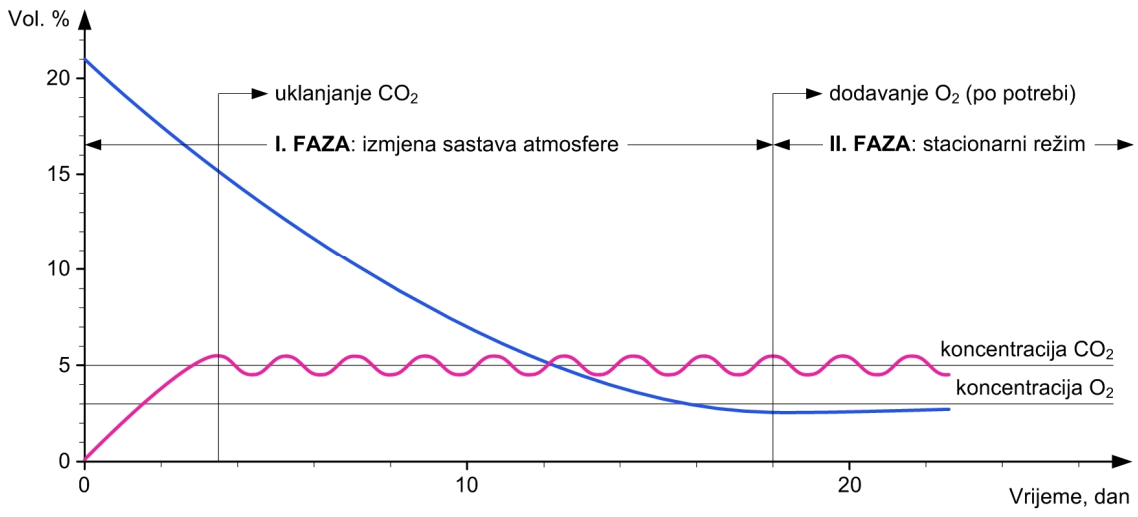
Preporučeni optimalni uvjeti za čuvanje pojedinih vrsta voća i povrća u nadziranoj atmosferi mijenjali su se tijekom vremena uglavnom zbog poboljšavanja sustava za regulaciju koncentracije pojedinih plinova u skladištu. U tablici 2.3. prikazani su optimalni uvjeti čuvanja hlađenjem i u nadziranoj atmosferi za neke vrste voća i povrća. Razvidno je da nadziranu atmosferu ne podnosi svaka vrsta voća – primjerice limuni i naranče, ali i to da različite sorte iste vrste zahtijevaju različite uvjete čuvanja.

2.2.4. Suvremeni sustavi nadzirane atmosfere na brodovima

Rashladni sustavi s nadziranom atmosferom danas su u širokoj uporabi za skladištenje različitih vrsta svježeg voća i povrća. Rashladne komore s nadziranom atmosferom trebaju biti plinonepropusne, pri čemu je poseban problem plinska izolacija vrata. Uz nadziranu temperaturu i sastav atmosfere, u takvim komorama i relativna vlažnost zraka precizno se održava u granicama od 90 do 95%.

Uvjete nadzirane atmosfere u rashladnom skladištu moguće je postići i biološkim postupkom, na temelju disanja uskladištenih plodova. Uzima se da koncentracija kisika pri tom postupku, koji je prikazan dijagramom na slici 2.8., dnevno opada približno za 1 do 1,5%, a koncentracija ugljičnog dioksida toliko raste. Nakon postizanja željene koncentracije ugljičnog dioksida od 2 do 6%, ona se dalje održava na toj vrijednosti s pomoću dekarbonizatora ili skrubera. Željena koncentracija kisika od 1 do 3% biološkim postupkom postiže se za 14 do 18 dana. Time završava I. faza – izmjena sastava atmosfere, i započinje II. faza – stacionarni radni režim.

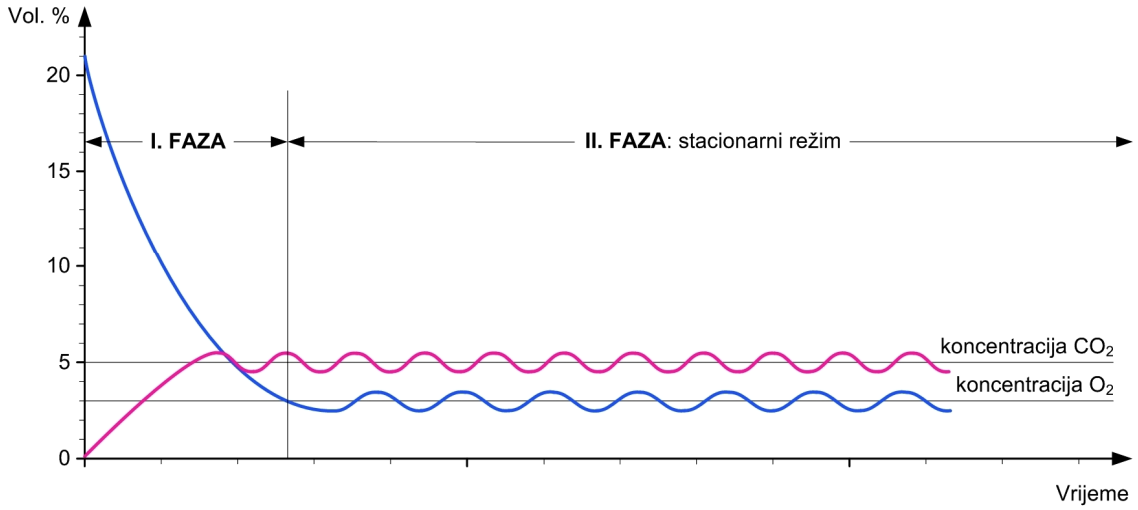
Biološkim postupkom stvaranja i održavanja optimalne koncentracije pojedinih plinova u skladišnoj atmosferi, zbog dugog vremena trajanja I. faze, uglavnom se više ne koristi niti u stacionarnim rashladnim skladištima, a na brodovima se nikada nije ni rabio. Predugo trajanje procesa snižavanja koncentracije kisika na njegovu



Sl. 2.8. Stvaranje nadzirane atmosfere biološkim postupkom [70]

optimalnu vrijednost (uglavnom ispod 5%) skraćuje maksimalni vijek trajanja skladištenoga voća i povrća.

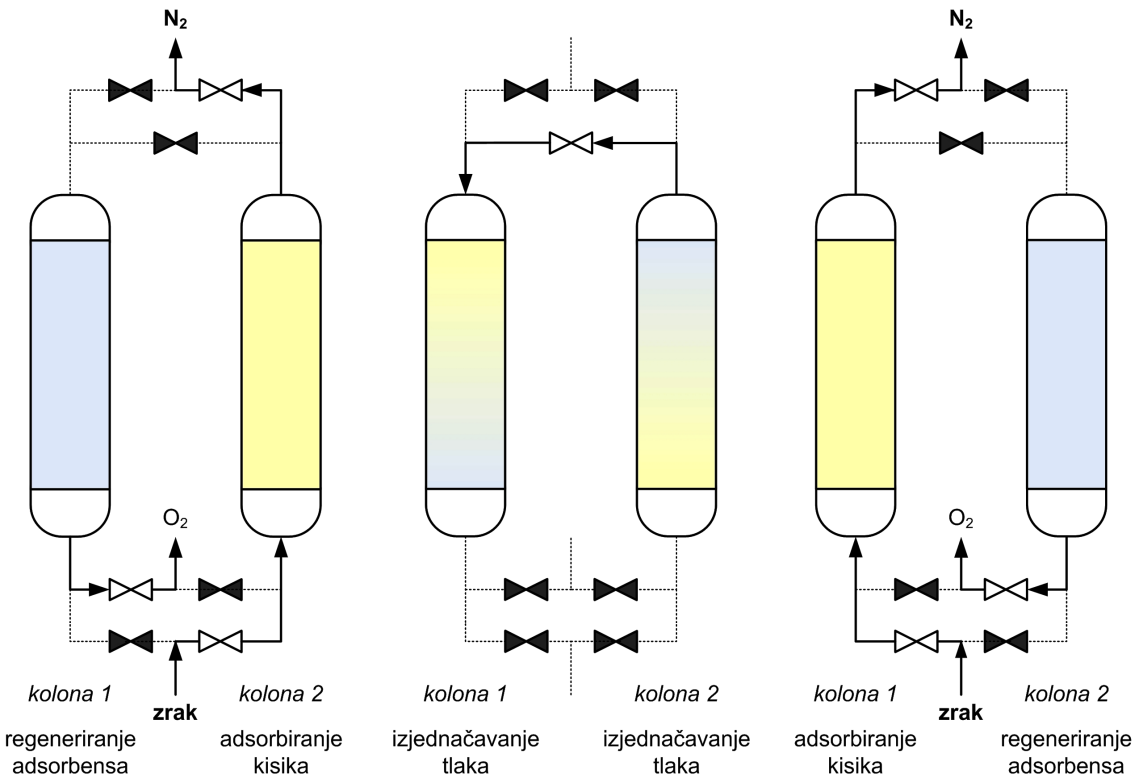
Zbog toga je uobičajena praksa da se atmosfera "ispire" inertnim plinom dušikom nakon unošenja tereta i zatvaranja skladišta, čime se znatno skraćuje I. faza postupka, na svega nekoliko sati (slika 2.9.). Može poslužiti ukapljeni dušik iz boca ili dušik proizveden iz zraka u generatorima dušika. Loša strana uporabe ukapljenoga dušika iz boca na brodovima jest težina potrebnih zaliha zajedno s bocama, ograničena količina zaliha i otežana mogućnost da se popune zalihe u uvjetima plovidbe.



Sl. 2.9. Stvaranje nadzirane atmosfere "ispiranjem" [70]

Suvremeni sustavi nadzirane atmosfere na brodovima zato se koriste dušikom dobivenim razdvajanjem zraka u generatorima dušika, koji mogu biti tlačno--adsorpcijskog (engl. *Pressure Swing Adsorption, PSA*) ili membranskog tipa. Tako dobiven dušik sadržava 2 - 5% kisika. Generatori dušika, zajedno s ostalim elementima sustava za stvaranje i održavanje nadzirane atmosfere, danas su na brodovima najčešće smješteni na palubi, u 20-stopnim kontejnerima, pa čine autonomne jedinice koje se lako mogu prenositi s jednoga broda na drugi.

Proces razdvajanja zraka na dušik i kisik u PSA generatoru dušika, koji je shematski prikazan na slici 2.10., zasniva se na činjenici da pri povišenom tlaku plinovi pokazuju sklonost adsorpciji*. Što je tlak viši – adsorbira se više plina; a snižavanjem tlaka – adsorbirani se plin oslobađa, desorbira. Osim toga, intenzitet adsorpcije različitih plinova ovisi o vrsti adsorbensa, što je upravo ono svojstvo koje omogućuje



Sl. 2.10. PSA postupak dobivanja dušika

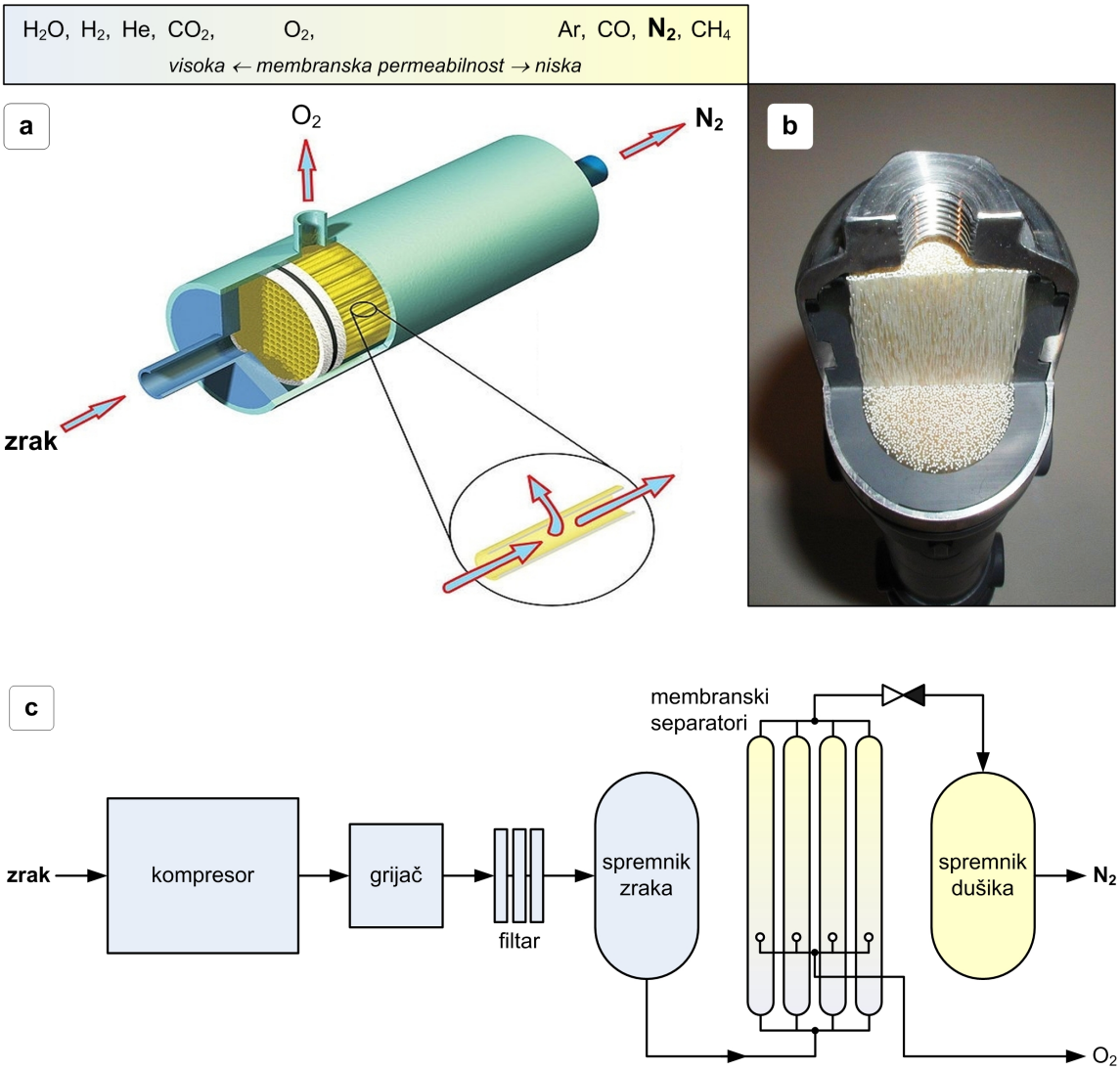
* Adsorpcija je pojava da se na graničnoj površini između dviju faza (površini krutog tijela okruženoga kapljevinom ili plinom) nakuplja neka tvar u koncentraciji većoj nego što vlada u unutrašnjosti susjednih faza. Tvar na kojoj se obavlja adsorpcija naziva se adsorbens. Za dobre adsorbense karakteristično je da imaju vrlo veliku površinu.

razdvajanje komponenata plinske mješavine. Za proizvodnju dušika iz zraka, koji je uglavnom mješavina dušika (78,08 vol.%; 75,55 mas.%) i kisika (20,95 vol.%; 23,10 mas.%), uz zanemarivi udio drugih komponenata, najčešći je adsorbens aktivni ugljen (engl. *Carbon Molecular Sieves, CMS*), koji dobro adsorbira kisik. Želi li se umjesto dušika iz zraka izdvajati kisik, umjesto aktivnog ugljena kao adsorbens upotrebljava se zeolit*; on dobro adsorbira dušik i propušta kisik. Postupak dobivanja dušika u PSA generatoru dušika sastoji se od tri faze. U prvoj se čisti i odvlaženi komprimirani zrak dovodi u kolonu 2, ispunjenu adsorbensom od aktivnog ugljena, na čijoj se površini nakupljaju molekule kisika, a kroz njega slobodno prostrujavaju molekule dušika. Istodobno, pri sniženom tlaku u koloni 1 odvija se regeneriranje zasićenog adsorbensa otpuštanjem prije adsorbiranih molekula kisika. Druga, najkraća, faza u postupku je izjednačavanje tlaka u kolonama. Za to vrijeme prekida se dovod zraka u generator, pa time i proizvodnja dušika. Potom slijedi treća faza: sniženjem tlaka u koloni 2 započinje desorpcija zasićenog adsorbensa i njegova regeneracija. Istodobno se čisti i odvlaženi komprimirani zrak dovodi u kolonu 1, ispunjenu regeneriranim adsorbensom, na površini koje se zadržavaju molekule kisika, a kroz njega prolaze molekule dušika. Ponavljanjem opisanih faza omogućuje se gotovo neprekidna dobava dušika. Suvremeni brodski PSA generatori dušika imaju kapacitet dobave od 200 do 1.500 Nm^3h^{-1} dušika čistoće od 95% [81].

Brodski rashladni sustavi s nadziranom atmosferom, poglavito na većim konvencionalnim brodovima hladnjačama i u integralnim rashladnim kontejnerima [82], danas su najčešće opremljeni generatorima dušika membranskog tipa. U tim separatorima zraka kisik i dušik razdvajaju se mehaničkim postupkom selektivne difuzije. Zrak pod tlakom od 8 do 12 bara prostrujava kroz snopove membrana koje su izrađene od organskih polimera u obliku tankih šupljih vlakana. Zbog razlike u veličini molekula, permeabilnost tih membrana dvaput je veća za kisik negoli za dušik, pa se ta dva plina razdvajaju, kao što je prikazano slikom 2.11.a. Snopovi vlaknastih membrana smješteni su u kućišta cjevasta oblika kojima je unutrašnjost predočena slikom 2.11.b. Uz te membranske separatore, kojih je obično nekoliko komada međusobno paralelno spojenih, membranski generator dušika (slika 2.11.c) sastoji se od kompresora, grijača, filtra, spremnika i od instrumenata za mjerenje i regulaciju. Kapacitet dobave

* Zeoliti su prirodni ili sintetički hidratizirani aluminosilikati s otvorenom trodimenzionalnom kristalnom strukturom sačinjenom od aluminijevih, silicijevih i kisikovih atoma u čijim se porama nalaze molekule vode. Voda se može odstraniti zagrijavanjem pa zeolit može zatim apsorbirati druge molekule odgovarajuće veličine.

membranskih generatora dušika je od 10 do 3.000 Nm^3h^{-1} dušika čistoće od 95%, uz potrošnju energije od 0,4 do 0,8 kWh/Nm^3. Dobre strane tih uređaja jesu: najjeftiniji postupak proizvodnje dušika, jednostavnost rukovanja i održavanja, dugotrajnost membranskih vlakana (8 do 15 godina) i kratko vrijeme od upućivanja do početka dobave (do jedne minute).



Sl. 2.11. Membranski generator dušika: postupak dobivanja dušika (a), unutrašnjost membranskog separatora (b) i shema uređaja (c)

2.3. Ispitivani brodski rashladni sustav s nadziranom atmosferom

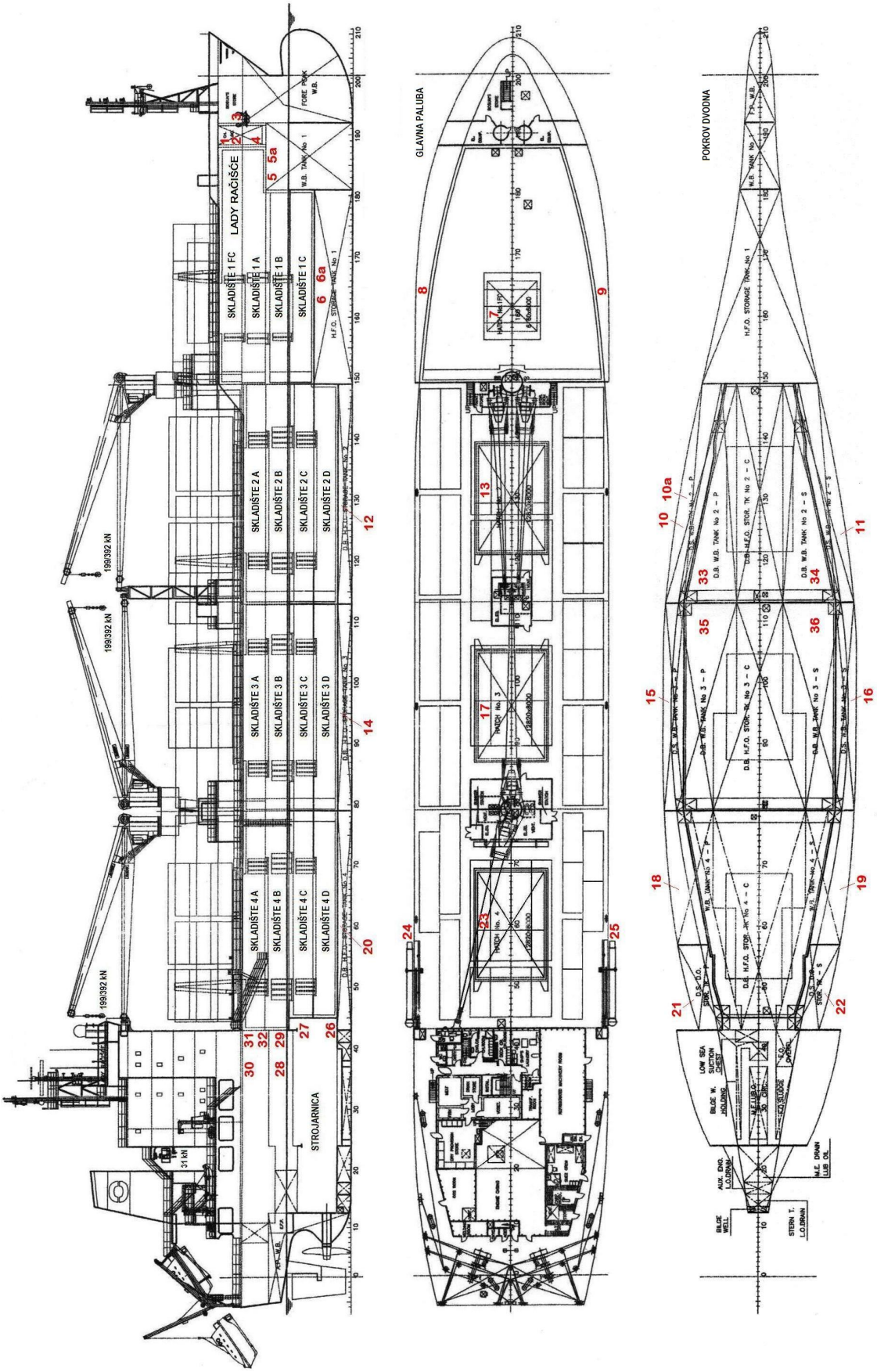
2.3.1. Opis brodskoga rashladnog sustava

Brodski rashladni sustav s nadziranom atmosferom kojega su konstrukcijske karakteristike upotrijebljene pri izradbi simulacijskog modela i na kojemu su provedena eksperimentalna istraživanja radi verifikacije razvijenoga dinamičkog modela jest rashladni sustav konvencionalnog broda hladnjače *"Lady Račišće"*, prikazanoga na slici 2.1., s osnovnim podatcima predočenim u tablici P-I.1. (Prilog I.)

Rashladno postrojenje namijenjeno je hlađenju brodskoga skladišnog prostora koji se sastoji od četiri skladišta, podijeljena na 16 odjeljaka, unutar osam temperaturnih zona, rasporeda prikazanoga na slici 2.12. Specifikacija hlađenoga skladišnog prostora po odjeljcima, ukupne površine od 6.906,5 m^2 i ukupnoga obujma od 16.713 m^3, predočena je u tablici P-I.2. (Prilog I.). Rashladni sustav projektiran je tako da zadovolji radne uvjete prikazane u tablici 2.4. Indirektnog je tipa, s radnom tvari R22 u primarnom i vodenom otopinom soli (kalcijeva klorida, $CaCl_2$) u sekundarnom krugu.

Primarni krug sastoji se od tri kompaktna rashladnika rasola *Sabroe Marine AB*[*] model VSB 81E s vijčanim kompresorima, kojemu je shema predočena na slici 2.13., osnovni podatci u tablici 2.5. i izgled na slici 2.14.a. Relativno velikom količinom ulja u sustavu rashladnika, uz podmazivanje ležajeva osigurava se hlađenje i brtvljenje vijčanog kompresora (2), a također se nadomješta hidraulično ulje regulacijskog sustava. Zbog toga je u ciklusu rashladnika postavljen separator ulja (4), a da bi ulje zadržalo svoja maziva svojstva ugrađen je i hladnjak ulja (8). U njemu se ulje hladi predajući toplinu radnoj tvari, koja u kondenzatoru (5) predaje toplinu morskoj vodi. Tlačni vod opremljen je nepovratnim i zapornim ventilom. Nepovratni ventil otvara se pri upućivanju kompresora, a zatvoren je dok kompresor miruje, onemogućujući tako povratak radne tvari iz kondenzatora u separator ulja i kompresor. Kondenzator je hlađen morskom vodom s pomoću vertikalne centrifugalne pumpe; svaki kondenzator ima svoju pumpu morske vode. Vrući kondenzat visokog tlaka pothlađuje se u izmjenjivaču topline (6), koji se hladi vlastitom radnom tvari. Pothlađeni kondenzat protječe dalje kroz zaporni ventil, filtar-sušilac (10) i elektromagnetski automatski ventil.

[*] Danas: *Johnson Controls Inc., YORK Marine AB,* Norrköping, Sweden

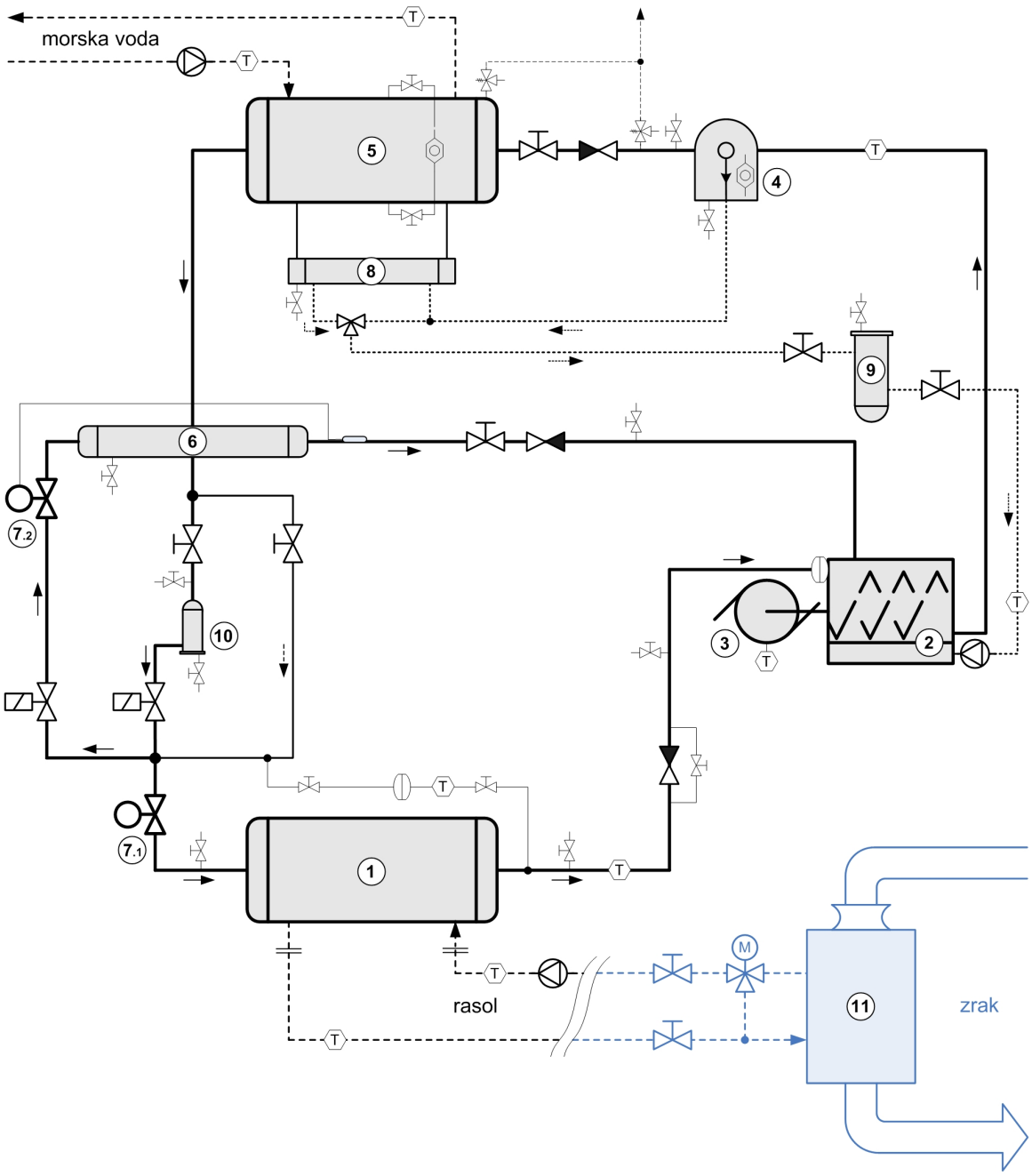


Sl. 2.12. ***M/v "Lady Račiće"*** **– raspored rashladnih skladišta i mjerna mjesta temperature zraka [83 i 87]**

Tablica 2.4. Projektni parametri rashladnog sustava *m/v "Lady Račišće"* [84]

Okolišni uvjeti:		zimski	ljetni
- temperatura zraka		−10 °C	35 °C
- relativna vlažnost zraka		70%	70%
- temperatura mora		−1 °C	32 °C
Ukupni obujam hlađenog prostora		16.713 m^3 (590.227 cu. ft.)	
Broj skladišta tereta		4	
Broj odjeljaka		16	
Broj temperaturnih zona		8	
Prosječna vrijednost koeficijenta prolaska topline, *k*		0,47 $Wm^{-2}K^{-1}$	
Temperatura u skladištu	13 °C	4 °C	−25 °C
Broj izmjena zraka na sat: - pri rashlađivanju tereta - pri održavanju temperature	 90 90	 90 90/60	 45 30
Regul. preciznost temp. dovod. zraka	±0,1 °C	±0,1 °C	±0,3 °C
Broj izmjena svježeg zraka na sat	2	1	---
Faktor slaganja tereta	3,48 m^3t^{-1}	2,38 m^3t^{-1}	1,50 m^3t^{-1}
Toplina respiracije	51 Wt^{-1}	16 Wt^{-1}	---
Temperatura ukrcanog tereta	30 °C	20 °C	−20 °C
Maksimalno vrijeme ohlađivanja tereta	26 h	52 h	72 h

Potonji se zatvara kada kompresor ne radi, zadržavajući tako većinu radne tvari u kondenzatoru i izmjenjivaču topline. Ovisno o rashladnom opterećenju ekspanzijski ventil (7.1), koji je upravljan elektronički, regulira protok radne tvari kroz isparivač (1), održavajući tako postavljenu temperaturnu razliku između temperature pregrijanja na izlasku iz isparivača, to jest temperature usisavanja, i temperature zasićenja radne tvari za postavljeni tlak isparivanja. Dio radne tvari koji ne bude propušten u isparivač, odlazi u termostatski ekspanzijski ventil (7.2) ispred izmjenjivača topline, prigušuje se na međutlak, koji je viši od tlaka isparivanja, i protječe u izmjenjivač. Preuzimajući toplinu od vrućeg kondenzata koji se pritom pothlađuje, taj dio radne tvari isparuje, pregrijava se i uvodi u kompresor kroz sekundarni usisni otvor, koji se nalazi između usisnoga i tlačnog otvora. Izmjenjivačem topline tako se povećava rashladni kapacitet i smanjuje potrošnja snage, što rezultira poboljšanjem rashladnog ciklusa, to jest povećanjem njegova rashladnog koeficijenta. Isparivač je suhog tipa što omogućuje rad s tek 350 kg punjenja radne tvari R22, što je približno trećina punjenja koje bi zahtijevao



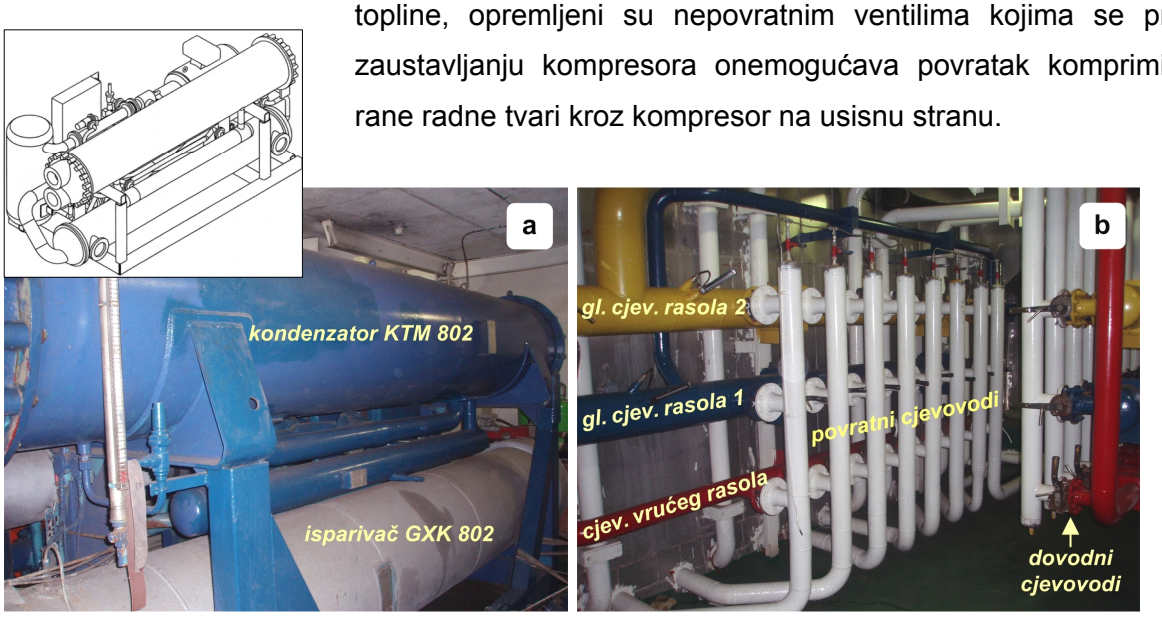
1 suhi isparivač GXK 802
2 vijčani kompresor S 81E
3 elektromotor
4 separator ulja s elektr. grijačem
5 kondenzator KTM 802
6 izmjenjivač topline
7 ekspanzijski ventil
8 hladnjak ulja
9 filtar ulja
10 filtar-sušilac
11 hladnjak zraka
pumpa
nepovratni ventil
zaporni ventil
troputi ventil
elektromagnetski ventil
sigurnosni ventil
temperaturni osjetnik
filtar/usisna korpa
pokazivač razine

Sl. 2.13. Shema rashladnika rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E [85 i 86]

Tablica 2.5. Specifikacija rashladnika rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E [84]

Isparivač	cijevni, model GXK 802 suhi, s orebrenenim bakrenim cijevima maksimalni volumni protok rasola 210 m^3h^{-1}
Pumpa rasola	vertikalna centrifugalna, model NISM 100-250/01 kapacitet 210 m^3h^{-1}, visina dobave 320 kPa elektromotor 27 kW, 1.765 min^{-1}, IP55
Kondenzator	cijevni, model KTM 802 hlađen morskom vodom, s cijevima od Cu-Ni slitine 90-10 maksimalni volumni protok vode 270 m^3h^{-1}, pad tlaka 59 Pa
Pumpa morske vode	vertikalna centrifugalna, model NISM 125-250/01, kapacitet 270 m^3h^{-1}, visina dobave 135 kPa elektromotor 19 kW, 1.750 min^{-1}, IP55
Kompresor	vijčani, model S 81E, elektromotor 270 kW, 410 A, 3.570 min^{-1}, IP23
Rashladni kapacitet	990 kW (pri standardnim uvjetima 0/40 °C)
Radna tvar	R22, 350 kg
Rasol	$CaCl_2$ + H_2O, oko 20 m^3 (ukupno)

isparivač potopljenog tipa istog kapaciteta. Tu je uključeno i 15% pričuvne količine radne tvari, pa manji gubitci zbog propuštanja ne uzrokuju smanjenje rashladnog kapaciteta. Servisni sabirni spremnik radne tvari zajednički je za sva tri rashladnika i smješten je u njihovoj blizini. Oba usisna voda, prvi iz isparivača i drugi iz izmjenjivača topline, opremljeni su nepovratnim ventilima kojima se pri zaustavljanju kompresora onemogućava povratak komprimirane radne tvari kroz kompresor na usisnu stranu.

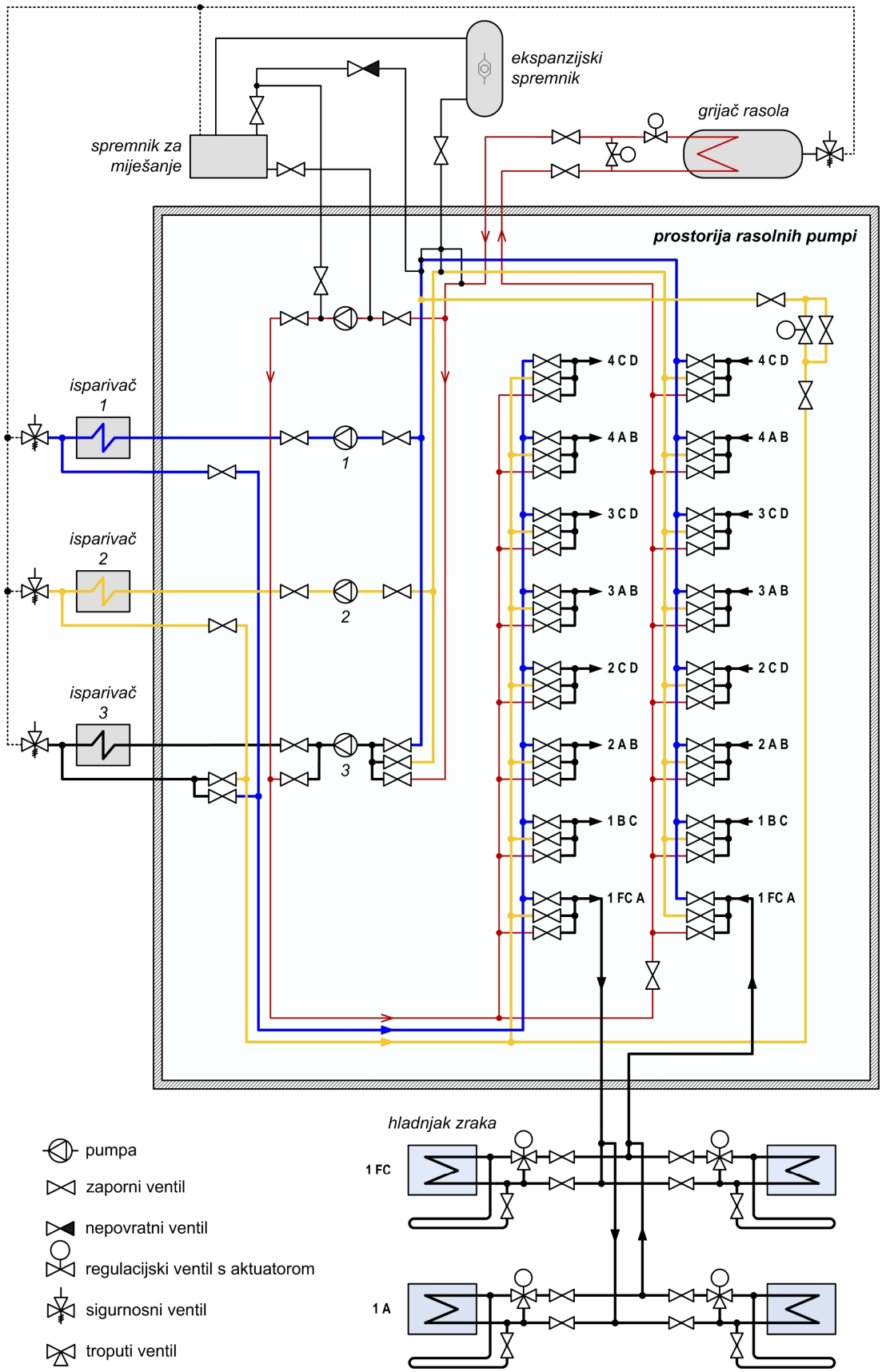


Sl. 2.14. Rashladnik rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E (a) i ventilske stanice rasola *m/v "Lady Račišće"* (b)

Regulacija rashladnog kapaciteta ostvaruje se kontinuirano u širokom opsegu od 3%, pri radu jednog rashladnika rasola na minimalnom kapacitetu, do 100%, pri radu sva tri rashladnika s maksimalnim kapacitetom. Tijekom faze rashlađivanja tereta na zadanu temperaturu, najčešće su u pogonu sva tri rashladnika, dok se u fazi održavanja postignute temperature, čak i u tropskim uvjetima, potrebni rashladni kapacitet ostvaruje radom najviše dva rashladnika.

Sekundarni krug rashladnoga postrojenja shematski je prikazan na slici 2.15. Svaka od osam temperaturnih zona, koje se sastoje od po dva odjeljka, ima jedan dovodni i jedan povratni cjevovod rasola. U svakom odjeljku smještena su dva hladnjaka zraka (slika P-I.1. u Prilogu I.), što znači da svaki dovodni cjevovod dobavlja hlađeni rasol u četiri hladnjaka zraka, i svaki povratni cjevovod odvodi rasol iz četiri hladnjaka. Svaki hladnjak zraka opremljen je pneumatski upravljanim troputim ventilom, što omogućuje nezavisnu regulaciju protoka rasola, a time i temperaturu hlađenja zraka koji struji preko hladnjaka. Cjevovodi rasola, i dovodni i povratni, s pomoću dviju ventilskih stanica (slika 2.14.b), smještenih u prostoriji rasolnih pumpa, spojeni su ručno upravljanim ventilima na dva glavna cjevovoda hladnog rasola koji su različitih temperatura. Svaki od tri rashladnika rasola ima vlastitu pumpu rasola i može se spojiti na jedan ili drugi glavni cjevovod hladnog rasola. Na taj je način omogućeno istodobno održavati dvije različite temperature rasola, a time i dva istodobno različita rashladna režima u brodskim skladištima. Osim toga, djelomičnom recirkulacijom povratnog rasola omogućeno je i istodobno održavati dva različita rashladna režima u brodskim skladištima pri radu samo jednog rashladnika rasola. Punjenje rasola u sekundarnom krugu rashladnog sustava iznosi oko 20 m^3.

Pojava sloja inja ili leda na cijevima hladnjaka zraka uzrokuje dvije negativne posljedice: usporava prijenos topline zbog svojega izolacijskog učinka i smanjuje protok zraka zbog smanjenja slobodne površine između cijevi. Određivanje trenutka početka procesa odmrzavanja, ostvaruje se na više načina: s pomoću vremenskog sklopnika s programiranim početkom i vremenom trajanja ciklusa, ili praćenjem razlike tlakova zraka na ulazu i izlazu iz hladnjaka, ili praćenjem temperaturne razlike povratnoga i dovodnog zraka na hladnjaku koja se povećava sa smanjenjem protoka zraka. Najsigurniji način da se odredi trenutak završetka ciklusa odmrzavanja je praćenje temperature površine orebrenja ili cijevi hladnjaka zraka. Inje ili led s površine cijevi hladnjaka zraka odmrzava se vrućim rasolom. U tu je svrhu sustav rasola opremljen parnim grijačem rasola, pumpom vrućega rasola i ručnim leptirastim



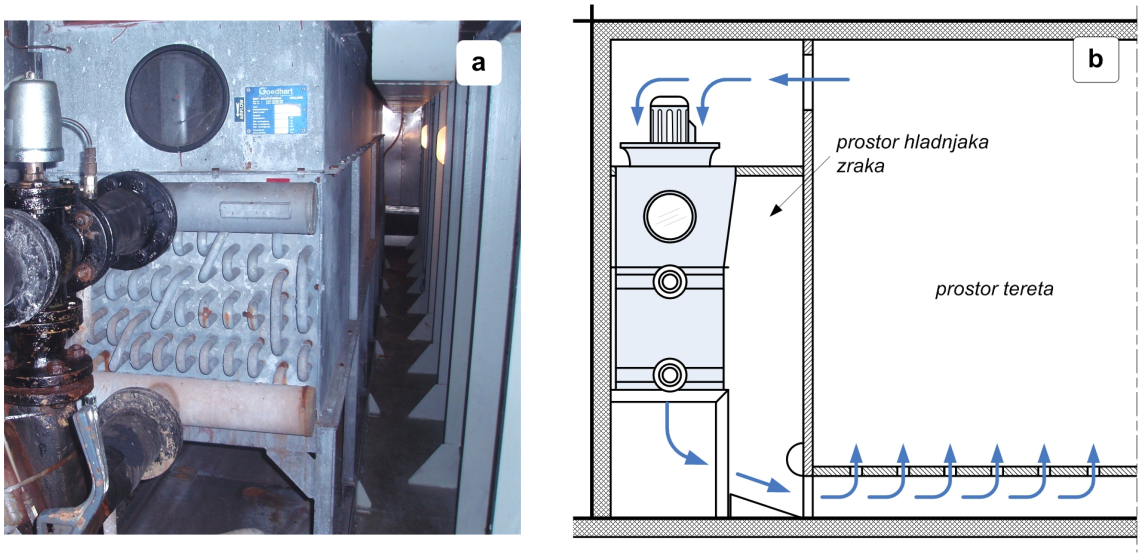
Sl. 2.15. Shema sustava rasola [84 i 86]

ventilima postavljenima na ventilskim stanicama u prostoriji rasolnih pumpa. Jedna od triju glavnih pumpa rasola, pumpa (3), postavljena je u sustavu na takav način da može poslužiti kao pričuvna pumpa vrućeg rasola.

Hlađenje svakoga brodskoga skladišnog odjeljaka ostvaruje se cirkulacijom zraka preko dvaju hladnjaka zraka, od kojih je jedan prikazan fotografijom na slici 2.16.a. Podatci za sve hladnjake zraka razvidni su iz tablice P-I.3. (Prilog I.). Ovisno o veličini odjeljka oni su različitih veličina i opremljeni su s po dva do šest aksijalnih ventilatora. Ukupna površina svih 32 hladnjaka zraka iznosi 13.716 m^2, a cirkulacija zraka postiže se s ukupno 160 aksijalnih ventilatora, i oni osiguravaju najmanje 90 izmjena zraka na sat. Stvarni broj izmjena povratnog zraka na sat prikazan je u tablici P-II.4. (Prilog II.) i nešto je veći od projektnog zahtjeva. Smjer cirkulacije zraka u skladišnim odjeljcima je vertikalan kroz teret, odozdo prema gore, što je razvidno iz sheme na slici 2.16.b. Oblik i izvedba prostora hladnjaka zraka i rešetkastih podnica osiguravaju jednoličnu distribuciju zraka po duljini i širini skladišnih podnica.

Rashladna skladišta opremljena su i ventilacijskim sustavom za dovod svježeg zraka i njegovo odvođenje iz skladišta. Minimalno dvije izmjene svježeg zraka na sat osigurava ukupno osam aksijalnih ventilatora s dvobrzinskim motorima, po dva za svako skladište, što je prikazano shemom jednog skladišta na slici 2.17. Tim se ventilacijskim sustavom koristi i za postizanje nadzirane atmosfere.

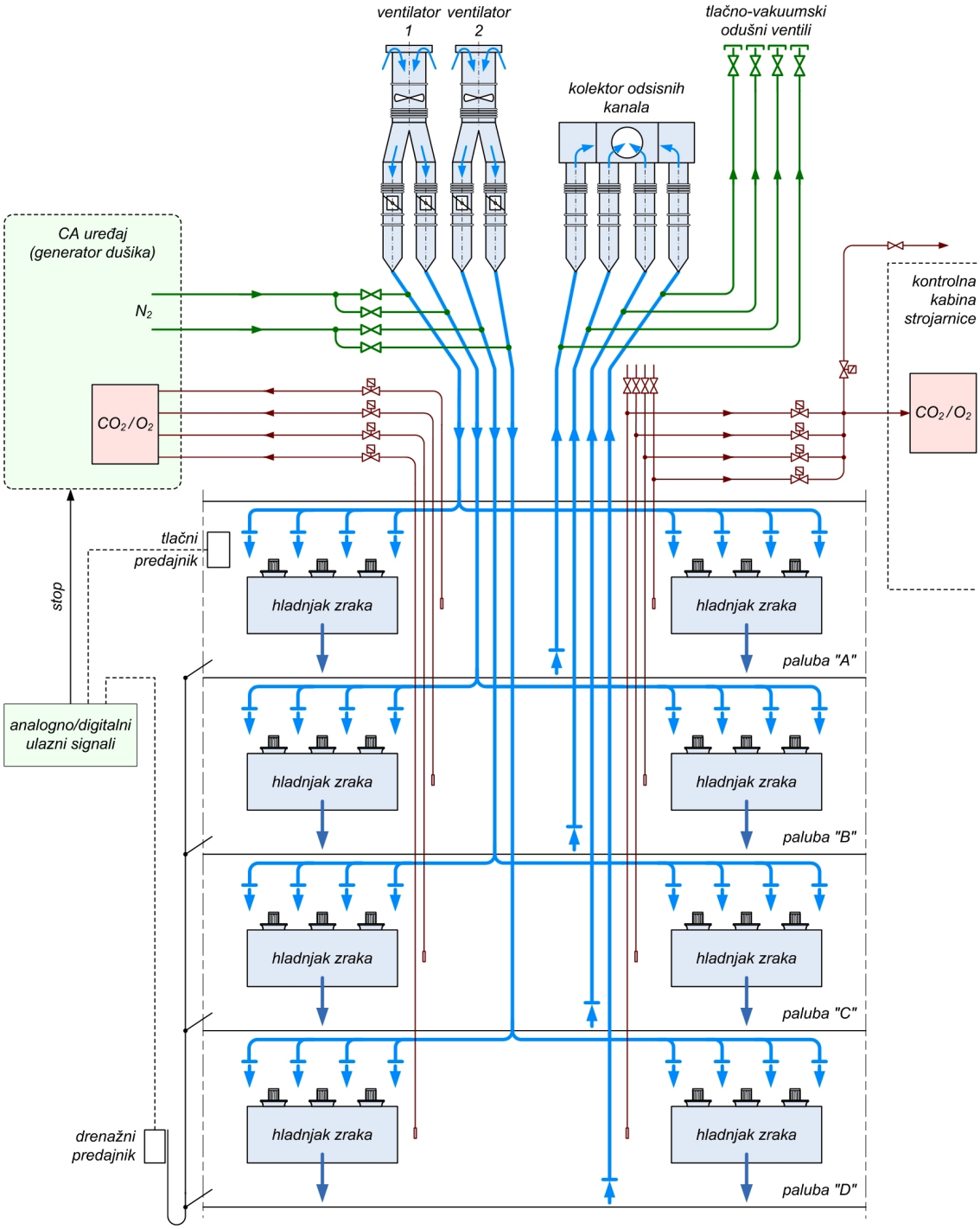
Nadzor, upravljanje i automatska regulacija svih procesa obavljaju se iz kontrolne kabine strojarnice elektroničkim sustavom *Stalectronic 2200* uz pomoć računala.



Sl. 2.16. Hladnjak zraka (a) i shema cirkulacije zraka u skladišnom odjeljku (b)

2.3.2. Opis sustava nadzirane atmosfere

Sustav nadzirane atmosfere na *m/v "Lady Račišće"*, shematski prikazan na slici 2.17., sastoji se od uređaja i opreme za stvaranje, mjerenje, ugađanje i održavanje željene koncentracije kisika i ugljičnog dioksida u atmosferi brodskih rashladnih skladišta,



Sl. 2.17. Shema dovođenja svježeg zraka i sustava nadzirane atmosfere [84 i 86]

u što se ubraja:

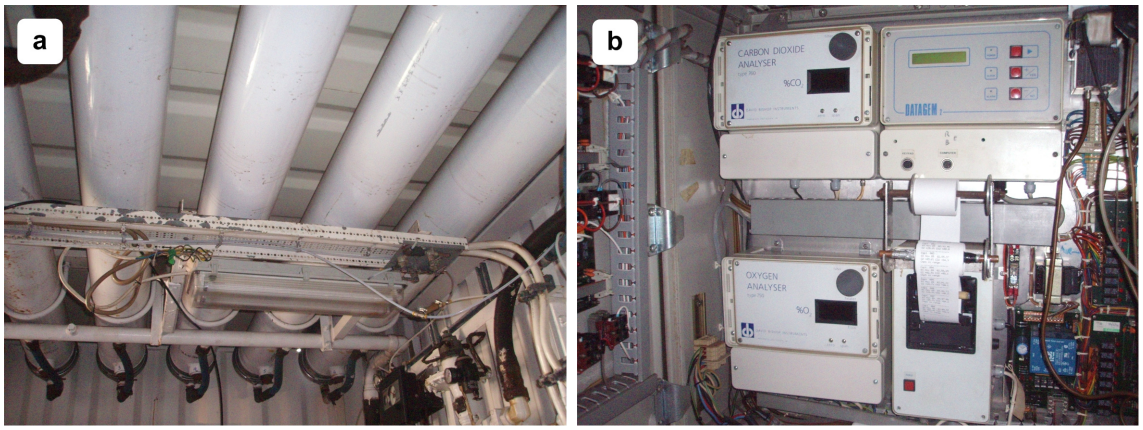
- generator dušika s pripadajućom opremom, takozvani CA uređaj,
- oprema za distribuciju dušika po skladištima,
- oprema za rasterećenje skladišta,
- oprema za uzimanje uzoraka, mjerenje, regulaciju, nadzor i uzbunjivanje.

Generator dušika ili CA uređaj je membranskog tipa i zajedno s pripadajućom opremom smješten je na palubi u 20-stopnom kontejneru. Glavni dijelovi CA uređaja su: dva vijčana kompresora *Tamrotor* M160-13 EAA, svaki volumnog protoka od 0,35 m^3s^{-1} zraka uz tlak od 12 bara, šest membranskih separatora u cjevastim kućištima (slika 2.18.a), filtri i grijač zraka, analizatori kisika i ugljičnog dioksida (slika 2.18.b), ventili niskoga i visokog sadržaja kisika, i ventili za mjerne uzorke skladišne atmosfere.

Nadzirana atmosfera postiže se ubrizgavanjem dušika pojedinačno u skladišne odjeljke kroz kanale za dovođenje svježeg zraka. Generator dušika s tim je kanalima spojen fleksibilnim cijevima. Kanali za dovod i odvod svježeg zraka opremljeni su leptirastim ventilima za njihovo plinonepropusno zatvaranje tijekom rada u režimu nadzirane atmosfere.

Radi rasterećenja skladišne atmosfere plinovi iz svakog odjeljka mogu se ispustiti izravno u okoliš. U tu su svrhu kanali za odvođenje zraka iz skladišta posebnim cijevima spojeni s tlačno-vakuumskim odušnim ventilima smještenima na otvorenom prostoru, najmanje dva metra iznad palube radi sigurnosti posade.

U opremu za uzimanje uzoraka, mjerenje, regulaciju, nadzor i uzbunjivanje ubrajaju se: dva para analizatorâ ugljičnog dioksida i kisika, od kojih je jedan smješten



Sl. 2.18. Generator dušika ili CA uređaj u palubnom kontejneru: membranski separatori (a) i analizatori ugljičnoga dioksida i kisika (b)

u palubnom kontejneru kao sastavni dio CA uređaja, a drugi je u kontrolnoj kabini strojarnice, zatim po dvije cijevi s filtrima na usisnim otvorima u svakom odjeljku koje služe za uzimanje uzoraka skladišne atmosfere, od kojih jedna vodi do analizatorâ plinova u CA uređaju, a druga na palubu, s mogućnošću spajanja na analizatore plinova u kontrolnoj kabini strojarnice ili na prenosivi analizator kisika, i konačno, po jedna cijev s filtrom na usisnom otvoru za uzimanje uzorka atmosfere iz svakoga susjednog prostora, s mogućnošću spajanja na analizatore plinova u kontrolnoj kabini strojarnice ili na prenosivi analizator kisika. Ta oprema omogućuje mjerenje koncentracija kisika i ugljičnog dioksida u skladišnoj atmosferi svakog odjeljka i u atmosferi svakoga susjednog prostora u bilo kojem trenutku. Izmjerene trenutne vrijednosti se memoriraju, mogu se prikazati na zaslonima analizatorâ plinova i računalâ, pohraniti na magnetske medije i ispisati u obliku tablica ili dijagrama, koji onda pokazuju tijek njihovih promjena za vrijeme cijelog putovanja. Mjerni uzorci iz analizatorâ plinova moraju se sigurno ispustiti u okolišnu atmosferu.

Elektroničkim regulacijskim sustavom *Stalectronic 2200* definirane su vrste poremećaja i granice odstupanja koje uzrokuju uzbunjivanje.

Glavne razlike u radu rashladnog sustava s nadziranom atmosferom u usporedbi s radom rashladnog sustava bez nadzirane atmosfere jesu:

- posebitost sigurnosnih mjera za osoblje,
- ograničenost prava pristupa zonama nadzirane atmosfere radi nadzora i popravaka,
- plinonepropusna zatvorenost skladišnih odjeljaka, to jest temperaturnih zona,
- manje rashladno opterećenje dok nema dobave svježeg zraka i manja toplina disanja tereta,
- smanjena količina leda na hladnjacima zraka dok nema dobave svježeg zraka.

3. SISTEMSKA DINAMIKA

3.1. Općenito o sistemskoj dinamici

Sistemska dinamika (*System Dynamics*) je metoda istraživanja, modeliranja, simuliranja i optimiziranja složenih dinamičkih sustava. Sa stajališta sistemske dinamike sustav je skup elemenata kojima međusobni odnosi počivaju na određenim zakonima i načelima. Ovaj široki koncept sustava pokriva cijeli život čovjekov, njegovu prošlost i budućnost, a jednako tako pokriva sve pojave u prirodi i sve manifestacije tih pojava. Svi sustavi, od atoma do svemira, mogu se podijeliti na prirodne, tehničke i organizacijske sustave. Filozofski i metodološki pristup sistemske dinamike zasniva se na općoj teoriji upravljanja, to jest kibernetici, zatim na općoj teoriji sustava, teoriji informacija i teoriji algoritama.

Sistemska dinamika kao filozofija, metoda, to jest znanstvena disciplina počela se razvijati na Massachusetts Institute of Technology (MIT), Massachusetts, SAD, pod vodstvom profesora Jaya Wrighta Forrestera. Svojim djelom *Industrial Dynamics* [88], objavljenim 1961. godine, Forrester je inicirao rađanje nove znanstvene discipline, koja se u početku nazivala *industrijska dinamika*, a poslije je, zbog proširivanja područja primjene, dobila naziv *sistemska dinamika*.

Sistemska dinamika jedna je od mnogih varijanata sistemskog pristupa, osobito učinkovita za simulacijsko modeliranje najsloženijih dinamičkih sustava. U osnovi ovoga koncepta jest razumijevanje interaktivnog djelovanja elemenata sustava. Elementi sustava djeluju jedan na drugi s pomoću povratnih veza, tako da promjena jedne varijable utječe na promjene drugih, a one opet imaju utjecaj na promjenu izvorne varijable, itd. Sve promjene odvijaju se u vremenu. Sistemska dinamika u svojemu metodološkom pristupu zasniva se na:

- uzročno-posljedičnom funkcionalnom pristupu u razmatranju strukturnih modela,
- postavljanju jednadžaba povratnih veza,
- postavljanju jednadžaba stanja i jednadžaba promjena stanja sustava,
- jasnom definiranju granica promatranog sustava,
- promatranju strukture, kašnjenju u materijalnim i informacijskim tokovima, pojačanju i faznom pomaku,
- procesima donošenja odluka.

Primjena metode sistemskoga dinamičkog modeliranja proteže se, osim na složene nelinearne dinamičke sustave u području tehnike, također na: poslovni i politički menadžment, ekonomiju, medicinu, biologiju, industriju, energetiku, zaštitu okoliša, edukaciju, te na područja prirodnih i društvenih znanosti [89]. Svrha dinamičkoga modeliranja tehničkih sustava je raščlamba dinamičkog ponašanja pojedinih komponenata i sustava u cjelini, radi djelotvornijeg projektiranja novih i dijagnosticiranja postojećih sustava.

Sistemska dinamika osobito je prikladan alat za edukacijske svrhe, što je vrlo korisno zbog slabo razvijene prirodne čovječje intuicije za predviđanje dinamike ponašanja složenih sustava. Uporabom razvijenih simulacijskih modela na razini igre što uključuje sve osobe koje imaju interesa za rezultate eksperimentiranja na simulacijskom modelu, znatno se olakšava razumijevanje rada i ponašanja i najsloženijih sustava. Zbog toga se ova metoda izučava na mnogim sveučilištima i srednjim školama diljem svijeta, jer pridonosi boljem razumijevanju problema u mnogim područjima, od biologije, kemije i fizike, do medicine, ekonomije i humanističkih znanosti. Među brojnim primjerima za to vrijedi istaknuti projekt uvođenja sistemske dinamike i programskog jezika *DYNAMO* u srednjoškolsku nastavu u Sjedinjenim Američkim Državama početkom osamdesetih godina prošloga stoljeća [90]. Primjeni sistemske dinamike u edukacijske svrhe profesor Forrester poklonio je osobitu pozornost utemeljivši na MIT-u 1990. godine sveučilišni program *The System Dynamics in Education Project* [91]. I autor ovoga rada ima vrlo pozitivnih iskustava u primjeni metode sistemskoga dinamičkog modeliranja u svojemu nastavnom radu na Sveučilištu u Dubrovniku u proteklih petnaestak godina [92].

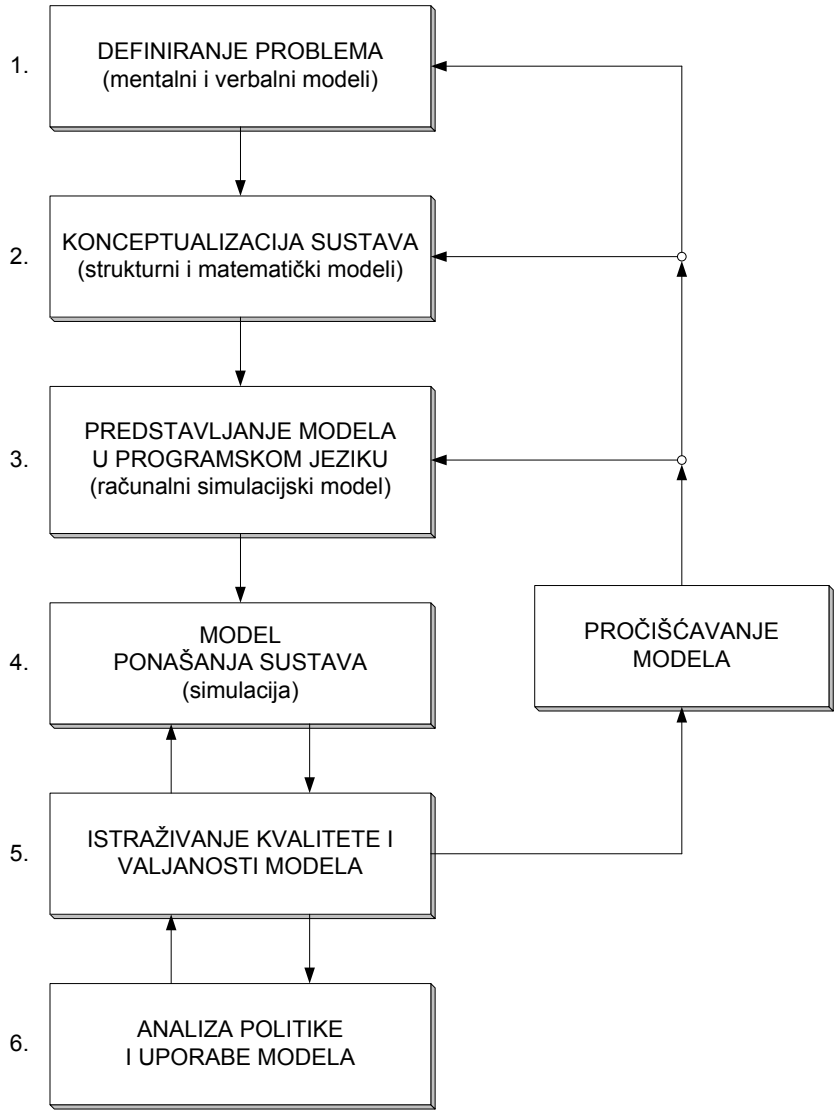
Za sistemsku dinamiku može se reći da je zasad najprogresivnija razina metodološkog alata u sistemskom pristupu razvoj kojega započinje sistemskim inženjerstvom, pa se preko sistemske analize konačno realizira u sistemskoj dinamici.

3.2. Sistemsko dinamičko modeliranje

Proces sistemskoga dinamičkoga simulacijskog modeliranja, koji je shematski predočen na slici 3.1., općenito se sastoji se od šest faza:

1. **Definiranje problema**

   Prva faza izgradnje sistemskoga dinamičkoga simulacijskog modela sastoji se od prepoznavanja i definiranja promatranog sustava s pomoću terminologije koja pripada dotičnom sustavu, to jest izradbe **mentalnog i verbalnog modela**. Pri tome treba imati u vidu tri bitne karakteristike dinamičkih sustava:



Sl. 3.1. Proces sistemskoga dinamičkog modeliranja [93 i 94]

- veličine su vremenski promjenljive,
- sile koje izazivaju ove promjene moraju biti opisane uzročno-posljedično,
- važna uzročno-posljedična djelovanja mogu biti sadržana unutar zatvorenih sustava, to jest povratnih veza.

2. **Konceptualizacija sustava**

   U drugoj fazi izgradnje modela bitno je uočiti i ucrtati najvažnije uzročno--posljedične veze kojih se postojanje u promatranom sustavu sa sigurnošću može utvrditi. Sustav se može predstaviti s pomoću:

   - uzročno-posljedičnog dijagrama ili **strukturnog modela**,
   - dijagrama materijalnih i informacijskih tokova,
   - računalnog dijagrama toka.

   Posebno je važno, poštujući zakonitosti i načela na kojima počivaju međusobni odnosi elemenata sustava, postaviti **matematički model** promatranog sustava.

3. **Predstavljanje modela u simulacijskome programskom jeziku**

   U trećoj fazi procesa postavljanja sistemskoga dinamičkoga modela, razvijeni matematički model potrebno je predstaviti u jednome od računalnih simulacijskih programskih jezika, to jest izraditi **simulacijski model**, kako bi mogao biti unesen u računalo. Raspoloživi programski jezici za sistemsku dinamičku simulaciju su ***DYNAMO*** (DYNAmic MOdelling), ***DYNAMO Professional Plus PDP+***, ***STELLA/iThink*** (Systems Thinking Educational Learning Laboratory with Animation), ***POWERSIM*** (POWERful SIMulation) i ***VENSIM*** (VENtana Systems SIMulation).

4. **Model ponašanja sustava**

   U četvrtoj fazi procesa sistemskoga dinamičkog modeliranja provodi se računalna **simulacija** za determiniranje funkcijske i vremenske ovisnosti varijabla koje egzistiraju unutar promatranoga sustava.

5. **Istraživanje kvalitete i valjanosti modela**

   U petoj fazi treba provesti mnogobrojne testove radi utvrđivanja kvalitete i valjanosti modela. Pri tome se uspoređuju dobiveni rezultati simulacije s eksperimentalnim rezultatima dobivenima na realnom modelu i sa svim raspoloživim relevantnim znanjima o realnome modelu.

6. **Analiza politike i uprabe modela**

   U šestoj, završnoj fazi dinamičkoga simulacijskog modeliranja izgrađeni se model upotrebljava za testiranje alternativnih politika koje bi se mogle ugraditi u model. Provjeravaju se i konačno determiniraju najpovoljniji scenariji, to jest politike upravljanja modelom koji je apstrakt promatranoga realnog sustava.

Postavljanje dinamičkoga matematičkog modela, kao što je već spomenuto, najvažnija je faza u procesu sistemskoga dinamičkog modeliranja promatranog sustava. Modelom se u tehnici općenito naziva materijalni ili simbolični objekt koji zamjenjuje ili predstavlja neki drugi postojeći ili zamišljeni objekt. Osnovni uvjet što ga mora zadovoljiti svaki model jest da se na temelju njegova ponašanja može zaključiti o svojstvima originala. Matematički model jedna je podvrsta svih mogućih tipova simboličnih modela. Može se definirati kao zapis u obliku nekakve matematičke strukture koja je preslik odnosa između procesnih veličina, te geometrijskih i fizikalnih svojstava prostora u kojemu se proces odvija. Također je moguće reći da je matematički model simbolizirana postavka ili hipoteza o načinu na koji će se promatrani proces odvijati, i da je njegovom analizom moguće dobiti odgovore o ponašanju stvarnoga procesa. Dinamički matematički model tehničkog sustava postavlja se teorijskim putem primjenom osnovnih zakona održanja mase, energije i impulsa, fizikalno-kemijskih jednadžaba stanja i fenomenoloških jednadžaba za opis pojava. Osnovne značajke dinamičkoga matematičkog modela su:

- pri postavljanju modela promatranog sustava moraju biti poznati i matematički opisivi svi bitni interni procesi,
- struktura modela proizlazi izravno iz prirodnih zakona i, eventualno, rezultat je neophodnih zanemarivanja i pojednostavnjenja u procesu modeliranja,
- model odražava uzročno-posljedične veze između ulaznih, izlaznih i internih varijabla procesa koji se odvijaju u promatranom sustavu,
- parametri modela izravno su povezani s fizikalnim veličinama i svojstvima,
- model je upotrebljiv za cijelo mnoštvo radnih režima istoga i srodnih sustava,
- model se može postaviti i za sustav koji nije realiziran u praksi, nego je još uvijek u projektnoj fazi, što je nekada od posebnog značenja, primjerice za optimizaciju konstrukcije ili ispitivanje dinamike havarijskih procesa.

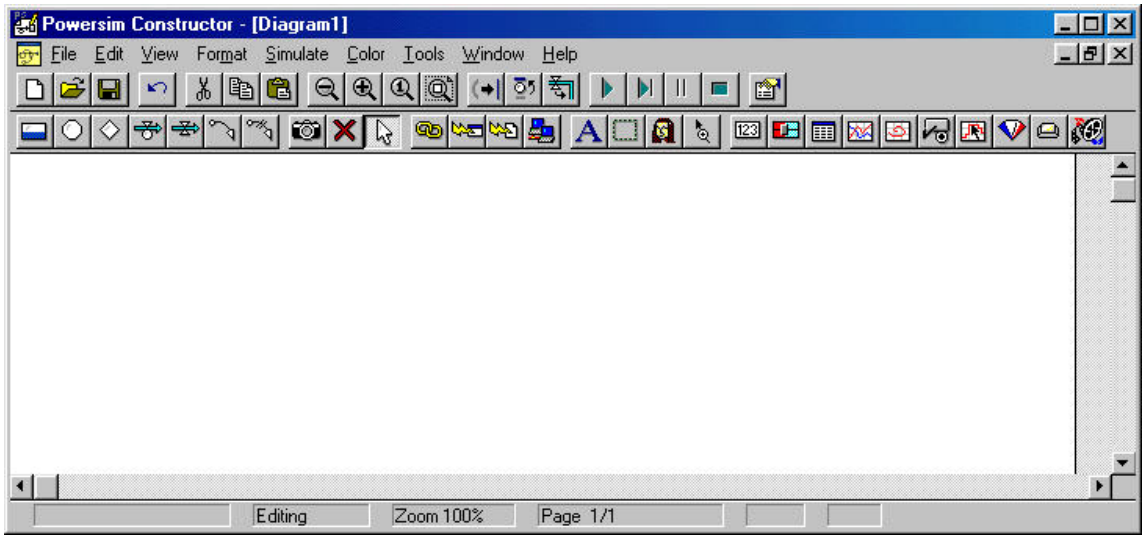
Ovisno o svojstvima promatranog sustava, dinamički matematički modeli mogu biti linearni i nelinearni, kontinuirani i diskretni, stabilni i nestabilni, s usredotočenim i s raspodijeljenim parametrima. Međutim, kada se govori o dinamičkom modelu nekoga

sustava, bitno je istaknuti da nije ispravno misliti samo o jednome mogućem modelu. Riječ je o hijerarhiji modela, počevši od onih dinamički najjednostavnijih, nultog reda, koji opisuju samo stacionarna stanja, do vrlo složenih dinamičkih modela visokoga ili čak, ako je opis izražen parcijalnim diferencijalnim jednadžbama, beskonačno visokoga reda. Na stupanj složenosti modela utječe mnogo čimbenika od kojih su najvažniji svrha uporabe modela i računalno-tehnička, ekonomska i ljudska ograničenja u procesu njegova postavljanja i rješavanja.

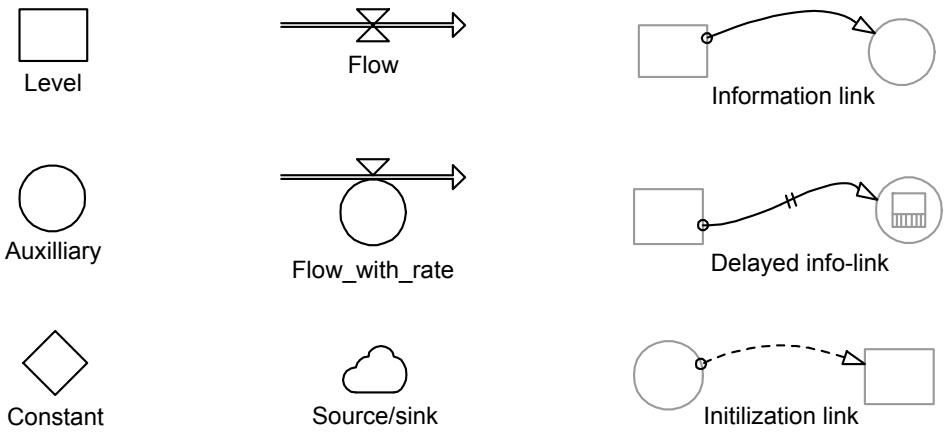
3.3. Osnove programskoga jezika *Powersim*

Računalni simulacijski model brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom predstavljen je u simulacijskom programskom jeziku ***Powersim Constructor*, ver. 2.5d (4002)** [95]. *Powersim* je simulacijski programski paket koji radi u okruženju *MS Windows* i omogućuje vizualno formuliranje dinamičkih simulacijskih modela s pomoću grafičkih objekata. Glavni prozor *Powersima*, prikazan na slici 3.2., tipičan je prozor aplikacije pisane za rad u *MS Windows*.

Grafički objekti s pomoću kojih se konstruiraju simulacijski modeli u *Powersimu* jednaki su originalnima što ih je razvio profesor Forrester. Sastoje se od objekata koji predstavljaju varijable (*level*, *auxiliary* i *constant*) i objekata za njihovo međusobno povezivanje (*flow* i *link*). Osnovni grafički objekti prikazani su na slici 3.3.



Sl. 3.2. Glavni prozor *Powersim Constructora* [95]



Sl. 3.3. Osnovni grafički objekti *Powersima* [95]

Varijabla stanja (*level*) je takav tip varijable koji prikazuje svoju trenutačnu tekuću dinamičku vrijednost. Predstavlja akumulator svih promjena tokova koji ulaze ili izlaze iz te varijable, i izračunava se integriranjem. **Pomoćna varijabla** (*auxiliary*) je tip varijable kojoj se vrijednost dobiva izračunavanjem zadanoga algebarskoga matematičkog izraza. **Konstanta** (*constant*) je tip varijable što sadržava konstantnu vrijednost, koja se ne mijenja tijekom simulacije, i služi za izračunavanje pomoćnih varijabla i tokova s kojima je ona povezana.

Tok (*flow*) je tip objekta koji simbolično predstavlja prenošenje veličina između varijabla stanja. Djeluje na varijable stanja tako da se vrijednosti varijabla stanja mijenjaju pribrajanjem vrijednosti ulaznih tokova, ili oduzimanjem vrijednosti izlaznih tokova tekućim vrijednostima varijabla. **Brzina promjene stanja** (*flow-with-rate*) je tip objekta koji se sastoji od toka povezanoga s varijablom promjene stanja. Predstavlja diferencijalnu jednadžbu i označava veličinu toka. Svaka varijabla koja upravlja tokom naziva se **varijabla promjene stanja** (*rate*) i može biti bilo koji od postojeća tri tipa varijabla, iako je najčešće pomoćna varijabla. **Izvor/ponor toka** (*source/sink*) može biti i izvan promatranoga sustava, što se ilustrira postavljanjem simbola oblačića na jednu ili obje strane strelice toka.

Sl. 3.4. Nedefinirane varijable [95]

Sl. 3.5. Preslikane varijable [95]

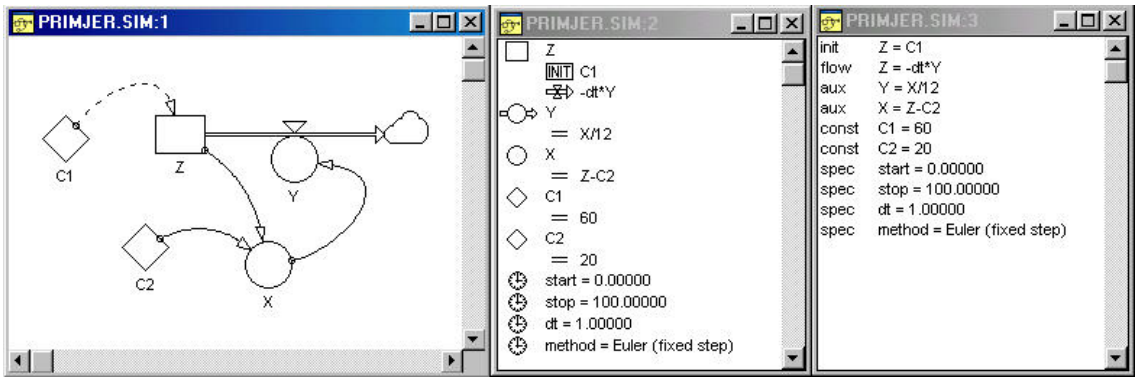
Informacijska veza (*information link*) je objekt koji daje obavijest pomoćnoj varijabli o vrijednosti druge s njom povezane varijable. **Informacijska veza s kašnjenjem** (*delayed info-link*) rabi se samo kada pomoćna varijabla sadržava specijalne funkcije s kašnjenjem. **Veza početne vrijednosti** (*initialization link*) je informacijska veza koja daje obavijest varijabli stanja o njezinoj početnoj vrijednosti potrebnoj za izračunavanje prvog koraka simulacije.

Grafički objekti aktiviraju se izborom odgovarajuće tipke na traci alata u glavnom prozoru *Powersima* (slika 3.2.) ili odgovarajućim odabirom iz izbornika *Tools*. Nakon toga slijedi definiranje svake pojedine varijable, sve na temelju prethodno razvijenoga matematičkog modela. Znak pitanja (?) koji se pojavljuje na simbolima varijabla kao na slici 3.4., označuje da takve varijable nisu definirane ili su pogrešno definirane s obzirom na njihov tip. Ako već prethodno kreirane i definirane varijable treba ponovno upotrijebiti na drugome mjestu u modelu, ne treba ih nanovo kreirati i definirati, nego ih je moguće preslikati na željeno mjesto s pomoću tipke fotografskog aparata koja se nalazi na traci alata. Takve preslikane varijable (*snapshot*) označene su okvirom u kutovima (slika 3.5.) i potpuno su identične izvornima.

Svaka definirana varijabla *Powersima* predstavljena je jednom jednadžbom. U sistemskoj dinamici, to jest u *Powersimu*, postoji pet osnovnih tipova jednadžaba:

1. jednadžbe stanja sustava (*level equations*),
2. jednadžbe promjene stanja sustava (*rate equations*),
3. pomoćne jednadžbe (*auxiliary equations*),
4. jednadžbe konstanta (*constants*),
5. jednadžbe početnih vrijednosti (*initial value equations*).

U svakom trenutku procesa modeliranja *Powersim* omogućuje prikaz simulacijskog modela u obliku dijagrama i/ili u obliku popisa jednadžaba. Na slici 3.6. prikazana su tri radna prozora *Powersima*. U prvome je primjer dijagrama simulacijskog modela (slika 3.6.a), a u sljedeća dva popis jednadžaba istoga simulacijskog modela, i to u simboličnom (slika 3.6.b) i tekstualnom (slika 3.6.c) zapisu.



a **b** **c**

Sl. 3.6. Radni prozori *Powersim Constructora* [95]

Poslije konstruiranja simulacijskog modela, postavljaju se parametri simulacije (vrijeme početka i završetka, korak, metoda integracije) i pokreće se simulacija. Rezultati simulacije mogu se pratiti na samom dijagramu simulacijskog modela za vrijeme simulacije, a mogu se prikazati i u posebnim dinamičkim objektima u obliku dijagrama, numeričkih tablica i različitih oblika grafičkih prikaza.

Novije verzije ovoga simulacijskoga programskog jezika, od ***Powersim Studio 2003*** [96 i 97] do najnovije ***Powersim Studio 8 – Enterprise, Expert, Professional*** ili ***Academic*** [98], imaju jednake grafičke objekte, alate i osnovne elemente.

3.4. Sistemskodinamički pristup testiranju valjanosti modela

Testiranje valjanosti modela jedna je od najvažnijih faza u procesu sistemskoga dinamičkog modeliranja. S obzirom na to da se u modeliranju polazi od pretpostavke da će razvijeni model primjereno zamijeniti realni sustav i da će eksperimenti provedeni na modelu s odgovarajućom podudarnošću zamijeniti skupo, rizično i često neostvarivo eksperimentiranje na realnom sustavu, logičan je zahtjev da se ta pretpostavka mora opravdati. Nositelji odlučivanja i upravljanja realnim sustavom moraju imati povjerenje u služenje modelom kao zamjenom za realni sustav. Budući da je svaki simulacijski model samo simplificiran prikaz realnog sustava i obvezno sadržava određena odstupanja i pogreške, nikada nije moguće potvrditi potpunu valjanost modela. Zbog toga postizanje valjanosti modela zapravo znači postizanje prihvatljivog stupnja

povjerenja u rezultate dobivene pri ispitivanju ponašanja sustava s pomoću simulacijskog modela.

Ima više metoda i postupaka koji su razvijeni kako bi se postigla što veća sigurnost u uporabnu vrijednost razvijenih simulacijskih modela, ali nema univerzalnog koncepta ni originalne procedure koja bi se mogla primijeniti u svim provjerama valjanosti modela. Sistemskodinamički pristup pri izgradnji povjerenja u razvijeni simulacijski model zasniva se na [94]:

- strukturnoj ili konceptualnoj verifikaciji, to jest na provjeri valjanosti pojedinačnih strukturnih ili upravljačkih komponenata modela koje prikazuju analogne dijelove realnog sustava; ova je verifikacija uglavnom kvalitativnoga i misaonog karaktera,
- ispitivanju valjanosti ponašanja, to jest na provjeri koliko zadovoljava postignuti stupanj podudarnosti dinamičkog ponašanja totalnoga generiranog modela s poznatim ili očekivanim ponašanjem cjelokupnoga realnog sustava; ova je verifikacija uglavnom kvantitativnoga i formalnog karaktera.

Veće odstupanje simuliranoga od stvarnoga dinamičkog ponašanja zahtijeva odgovarajuće revidiranje strukture polaznog modela. Pri tome je izmjenom početnih uvjeta i praćenjem odgovarajućeg odziva simulacijskog modela na te izmjene moguće testirati valjanost modela na dva načina:

- testiranjem osjetljivosti modela na male promjene ključnih parametara,
- testiranjem robusnosti modela na namjerno izazvane velike šokove u njegovoj strukturi s pomoću tipičnih testirajućih funkcija (STEP, RAMP, PULSE) ili na druge načine.

Razlikuju se i dvije vrste nedostataka simulacijskog modela i problema koji se zbog njih pojavljuju tijekom računalne simulacije:

- argumenti funkcije mogu poprimiti takve vrijednosti da njezin rezultat bude nedefiniran ili tako velik da se ne može pohraniti u memorijsku lokaciju predviđenu za pohranu rezultata; to su npr. oblici: $x/0$, $\ln(0)$, $\ln(-x)$ i njima slični; pogreške ovog tipa ne zaustavljaju simulaciju, ali se rezultati prikazuju u obliku abnormalnih brojeva ($+?$, $-?$ ili $=?$);
- vrijednosti rezultata simulacije mogu u određenom području postati nestabilne, nekonzistentne, divergentne ili netočne [99 i 100]; na ova svojstva uglavnom utječe izabrana numerička metoda i veličina koraka.

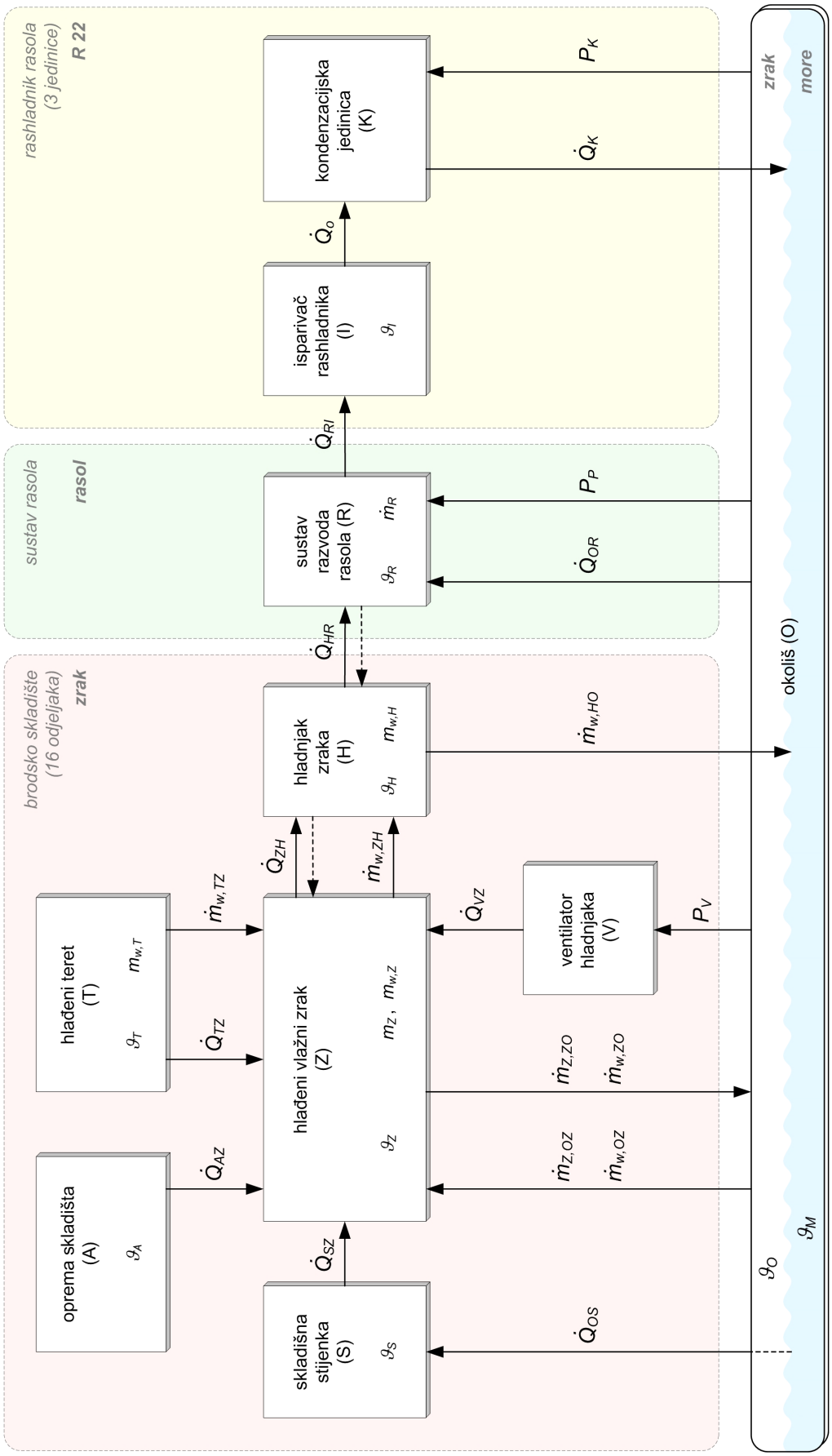
4. MATEMATIČKO MODELIRANJE BRODSKOGA RASHLADNOG SUSTAVA

4.1. Konceptualizacija sustava

Nakon definiranja problema, što je kao prva faza u procesu sistemskoga dinamičkog modeliranja već izvršeno u uvodnom potpoglavlju 1.1., slijedi druga faza – konceptualizacija sustava. Ona obuhvaća razvoj matematičkog modela uz prethodnu izradbu uzročno-posljedičnog dijagrama ili strukturnog modela sustava. Na slici 4.1. predočen je strukturni model brodskoga rashladnog sustava. Cjelokupni sustav razdijeljen je na sljedeće podsustave:

1. brodska skladišna stijenka (S),
2. hlađeni vlažni zrak u skladištu (Z),
3. hlađeni teret (T),
4. oprema brodskoga rashladnog skladišta (A),
5. hladnjak zraka (H),
6. ventilator hladnjaka zraka (V),
7. sustav razvoda rasola (R),
8. isparivač rashladnika rasola (I),
9. kondenzacijska jedinica rashladnika rasola (K),
10. okoliš sustava (O),

za koje će se u nastavku pojedinačno razviti dinamički matematički modeli. Ovo je najvažnija faza u cijelom procesu sistemskoga dinamičkog modeliranja.



Sl. 4.1. Strukturni model brodskoga rashladnog sustava

4.2. Model brodske skladišne stijenke

4.2.1. Opis modela i pretpostavke

Brodska skladišna stijenka je višeslojna ravna stijenka, sastavljena od izolacijskog sloja od mineralne vune ili poliuretana i obloge od čeličnog lima sa svake strane. Jednu stranu stijenke oplakuje okolišni topli zrak i / ili more, a drugu unutarnji hladni zrak. Prema drugom zakonu termodinamike, toplina će neminovno s okolišnog zraka i / ili morske vode prelaziti na unutarnji zrak, što predstavlja toplinsko opterećenje hlađenog prostora, to jest rashladnoga uređaja. Treba postaviti matematički model skladišne stijenke koji opisuje dinamiku temperature unutarnje površine stijenke $\vartheta_{S,u}(t)$ i dinamiku toplinskog opterećenja kroz stijenku $\dot{Q}_{SZ}(t)$ ovisno o promjenama okolišne temperature $\vartheta_O(t)$ i unutarnje temperature zraka $\vartheta_Z(t)$.

Koeficijent prolaska topline za ravnu stijenku k_S, $Wm^{-2}K^{-1}$, može se izračunati prema izrazu:

$$k_S = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{S,v}} + \sum_{i=1}^{n} \dfrac{\delta_i}{\lambda_i} + \dfrac{1}{\alpha_{S,u}}}, \tag{4.1}$$

gdje je: $\alpha_{S,v}$ - koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini stijenke, $Wm^{-2}K^{-1}$;

$\alpha_{S,u}$ - koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj površini stijenke, $Wm^{-2}K^{-1}$;

δ_i - debljina pojedinog sloja stijenke, m;

λ_i - koeficijent toplinske vodljivosti pojedinog sloja stijenke, $Wm^{-1}K^{-1}$;

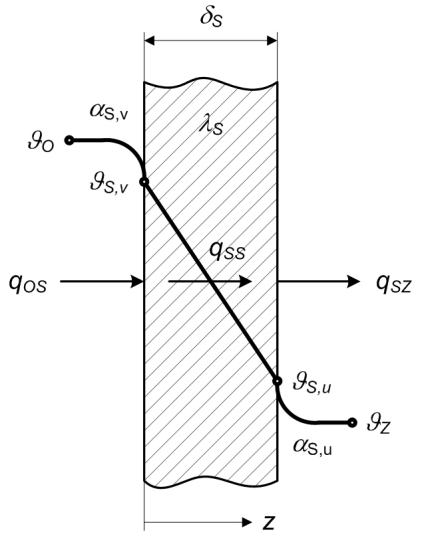
n - broj slojeva.

Zbog male debljine limova u usporedbi s debljinom izolacijskog sloja i zbog velikog koeficijenta toplinske vodljivosti materijala limova u odnosu prema koeficijentu toplinske vodljivosti materijala izolacijskog sloja, skladišna stijenka će se pri postavljanju modela promatrati kao jednoslojna ravna stijenka, kao što je prikazana na slici 4.2., za koju je koeficijent prolaska topline:

$$k_S = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{S,v}} + \dfrac{\delta_S}{\lambda_S} + \dfrac{1}{\alpha_{S,u}}}, \tag{4.2}$$

gdje je: δ_S - debljina izolacijskog sloja stijenke, m;

λ_S - koeficijent toplinske vodljivosti materijala izolacijskog sloja, $Wm^{-1}K^{-1}$.



Sl. 4.2. Jednoslojna ravna stijenka

Osim toga, uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja pri postavljanju matematičkog modela:

- temperatura unutarnje površine stijenke $\vartheta_{S,u}$ jednaka je po cijeloj površini,
- koeficijenti prijelaza topline $\alpha_{S,v}$ i $\alpha_{S,u}$ nisu funkcije temperature,
- koeficijent toplinske vodljivosti λ_S nije funkcija temperature,
- koeficijenti prijelaza topline $\alpha_{S,v}$ i $\alpha_{S,u}$ imaju konstantne vrijednosti,
- stijenka je homogena, konstantnih fizikalnih svojstava,
- promatra se samo provođenje topline u smjeru osi z,
- ne uzima se u obzir prijenos topline zračenjem.

4.2.2. Jednadžba očuvanja energije

Uz uvedene pretpostavke, jednadžba očuvanja energije za skladišnu stijenku bit će:

$$c_S \rho_S A_S \frac{\partial \vartheta_S(z,t)}{\partial t} dz = q_{OS}(t) A_{S,v} - A_S \frac{\partial q_{SS}(z,t)}{\partial z} dz - q_{S,Z}(t) A_{S,u} , \qquad (4.3)$$

gdje je: c_S - specifični toplinski kapacitet materijala stijenke, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

ρ_S - gustoća materijala stijenke, kgm^{-3};

A_S - srednja površina stijenke, m^2;

$A_{S,v}$ - površina vanjske strane stijenke, m^2;

$A_{S,u}$ - površina unutarnje strane stijenke, m^2;

ϑ_S - temperatura stijenke, °C;

t - vrijeme, s;

z - prostorna koordinata, m;

q_{OS} - gustoća toplinskog toka s okolišnog zraka na vanjsku površinu stijenke, Js^{-1}m^{-2};

q_{SS} - gustoća toplinskog toka kroz stijenku, Js^{-1}m^{-2};

q_{SZ} - gustoća toplinskog toka s unutarnje površinu stijenke na zrak u skladištu, Js^{-1}m^{-2}.

Lijeva strana jednadžbe (4.3) predstavlja vremensku promjenu pohranjene energije u stijenci. Prvi član na desnoj strani jednadžbe je toplinski tok koji se iz okolišnog zraka dovodi na vanjsku površinu stijenke:

$$q_{OS}(t)A_{S,v} = \alpha_{S,v}\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_{S,v}(t)\right]A_{S,v}\,, \tag{4.4}$$

a treći je član toplinski tok koji se s unutarnje površine stijenke odvodi zraku u skladištu:

$$q_{SZ}(t)A_{S,u} = \alpha_{S,u}\left[\vartheta_{S,u}(t) - \vartheta_Z(t)\right]A_{S,u}\,, \tag{4.5}$$

gdje je: $\vartheta_{S,v}$ - temperatura vanjske površine stijenke, °C.

Gustoća toplinskog toka kroz stijenku proporcionalna je prostornom gradijentu temperature, i izražava se Fourierovim zakonom:

$$q_{SS}(z,t) = -\lambda_S \frac{\partial \vartheta_S(z,t)}{\partial z}\,, \tag{4.6}$$

pa se srednji član na desnoj strani jednadžbe (3) može pisati u obliku:

$$A_S \frac{\partial q_{SS}(z,t)}{\partial z} dz = -A_S \lambda_S \frac{\partial^2 \vartheta_S(z,t)}{\partial z^2} dz\,. \tag{4.7}$$

Uvrštenjem jednadžaba (4.4), (4.5) i (4.7) u jednadžbu (4.3) i dijeljenjem s $c_S \rho_S A_S dz$, dobiva se:

$$\frac{\partial \vartheta_S(z,t)}{\partial t} = \frac{\alpha_{S,v} A_{S,v}}{c_S \rho_S V_S}\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_{S,v}(t)\right] + \frac{\lambda_S}{c_S \rho_S}\frac{\partial^2 \vartheta_S(z,t)}{\partial z^2} - \frac{\alpha_{S,u} A_{S,u}}{c_S \rho_S V_S}\left[\vartheta_{S,u}(t) - \vartheta_Z(t)\right]. \tag{4.8}$$

Dobivena je linearna nehomogena parabolična parcijalna diferencijalna jednadžba koja predstavlja matematički model promjene temperature skladišne stijenke $\vartheta_S(z,t)$ po prostornoj i po vremenskoj koordinati. S obzirom na to da je za postavljanje cjelokupnog modela potrebno poznavati samo promjenu temperature unutarnje površine stijenke $\vartheta_{S,u}(t)$ po vremenskoj koordinati, prethodno postavljeni model s distribuiranim parametrima transformirat će se u model s usredotočenim parametrima, na način prikazan u nastavku.

Jednadžba (4.8) može se prema [101] općenito pisati u obliku:

$$\frac{\partial \vartheta_S(z,t)}{\partial t} = \frac{\lambda_S}{c_S \rho_S} \frac{\partial^2 \vartheta_S(z,t)}{\partial z^2}, \tag{4.9}$$

s tim da se uvjeti koji vladaju na vanjskoj i unutarnjoj površini stijenke, to jest način na koji stijenka kontaktira sa svojim okolišem, definiraju zadavanjem rubnih uvjeta. Nakon primjene Laplaceove transformacije, uz početni uvjet:

$$\vartheta_S(z,0) = p(z), \qquad 0 < z < \delta_S, \qquad \vartheta_O(t) > \vartheta_Z(t), \tag{4.10}$$

koji opisuje profil temperature po debljini stijenke u trenutku $t = 0$, i uz rubne uvjete:

1. RU: $$\frac{\partial \vartheta_S(0,t)}{\partial z} = \frac{\alpha_{S,v}}{\lambda_S}\left[\vartheta_S(0,t) - \vartheta_O(t)\right], \qquad z = 0, \quad \vartheta_S(0,t) = \vartheta_{S,v}(t), \quad \alpha_S = \alpha_{S,v} \tag{4.11}$$

2. RU: $$\frac{\partial \vartheta_S(\delta_S,t)}{\partial z} = -\frac{\alpha_{S,u}}{\lambda_S}\left[\vartheta_S(\delta_S,t) - \vartheta_Z(t)\right], \quad z = \delta_S, \quad \vartheta_S(\delta_S,t) = \vartheta_{S,u}(t), \quad \alpha_S = \alpha_{S,u} \tag{4.12}$$

dobiva se prema [101] jednadžba koja s pomoću aproksimativnih prijenosnih funkcija predočuje kako toplinski tok s unutarnje površine stijenke prema zraku u skladištu $\dot{Q}_{SZ}(t)$ ovisi o promjenama temperatura okolišnog zraka $\vartheta_O(t)$ i zraka u skladištu $\vartheta_Z(t)$:

$$\dot{\Xi}_{SZ}(s) = \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{T_n} s + 1}\Theta_O(s) - \frac{\mathrm{K}(\mathrm{T_b} s + 1)}{\mathrm{T_n} s + 1}\Theta_Z(s) \tag{4.13}$$

$$\mathrm{T_n} = c_S \rho_S \delta_S \frac{1 + (\alpha_{S,v} + \alpha_{S,u})\dfrac{\delta_S}{2\lambda_S} + \alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S^2}{6\lambda_S^2}}{\alpha_{S,v} + \alpha_{S,u} + \alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S}{\lambda_S}} \tag{4.13.a}$$

$$\mathrm{T_b} = c_S \rho_S \delta_S \left(\frac{1}{\alpha_{S,v}} + \frac{\delta_S}{2\lambda_S} \right) \tag{4.13.b}$$

$$\mathrm{K} = \frac{\alpha_{S,v}\alpha_{S,u}}{\alpha_{S,v} + \alpha_{S,u} + \alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S}{\lambda_S}} A_S \,, \tag{4.13.c}$$

gdje je: $\dot{\Xi}_{SZ}(s)$ - toplinski tok $\dot{Q}_{SZ}$ u kompleksnom području;

$\Theta_O(s)$ - temperatura ϑ_O u kompleksnom području;

$\Theta_Z(s)$ - temperatura ϑ_Z u kompleksnom području.

U jednadžbama je učinjena pretpostavka da je površina preko koje se prenosi toplina na vanjskoj strani stijenke jednaka onoj na unutarnjoj, to jest uzeta je srednja površina stijenke $A_S = A_{S,v} = A_{S,u}$. Ta pretpostavka vrijedi i u nastavku postupka.

Nakon primjene inverzne Laplaceove transformacije, jednadžba (4.13) postaje:

$$\frac{d\dot{Q}_{SZ}(t)}{dt} = \frac{1}{\mathrm{T_n}}\left[\mathrm{K}\,\vartheta_O(t) - \mathrm{K}\,\mathrm{T_b}\frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} - \mathrm{K}\,\vartheta_Z(t) - \dot{Q}_{SZ}(t) \right]. \tag{4.14}$$

Prema jednadžbi (4.5) može se pisati izraz za toplinsko opterećenje $\dot{Q}_{SZ}(t)$, $\mathrm{Js^{-1}}$, hlađenog prostora kroz stijenku skladišta:

$$\dot{Q}_{SZ}(t) = q_{SZ}A_{S,u} = \alpha_{S,u}\left[\vartheta_{S,u}(t) - \vartheta_Z(t)\right]A_{S,u} \,, \tag{4.15}$$

ili:

$$\frac{d\dot{Q}_{SZ}(t)}{dt} = \alpha_{S,u}\left[\frac{d\vartheta_{S,u}(t)}{dt} - \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt}\right]A_{S,u} \,. \tag{4.16}$$

Uvrštavanjem jednadžaba (4.15) i (4.16) u jednadžbu (4.14) i njezinim sređivanjem, dobiva se obična diferencijalna jednadžba koja predstavlja dinamički matematički model promjene temperature unutarnje površine stijenke skladišta $\vartheta_{S,u}(t)$ po vremenskoj koordinati:

$$\frac{d\vartheta_{S,u}(t)}{dt} = \frac{\mathrm{K}}{\mathrm{T_n}A_{S,u}\alpha_{S,u}}\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_Z(t)\right] - \frac{1}{\mathrm{T_n}}\left[\vartheta_{S,u}(t) - \vartheta_Z(t)\right] + \left(1 - \frac{\mathrm{K}\,\mathrm{T_b}}{\mathrm{T_n}A_{S,u}\alpha_{S,u}}\right)\frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} \,. \tag{4.17}$$

Dodatno sređen i napisan u obliku prikladnom za izadbu simulacijskog modela u programskom jeziku *Powersim*, konačni je oblik modela skladišne stijenke s usredotočenim parametrima:

$$\frac{d\vartheta_{S,u}(t)}{dt} = \frac{1}{T_1}\left[K_1\,\vartheta_O(t) - \vartheta_{S,u}(t) + (1-K_1)\,\vartheta_Z(t)\right] + K_2\frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} \tag{4.18}$$

$$T_1 = c_S\rho_S\delta_S\frac{1+(\alpha_{S,v}+\alpha_{S,u})\dfrac{\delta_S}{2\lambda_S}+\alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S^2}{6\lambda_S^2}}{\alpha_{S,v}+\alpha_{S,u}+\alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S}{\lambda_S}} \tag{4.18.a}$$

$$K_1 = \frac{\alpha_{S,v}}{\alpha_{S,v}+\alpha_{S,u}+\alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S}{\lambda_S}} \tag{4.18.b}$$

$$K_2 = \frac{\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S}{2\lambda_S}+\alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S^2}{6\lambda_S^2}}{1+(\alpha_{S,v}+\alpha_{S,u})\dfrac{\delta_S}{2\lambda_S}+\alpha_{S,v}\alpha_{S,u}\dfrac{\delta_S^2}{6\lambda_S^2}}, \tag{4.18.c}$$

gdje je: T_1 - vremenska konstanta, s;

K_1, K_2 - bezdimenzijski koeficijenti pojačanja.

4.3. Model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu

4.3.1. Svojstva vlažnog zraka

Prije postavljanja dinamičkoga matematičkog modela hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, potrebno je, na temelju fizikalnih zakonitosti teorije vlažnog zraka, definirati njegove veličine stanja i druge karakteristične veličine, te njihove međusobne odnose.

Vlažni zrak je mješavina suhog zraka i vodene pare, pa je uobičajeno vlažni zrak iskazivati kao 1 kg suhog zraka + x_Z kg vlage, tj. (1+x_Z) kg vlažnog zraka, gdje je:

$$x_Z = \frac{m_{w,Z}}{m_{s,Z}}, \tag{4.19}$$

gdje je: x_Z - sadržaj vlage u vlažnom zraku, kgkg^{-1};

$m_{w,Z}$ - masa vlage u vlažnom zraku, kg;

$m_{s,Z}$ - masa suhog zraka u vlažnom zraku, kg.

Ista veličina može se izraziti i preko parcijalnog tlaka vodene pare $p_{d,Z}$, Pa, u vlažnom zraku:

$$x_Z = 0{,}62198 \frac{p_{d,Z}}{p_Z - p_{d,Z}}, \tag{4.20}$$

a kad je parcijalni tlak vodene pare jednak tlaku zasićenja $p_{g\,d,Z}$, Pa, za promatranu temperaturu, sadržaj vlage zasićenog vlažnog zraka $x_{g\,Z}$, kgkg^{-1}, bit će:

$$x_{g\,Z} = 0{,}62198 \frac{p_{g\,d,Z}}{p_Z - p_{g\,d,Z}}, \tag{4.21}$$

gdje je: p_Z - ukupni tlak vlažnog zraka, koji se sastoji od parcijalnog tlaka suhog zraka $p_{s,Z}$, Pa, i parcijalnog tlaka vodene pare $p_{d,Z}$, Pa:

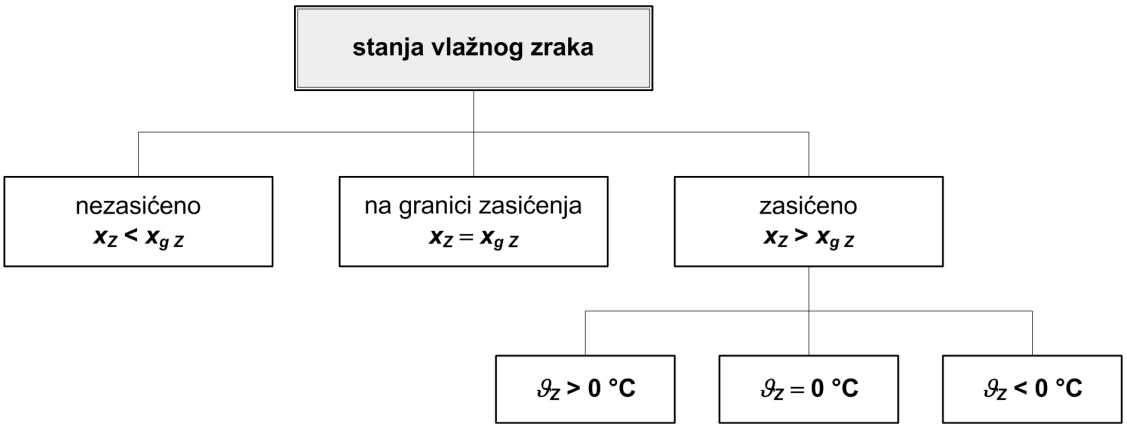
$$p_Z = p_{s,Z} + p_{d,Z}\,. \tag{4.22}$$

Ovisno o vrijednosti sadržaja vlage u zraku x_Z, treba razlikovati nezasićeno i zasićeno stanje vlažnog zraka, kao što je prikazano na slici 4.3.

Parcijalni tlak vodene pare zasićenoga vlažnog zraka $p_{g\,d,Z}$, Pa, ovisno o temperaturi vlažnog zraka T_Z, K, može se izračunati primjenom Hyland-Wexlerove jednadžbe [102]:

$$p_{g\,d,Z}(T_Z) = \exp\left(\frac{C_1}{T_Z} + C_2 + C_3 T_Z + C_4 T_Z^2 + C_5 T_Z^3 + C_6 T_Z^4 + C_7 \ln T_Z\right), \tag{4.23}$$

gdje su C_1 … C_7 koeficijenti, kojih su vrijednosti za različita temperaturna području prikazane u tablici 4.1.



Sl. 4.3. Stanja vlažnog zraka

Tablica 4.1. Koeficijenti Hyland-Wexlerove jednadžbe [102]

	173,15 K < T_Z ≤ 273,15 K	273,15 K < T_Z < 473,15 K
C_1	– 5,674 359 0 E+03	– 5,800 220 6 E+03
C_2	6,392 524 7 E+00	1,391 499 3 E+00
C_3	– 9,677 843 0 E–03	– 4,864 023 9 E–02
C_4	6,221 570 1 E–07	4,176 476 8 E–05
C_5	2,074 782 5 E–09	– 1,445 209 3 E–08
C_6	– 9,484 024 0 E–13	0,000 000 0 E+00
C_7	4,163 501 9 E+00	6,545 967 3 E+00

Relativna vlažnost vlažnog zraka φ_Z je:

$$\varphi_Z = \frac{p_{d,Z}}{p_{g\,d,Z}} . \tag{4.24}$$

Na temelju jednadžaba (4.21) i (4.24) mogu se postaviti korelacije za odnos sadržaja vlage i relativne vlažnosti vlažnog zraka:

$$x_Z = 0{,}62198 \frac{\varphi_Z \, p_{g\,d,Z}}{p_Z - \varphi_Z \, p_{g\,d,Z}} , \tag{4.25}$$

i:

$$\varphi_Z = \frac{x_Z \, p_Z}{(0{,}62198 + x_Z) p_{g\,d,Z}} . \tag{4.26}$$

Za poznatu vrijednost sadržaja vlage x_Z, parcijalni tlak vodene pare $p_{d,Z}$ u vlažnom zraku može se izračunati iz jednadžbe (4.20):

$$p_{d,Z} = \frac{x_Z \, p_Z}{0{,}62198 + x_Z} . \tag{4.27}$$

Specifična entalpija h_Z, Jkg^{-1}, nezasićenoga vlažnog zraka ($x_Z < x_{g\,Z}$) – ako se nulte vrijednosti specifične entalpije suhog zraka i specifične entalpije vode po volji odaberu pri temperaturi od 0 °C – pri temperaturi zraka ϑ_Z, °C, izračunava se s pomoću izraza:

$$h_Z = c_{p\,s,Z} \, \vartheta_Z + x_Z \, (r_{fd} + c_{p\,d} \, \vartheta_Z) , \tag{4.28}$$

a ako je stanje vlažnog zraka na granici zasićenja ($x_Z = x_{g\,Z}$), bit će:

$$h_{g\,Z} = c_{p\,s,Z}\,\vartheta_Z + x_{g\,Z}\,(r_{fd} + c_{p\,d}\,\vartheta_Z)\,, \tag{4.29}$$

gdje je: $c_{p\,s,Z}$ - specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom tlaku, kojemu je vrijednost u temperaturnom području od –50 do +50 °C neprimjetno ovisna o temperaturi, $c_{p\,s,Z} = 1.005$ Jkg^{-1}K^{-1};

$c_{p\,d}$ - specifični toplinski kapacitet pregrijane vodene pare pri konstantnom tlaku, $c_{p\,d} \cong 1.930$ Jkg^{-1}K^{-1};

r_{fd} - specifična toplina isparivanja vode pri 0 °C, $r_{fd} = h'' - h' \cong 2.500.000$ Jkg^{-1}.

Vlažni zrak može biti i zasićen ($x_Z > x_{g\,Z}$), to jest uz $x_{g\,Z}$, kgkg^{-1}, vodene pare može sadržavati i $x_{f,Z}$, kgkg^{-1}, kapljevite vode u obliku kapljica magle, pa čak i $x_{e,Z}$, kgkg^{-1}, snijega ili kristalića leda u obliku ledene magle, pa je specifična entalpija vlažnog zraka tada:

$$h_Z = c_{p\,s,Z}\,\vartheta_Z + x_{g\,Z}\,(r_{fd} + c_{p\,d}\,\vartheta_Z) + x_{f,Z}\,c_f\,\vartheta_Z - x_{e,Z}\left(r_{ef} - c_e\,\vartheta_Z\right), \tag{4.30}$$

gdje je: c_f - specifični toplinski kapacitet vode, $c_f \cong 4.187$ Jkg^{-1}K^{-1};

c_e - specifični toplinski kapacitet leda, $c_e \cong 2.090$ Jkg^{-1}K^{-1};

r_{ef} - specifična toplina kopnjenja leda pri 0 °C, $r_{ef} = 334.000$ Jkg^{-1}.

Uvrštenjem posebnih vrijednosti, prethodna jednadžba postaje:

$$h_Z = 1.005\,\vartheta_Z + x_{g\,Z}\,(2.500.000 + 1.930\,\vartheta_Z) + x_{f,Z}\,4.187\,\vartheta_Z - x_{e,Z}\left(334.000 - 2.090\,\vartheta_Z\right) \tag{4.31}$$

i predstavlja opći izraz za specifičnu entalpiju vlažnog zraka. Treći i četvrti član u jednadžbi (4.31) mogu egzistirati istodobno samo kada je temperatura vlažnog zraka $\vartheta_Z = 0$ °C, jer samo tada u njemu mogu istodobno biti i kapljice vode i kristalići leda. Za više temperature ($\vartheta_Z > 0$ °C) zasićeni vlažni zrak može sadržavati samo paru i kapljevitu vodu, a za niže temperature ($\vartheta_Z < 0$ °C) samo paru i led.

Drugi član u jednadžbi (4.30), ili (4.31), predstavlja specifičnu entalpiju pregrijane pare sadržane u vlažnom zraku, koja je tretirana kao idealni plin, pa njezina specifična entalpija ne ovisi o tlaku, a posebne vrijednosti za r_{fd} i $c_{p\,d}$ uzete su prema [103, 104 i 105]. Preciznijim izračunavanjem specifične entalpije pregrijane pare h_d, Jkg^{-1}, kojoj je temperatura jednaka temperaturi vlažnog zraka T_Z, K, i tlak jednak parcijalnom tlaku vodene pare $p_{d,Z}$, Pa, s pomoću Mollierove jednadžbe [106]:

$$h_d = 2.500.356{,}96 + 1.842{,}192\left(T_Z - 273{,}15\right) + 0{,}27214\left(T_Z - 273{,}15\right)^2 -$$

$$- 5{,}94293\frac{p_{d,Z}}{\left(\frac{T_Z}{100}\right)^{3,1}} - 2{,}91444\cdot 10^{-6}\frac{p_{d,Z}^3}{\left(\frac{T_Z}{100}\right)^{13,5}} + \frac{3.621{,}582}{\left(\frac{T_Z}{100}\right)^{3,1}} + \frac{661{,}5144}{\left(\frac{T_Z}{100}\right)^{13,5}}, \quad (4.32)$$

dobivaju se rezultati koji se za područje temperatura od –50 do +50 °C uz bilo koju relativnu vlažnost vlažnog zraka $0 < \varphi_Z \leq 1$ ne razlikuju više od 0,25%. Ipak, uvrštavanjem korigiranih vrijednosti:

$$r_{fd} = 2.500.357 \text{ Jkg}^{-1}$$

$$c_{p\,d} = 1.830 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

u jednadžbu (4.30) odstupanje rezultata specifične entalpije pregrijane pare u usporedbi s rezultatima dobivenima uz uporabu jednadžbe (4.32) svodi se na manje od 0,05%. Stoga će se u daljnjim razmatranjima za izračunavanje specifične entalpije vlažnog zraka koristiti jednadžbom konačnog oblika:

$$h_Z = 1.005\,\vartheta_Z + x_{g\,Z}\,(2.500.357 + 1.830\,\vartheta_Z) + x_{f,Z}\,c_f\,\vartheta_Z - x_{e,Z}\left(334.000 - c_e\,\vartheta_Z\right), \quad (4.33)$$

u koju će se umjesto konstantnih vrijednosti za c_f i c_e uvrštavati njihove prave (lokalne) vrijednosti ovisne o trenutnoj temperaturi.

Specifična unutarnja energija u_Z, Jkg^{-1}, nezasićenoga vlažnog zraka – ako se, kao i za specifičnu entalpiju, nulte vrijednosti specifične unutarnje energije suhog zraka i specifične unutarnje energije vode proizvoljno odaberu pri temperaturi od 0 °C – pri temperaturi zraka ϑ_Z, °C, izračunava se s pomoću izraza:

$$u_Z = c_{v\,s,Z}\,\vartheta_Z + x_Z\,(\rho_{fd} + c_{v\,d}\,\vartheta_Z)\,, \quad (4.34)$$

a ako je vlažni zrak zasićen:

$$u_{g\,Z} = c_{v\,s,Z}\,\vartheta_Z + x_{g\,Z}\,(\rho_{fd} + c_{v\,d}\,\vartheta_Z)\,, \quad (4.35)$$

gdje je: $c_{v\,s,Z}$ - specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom volumenu, kojemu je vrijednost u temperaturnom području od –50 do +50 °C neprimjetno ovisna o temperaturi, $c_{v\,s,Z} = c_{p\,s,Z} - R_{s,Z} = 718$ Jkg^{-1}K^{-1};

$R_{s,Z}$ - plinska konstanta suhog zraka, $R_{s,Z} = 287{,}055$ Jkg^{-1}K^{-1};

$c_{v\,d}$ - specifični toplinski kapacitet pregrijane vodene pare pri konstantnom volumenu, $c_{v\,d} = c_{p\,d} - R_d = 1.368{,}48$ Jkg^{-1}K^{-1};

R_d - plinska konstanta pregrijane vodene pare, $R_d = 461{,}52$ Jkg^{-1}K^{-1};

ρ_{fd} - specifična unutarnja (latentna) toplina isparivanja vode pri 0 °C, $\rho_{fd} = 2.374.358$ Jkg^{-1}, kojoj se vrijednost izračunava na temelju definicije specifične entalpije:

$$h = u + pv\,, \tag{4.36}$$

to jest s pomoću izraza:

$$\rho_{fd} = u'' - u' = r_{fd} - p\,(v''-v'). \tag{4.37}$$

Uvrštenjem posebnih vrijednosti, jednadžba (4.35) postaje:

$$u_Z = 718\,\vartheta_Z + x_{g\,Z}\,(2.374.358 + 1.368{,}48\,\vartheta_Z)\,. \tag{4.38}$$

Gustoća vlažnog zraka ρ_Z, kgm^{-3}, za koji je poznata temperatura T_Z, K, ukupni tlak p_Z, Pa, i sadržaj vlage x_Z, kgkg^{-1}, izračunava se na temelju jednadžbe stanja idealnog plina s pomoću izraza:

$$\rho_Z = \frac{p_Z}{(287{,}055 + x_Z\,461{,}52)T_Z}\,. \tag{4.39}$$

Promjena parcijalnog tlaka vodene pare zasićenoga vlažnog zraka – jednadžba (4.23) – po njegovoj temperaturi opisuje se izrazom:

$$\frac{dp_{g\,d,Z}(T_Z)}{dT_Z} = \left(-\frac{C_1}{T_Z^2} + C_3 + 2C_4T_Z + 3C_5T_Z^2 + 4C_6T_Z^3 + \frac{C_7}{T_Z}\right)\cdot$$
$$\cdot\exp\left(\frac{C_1}{T_Z} + C_2 + C_3T_Z + C_4T_Z^2 + C_5T_Z^3 + C_6T_Z^4 + C_7\ln T_Z\right), \tag{4.40}$$

koji se može pisati i u kraćem obliku kao:

$$\frac{dp_{g\,d,Z}(T_Z)}{dT_Z} = \left(-\frac{C_1}{T_Z^2} + C_3 + 2C_4T_Z + 3C_5T_Z^2 + 4C_6T_Z^3 + \frac{C_7}{T_Z}\right)p_{g\,d,Z}(T_Z)\,. \tag{4.41}$$

Vodena para koja se nalazi u vlažnom zraku je pregrijana para. Na temelju jednadžbe stanja idealnog plina, masa vodene pare $m_{g\,d,Z}$, kg, u zasićenom vlažnom zraku je:

$$m_{g\,d,Z}(T_Z) = \frac{p_{g\,d,Z}(T_Z)\,V_Z}{R_d\,T_Z}\,, \tag{4.42}$$

a njezina promjena po vremenskoj koordinati bit će:

$$\frac{dm_{g\,d,Z}(T_Z)}{dt} = \frac{V_Z}{R_d}\left[\frac{dp_{g\,d,Z}(T_Z)}{dT_Z}\frac{dT_Z}{dt}\frac{1}{T_Z} - \frac{p_{g\,d,Z}(T_Z)}{T_Z^2}\frac{dT_Z}{dt}\right], \tag{4.43}$$

to jest:

$$\frac{dm_{g\,d,Z}(T_Z)}{dt} = \frac{V_Z}{R_d\,T_Z}\left[\frac{dp_{g\,d,Z}(T_Z)}{dT_Z} - \frac{p_{g\,d,Z}(T_Z)}{T_Z}\right]\frac{dT_Z}{dt}, \tag{4.44}$$

gdje je: V_Z - volumen vlažnog zraka, m^3.

Uvrsti li se jednadžba (4.41) u jednadžbu (4.44), dobiva se:

$$\frac{dm_{g\,d,Z}(T_Z)}{dt} = \frac{p_{g\,d,Z}(T_Z)\,V_Z}{R_d\,T_Z}\left(-\frac{C_1}{T_Z^2} + C_3 + 2C_4T_Z + 3C_5T_Z^2 + 4C_6T_Z^3 + \frac{C_7 - 1}{T_Z}\right)\frac{dT_Z}{dt}. \tag{4.45}$$

4.3.2. Opis modela i pretpostavke

Hlađeni zrak u skladištu je vlažni zrak koji cirkulira oko tereta, osiguravajući jednoliku raspodjelu temperature u skladištu. Hlađeni vlažni zrak istodobno je u neposrednom dodiru sa skladišnom stijenkom, opremom u skladištu, površinom hladnjaka zraka i površinom samog tereta, kao što se vidi iz strukturnog modela na slici 4.1. Na taj način dolazi do procesa izmjene topline i mase između vlažnog zraka i komponenata sustava koje su s njim u dodiru.

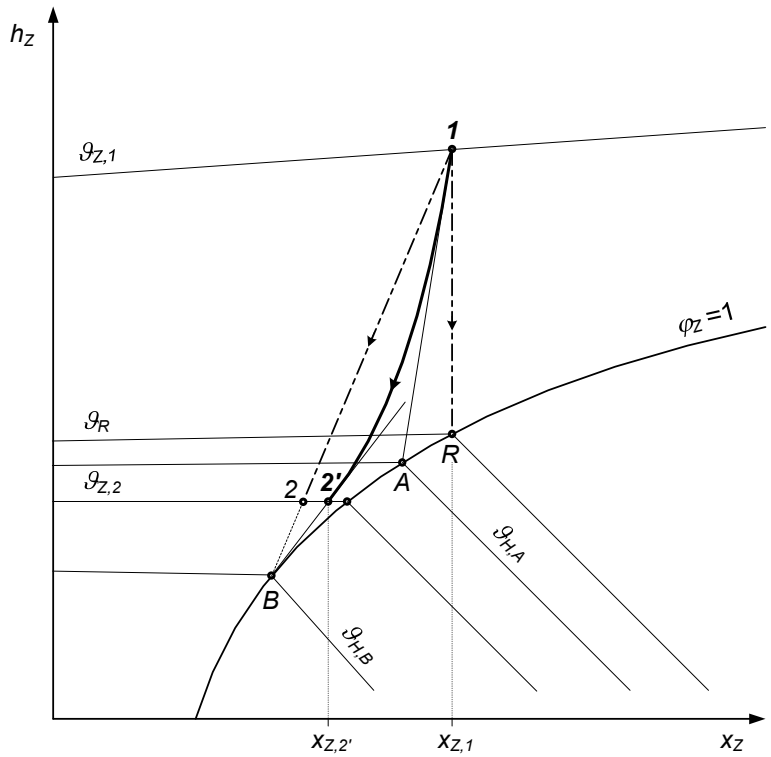
Strujanjem vlažnog zraka kroz hladnjak zraka ostvaruje se njegovo hlađenje. Analizirajući promjenu stanja vlažnog zraka pri općenitom procesu hlađenja, mogu se uočiti tri slučaja, koja su prikazana u Mollierovu *h, x* - dijagramu na slici 4.4. Ako je temperatura površine hladnjaka viša od temperature rosišta za stanje ulaznog zraka, $\vartheta_H > \vartheta_R$ prema oznakama na slici 4.4., sadržaj vlage u zraku se ne mijenja, površina hladnjaka ostaje suha i, uz uvjet idealnog miješanja, promjena stanja vlažnog zraka odvija se po pravcu $\overline{1R}$.

Ako je temperatura površine hladnjaka posvuda jednaka, ali je niža od temperature rosišta za stanje ulaznog zraka, $\vartheta_{H,B} < \vartheta_R$, na vanjskoj površini cijevi hladnjaka dolazi do izlučivanja vlage i kondenzacije vodene pare iz vlažnog zraka, pa je površina hladnjaka ovlažena. Na taj način smanjuje se sadržaj vlage u izlaznom

zraku, pa se vlažni zrak prolaskom kroz hladnjak hladi i suši. Vlažni zrak koji je u neposrednom dodiru s okvašenom površinom hladnjaka, zasićen je (stanje *B*) i miješa se s osnovnom strujom (stanje *1*). Prema pravilu adijabatskog miješanja, stanja izlaznoga vlažnog zraka nalazit će se na pravcu miješanja $\overline{1B}$, s konačnim stanjem u točki *2*.

Za slučaj kada temperatura površine hladnjaka zraka nije posvuda jednaka, što odgovara stvarnim uvjetima, promjena stanja vlažnog zraka bit će predočena krivuljom *12'*. Tangenta na krivulju *12'* u točki *1* (stanje ulaznog zraka) prolazi kroz točku *A*, koja na liniji zasićenja odgovara najvišoj temperaturi hladnjaka $\vartheta_{H,A}$, a tangenta na krivulju *12'* u točki *2'* (stanje izlaznog zraka) prolazi kroz točku *B*, koja na liniji zasićenja odgovara najnižoj temperaturi hladnjaka $\vartheta_{H,B}$. Sva stanja na površini hladnjaka nalaze se na liniji zasićenja između krajnjih točaka *A* i *B*, i određena su tangentama na krivulju *12'*. Za precizno definiranje oblika krivulje *12'* potrebno je poznavati uvjete prijelaza topline, uvjete strujanja i protočne količine vlažnog zraka i radne tvari, te konstrukciju samog hladnjaka zraka.

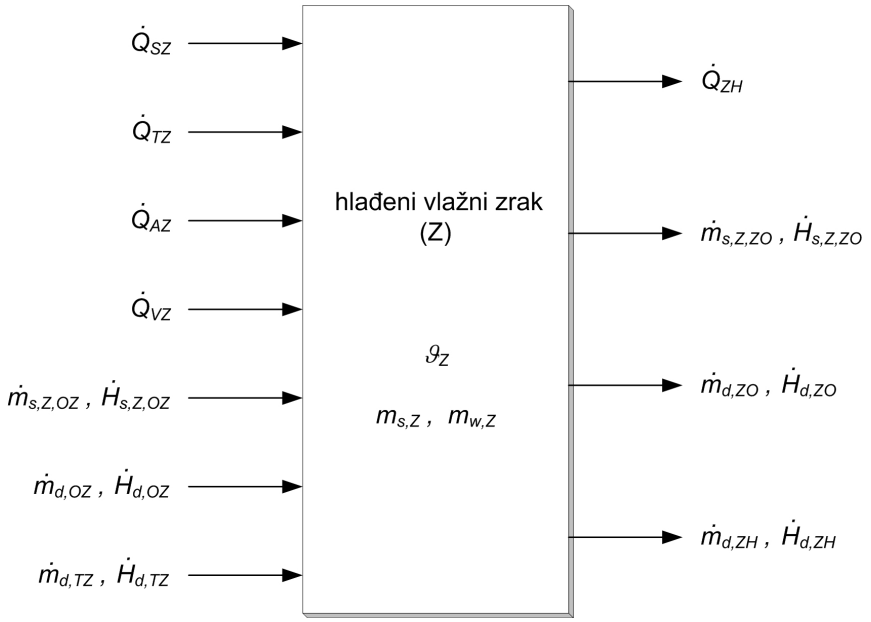
U odnosu prema prethodno opisanoj promjeni stanja vlažnog zraka pri općenitom procesu hlađenja, promjena stanja vlažnog zraka u skladištu odvija se uz



Sl. 4.4. Promjena stanja vlažnog zraka pri hlađenju [107]

istodobne dodatne procese izmjene topline i mase. Stoga treba postaviti dinamički matematički model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu kojim će se opisati dinamika temperature zraka $\vartheta_Z(t)$ i dinamika sadržaja vlage $x_Z(t)$, to jest relativne vlažnosti zraka $\varphi_Z(t)$, ovisno o svim parametrima što utječu na njegove promjene stanja, a koji su prikazani u strukturnom modelu na slici 4.5. Pri postavljanju modela uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- temperatura hlađenog zraka ϑ_Z jednoliko je raspodijeljena u cijelom prostoru skladišta,
- suhi zrak i pregrijana vodena para u vlažnom zraku tretiraju se kao idealni plinovi,
- promjena stanja vlažnog zraka odvija se pri konstantnom volumenu,
- parcijalni tlak suhog zraka $p_{s,Z}$ u vlažnom zraku mijenja se po zakonu izohorne promjene stanja idealnog plina,
- masa suhog zraka koji zbog propuštanja skladišta izlazi u okoliš $\dot{m}_{s,Z,ZO}$ jednaka je masi suhog zraka koji iz okoliša prodire u skladište $\dot{m}_{s,Z,OZ}$, pa je masa suhog zraka u skladištu $m_{s,Z}$ konstantna,
- zanemaruju se maseni tokovi one količine vlage koja se u vlažnom zraku nalazi u obliku vodene ili ledene magle,
- specifični toplinski kapaciteti suhog zraka $c_{p\,s,Z}$ i $c_{v\,s,Z}$ i pregrijane vodene pare $c_{p\,d}$ i $c_{v\,d}$ imaju konstantne vrijednosti.



Sl. 4.5. Strukturni model hlađenoga vlažnog zraka

4.3.3. Jednadžbe očuvanja energije i mase

Matematički model zasniva se na bilancama energije i mase. Jednadžba očuvanja energije hlađenoga vlažnog zraka u skladištu može se pisati u obliku:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = \dot{Q}_{Z,rez}(t) + \dot{H}_{s,Z,rez}(t) + \dot{H}_{d,Z,rez}(t), \tag{4.46}$$

gdje je: U_Z - unutarnja energija vlažnog zraka, J;

$\dot{Q}_{Z,rez}$ - rezultanta svih toplinskih tokova kojima je izložen vlažni zrak u skladištu, Js^{-1};

$\dot{H}_{s,Z,rez}$ - rezultanta svih entalpijskih tokova suhog zraka u smjesi vlažnog zraka, Js^{-1};

$\dot{H}_{d,Z,rez}$ - rezultanta svih entalpijskih tokova vodene pare u smjesi vlažnog zraka, Js^{-1}.

Lijeva strana jednadžbe (4.46) predstavlja vremensku promjenu unutarnje energije pohranjene u vlažnom zraku, i može se izraziti kao:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = m_{s,Z}(t)\frac{du_{s,Z}(t)}{dt} + u_{s,Z}(t)\frac{dm_{s,Z}(t)}{dt} + m_{w,Z}(t)\frac{du_{w,Z}(t)}{dt} + u_{w,Z}(t)\frac{dm_{w,Z}(t)}{dt}. \tag{4.47}$$

S obzirom na pretpostavku o konstantnoj masi suhe komponente vlažnog zraka, prethodna jednadžba postaje:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = m_{s,Z}\frac{du_{s,Z}(t)}{dt} + m_{w,Z}(t)\frac{du_{w,Z}(t)}{dt} + u_{w,Z}(t)\frac{dm_{w,Z}(t)}{dt}, \tag{4.48}$$

gdje je: $m_{s,Z}$ - masa suhog zraka u vlažnom zraku, kg;

$m_{w,Z}$ - masa vlage u vlažnom zraku, kg;

$u_{s,Z}$ - specifična unutarnja energija suhog zraka, Jkg^{-1}:

$$u_{s,Z} = c_{v\,s,Z}\,\vartheta_Z; \tag{4.49}$$

$u_{w,Z}$ - specifična unutarnja energija vlage, Jkg^{-1}, koja se u nezasićenom vlažnom zraku sva nalazi u obliku pregrijane pare, pa je:

$$u_{w,Z} = u_{d,Z} = \rho_{fd} + c_{v\,d}\,\vartheta_Z. \tag{4.50}$$

S obzirom na činjenicu da se sva vlaga sadržana u nezasićenome vlažnom zraku nalazi u obliku pregrijane vodene pare, treba pisati:

$$m_{w,Z}(t) = m_{d,Z}(t), \tag{4.51}$$

pa jednadžba (4.48), nakon uvrštavanja izraza (4.49), (4.50) i (4.51), postaje:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + m_{d,Z}(t)\, c_{v\,d} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\, \vartheta_Z(t)\right] \frac{dm_{d,Z}(t)}{dt}. \tag{4.52}$$

Rezultanta svih toplinskih tokova $\dot{Q}_{Z,rez}(t)$ kojima je izložen hlađeni vlažni zrak je zbroj svih toplinskih opterećenja vlažnog zraka u skladištu, i može se izraziti na sljedeći način:

$$\dot{Q}_{Z,rez}(t) = \dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t), \tag{4.53}$$

gdje je: $\dot{Q}_{SZ}$ - toplinsko opterećenje kroz stijenku skladišta, Js^{-1};

$\dot{Q}_{TZ}$ - toplinsko opterećenje od hlađenog tereta, Js^{-1};

$\dot{Q}_{AZ}$ - toplinsko opterećenje od opreme skladišta, Js^{-1};

$\dot{Q}_{VZ}$ - toplinsko opterećenje od ventilatora isparivača, Js^{-1};

$\dot{Q}_{ZH}$ - toplinski tok s hlađenog zraka na površinu hladnjaka, Js^{-1}.

Zbog pretpostavke o konstantnoj masi suhe komponente vlažnog zraka, jednadžba očuvanja mase suhog zraka je:

$$\frac{dm_{s,Z}(t)}{dt} = \dot{m}_{s,Z,OZ}(t) - \dot{m}_{s,Z,ZO}(t) = 0, \tag{4.54}$$

dok se masena bilanca vlage u smjesi nezasićenoga vlažnog zraka, dakle masena bilanca pregrijane pare, može izraziti jednadžbom:

$$\frac{dm_{d,Z}(t)}{dt} = \dot{m}_{d,Z}(t) = \dot{m}_{d,TZ}(t) + \dot{m}_{d,OZ}(t) - \dot{m}_{d,ZO}(t) - \dot{m}_{d,ZH}(t), \tag{4.55}$$

gdje je: $\dot{m}_{s,Z,OZ}$ - maseni tok suhog zraka koji iz okoliša prodire u skladište, kgs^{-1};

$\dot{m}_{s,Z,ZO}$ - maseni tok suhog zraka koji iz skladišta izlazi u okoliš, kgs^{-1};

$\dot{m}_{d,Z}$ - dinamika mase vodene pare sadržane u nezasićenome vlažnom zraku, kgs^{-1};

$\dot{m}_{d,TZ}$ - maseni tok ishlapljene vlage s površine hlađenog tereta u zrak, kgs^{-1};

$\dot{m}_{d,OZ}$ - maseni tok vodene pare koja iz okoliša prodire u skladište, kgs^{-1};

$\dot{m}_{d,ZO}$ - maseni tok vodene pare koja iz skladišta izlazi u okoliš, kgs^{-1};

$\dot{m}_{d,ZH}$ - maseni tok vodene pare iz hlađenog zraka na površinu hladnjaka, kgs^{-1}.

Pri tome, na temelju jednadžbe (4.55) dade se odrediti trenutačna količina vlage, to jest vodene pare, u nezasićenome vlažnom zraku:

$$m_{d,Z}(t) = m_{d,Z}(t_0) + \int_{t_0}^{t} \left[\dot{m}_{d,TZ}(t) + \dot{m}_{d,OZ}(t) - \dot{m}_{d,ZO}(t) - \dot{m}_{d,ZH}(t)\right] dt \,. \tag{4.56}$$

Uz masene tokove suhog zraka i vodene pare vezani su i njihovi entalpijski tokovi. Rezultanta svih entalpijskih tokova suhog zraka u smjesi vlažnog zraka je:

$$\dot{H}_{s,Z,rez}(t) = \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, h_{s,Z,O} - \dot{m}_{s,Z,ZO}(t)\, h_{s,Z,Z} \,, \tag{4.57}$$

a rezultanta svih entalpijskih tokova vodene pare u smjesi vlažnog zraka je:

$$\dot{H}_{d,Z,rez}(t) = \dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \dot{m}_{d,ZO}(t)\, h_{d,Z} - \dot{m}_{d,ZH}(t)\, h_{d,Z} \,, \tag{4.58}$$

gdje je: $h_{s,Z,O}$ - specifična entalpija suhog zraka u okolišnom zraku, Jkg^{-1}:

$$h_{s,Z,O} = c_{p\,s,Z}\, \vartheta_O \,; \tag{4.59}$$

$h_{s,Z,Z}$ - specifična entalpija suhog zraka u hlađenom vlažnom zraku zraku, Jkg^{-1}:

$$h_{s,Z,Z} = c_{p\,s,Z}\, \vartheta_Z \,; \tag{4.60}$$

$h_{d,T}$ - specifična entalpija vodene pare na površini hlađenog tereta, Jkg^{-1};

$h_{d,O}$ - specifična entalpija vodene pare u okolišnom zraku, Jkg^{-1};

$h_{d,Z}$ - specifična entalpija vodene pare u hlađenome vlažnom zraku, Jkg^{-1}.

Ako se uvrste jednadžbe (4.59) i (4.60), jednadžba (4.57) postaje:

$$\dot{H}_{s,Z,rez}(t) = \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, c_{p\,s,Z} \left[\vartheta_O(t) - \vartheta_Z(t)\right]. \tag{4.61}$$

Uvrste li se jednadžbe (4.52), (4.53), (4.61) i (4.58) u jednadžbu (4.46), dobiva se jedinstvena jednadžba očuvanja energije i mase:

$$m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + m_{d,Z}(t)\, c_{v\,d} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\, \vartheta_Z(t)\right] \dot{m}_{d,Z}(t) =$$
$$= \dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t) + \tag{4.62}$$
$$+ \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, c_{p\,s,Z} \left[\vartheta_O(t) - \vartheta_Z(t)\right] + \dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \left[\dot{m}_{d,ZO}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\right] h_{d,Z}\,,$$

a iz nje izraz koji opisuje dinamiku temperature hlađenoga nezasićenoga vlažnog zraka $\vartheta_Z(t)$ u skladištu:

$$\frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t) + \dot{m}_{s,Z,OZ}(t) c_{p\,s,Z}\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_Z(t)\right]}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{d,Z}(t)\, c_{v\,d}} +$$
$$+ \frac{\dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \left[\dot{m}_{d,ZO}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\right] h_{d,Z} - \dot{m}_{d,Z}(t)\left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\, \vartheta_Z(t)\right]}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{d,Z}(t)\, c_{v\,d}}. \tag{4.63}$$

Znajući sada trenutačnu temperaturu nezasićenoga vlažnog zraka $\vartheta_Z(t)$, °C, ili $T_Z(t)$, K, prema jednadžbi (4.63), i trenutačnu masu vodene pare u vlažnom zraku $m_{d,Z}(t)$, kg, prema jednadžbi (4.56), trenutačni parcijalni tlak vodene pare u vlažnom zraku $p_{d,Z}(t)$, Pa, izračunava se na temelju jednadžbe stanja idealnog plina s pomoću izraza:

$$p_{d,Z}(t) = \frac{m_{d,Z}(t)\, R_d\, T_Z(t)}{V_Z}\,. \tag{4.64}$$

Uvrsti li se prethodna jednadžba u jednadžbu (4.24), dobiva se izraz za izračunavanje trenutačne relativne vlažnosti zraka u skladištu $\varphi_Z(t)$:

$$\varphi_Z(t) = \frac{m_{d,Z}(t)\, R_d\, T_Z(t)}{V_Z\, p_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}\,, \tag{4.65}$$

a onda je na temelju jednadžbe (4.25) moguće odrediti i trenutačni sadržaj vlage zraka $x_Z(t)$, kgkg^{-1}, prema izrazu:

$$x_Z(t) = 0{,}62198 \frac{\varphi_Z(t)\, p_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}{p_Z(t) - \varphi_Z(t)\, p_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}\,. \tag{4.66}$$

Pretpostavljena dinamika parcijalnog tlaka suhog zraka $p_{s,Z}(t)$, Pa, u vlažnom zraku, koja se odvija po zakonu izohorne promjene stanja, izračunava se prema jednadžbi stanja idealnog plina s pomoću izraza:

$$\frac{dp_{s,Z}(t)}{dt} = \frac{m_{s,Z} R_{s,Z}}{V_Z} \frac{dT_Z(t)}{dt}, \tag{4.67}$$

pa je njegova trenutačna vrijednost:

$$p_{s,Z}(t) = p_{s,Z}(t_0) + \int_{t_0}^{t} \frac{m_{s,Z} R_{s,Z}}{V_Z} \frac{dT_Z(t)}{dt} dt. \tag{4.68}$$

Konačno, trenutačna vrijednost ukupnog tlaka hlađenoga vlažnog zraka u skladištu $p_Z(t)$, Pa, dobiva se prema jednadžbi (4.22), to jest:

$$p_Z(t) = p_{s,Z}(t) + p_{d,Z}(t). \tag{4.69}$$

Na taj način, jednadžbama (4.63), (4.65) i (4.66) postavljen je dinamički matematički model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, koji opisuje vremenske promjene temperature $\vartheta_Z(t)$, te relativne vlažnosti $\varphi_Z(t)$ i sadržaja vlage $x_Z(t)$ zraka, ali samo u nezasićenom području. Poradi toga postavljeni model treba modificirati kako bi se njime mogle opisati spomenute promjene vlažnog zraka i u zasićenom području.

4.3.4. Modifikacija modela radi opisa faznih promjena

Poveća li se masa vodene pare u vlažnom zraku $m_{d,Z}(t)$ iznad njezine granične vrijednosti $m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)$, tako da je $\boldsymbol{x_Z \geq x_{g\,Z}}$, dolazi do kondenzacije i / ili resublimacije vodene pare i do pojave vodene i / ili ledene magle, ovisno o vrijednosti temperature zraka $\vartheta_Z(t)$.

Ako je temperatura zraka $\boldsymbol{\vartheta_Z(t) > 0}$ **°C**, vlaga u zasićenome vlažnom zraku nalazit će se u obliku pregrijane vodene pare i vodene magle, pa umjesto jednadžbe (4.51) treba pisati:

$$m_{w,Z}(t) = m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z) + m_{f,Z}(t), \tag{4.70}$$

iz čega slijedi:

$$\frac{dm_{w,Z}(t)}{dt} = \frac{dm_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}{dt} + \frac{dm_{f,Z}(t)}{dt}, \tag{4.71}$$

gdje je: $m_{f,Z}$ - masa kapljevite vode u obliku kapljica magle u vlažnom zraku, kg.

Unutarnja energija vlažnog zraka sastoji se od unutarnje energije suhog zraka i od unutarnje energije vlage, pa njezinu derivaciju treba izraziti kao:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \frac{dU_{w,Z}(\vartheta_Z)}{dt}, \tag{4.72}$$

gdje je: $U_{w,Z}$ - unutarnja energija vlage sadržane u vlažnom zraku, pri danoj temperaturi $\vartheta_Z(t)$ vlažnog zraka, J.

Uzimajući u obzir strukturu vlage na temelju jednadžbe (4.70), unutarnja energija vlage bit će:

$$U_{w,Z}(\vartheta_Z) = m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\,\vartheta_Z(t)\right] + m_{f,Z}(t)\, c_f\, \vartheta_Z(t), \tag{4.73}$$

pa je njezina derivacija po vremenskoj koordinati:

$$\frac{dU_{w,Z}(\vartheta_Z)}{dt} = \frac{dm_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}{dt}\left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\,\vartheta_Z(t)\right] + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \\ + \frac{dm_{f,Z}(t)}{dt} c_f\, \vartheta_Z(t) + m_{f,Z}(t)\, c_f \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt}. \tag{4.74}$$

Ako se jednadžba (4.74) uvrsti u jednadžbu (4.72), dobiva se konačan izraz za promjenu unutarnje energije vlažnoga zraka:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \frac{dm_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}{dt}\left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\,\vartheta_Z(t)\right] + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \\ + \frac{dm_{f,Z}(t)}{dt} c_f\, \vartheta_Z(t) + m_{f,Z}(t)\, c_f \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt}, \tag{4.75}$$

koji sada, umjesto jednadžbe (4.52), predstavlja lijevu stranu jednadžbe (4.46). Uvrste li se jednadžbe (4.75), (4.53), (4.61) i (4.58) u jednadžbu (4.46), nastaje jedinstvena jednadžba očuvanja energije i mase:

$$m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \frac{dm_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}{dt}\left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\,\vartheta_Z(t)\right] + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} + \frac{dm_{f,Z}(t)}{dt} c_f\, \vartheta_Z(t) + \\ + m_{f,Z}(t)\, c_f \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} = \dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{PZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t) + \\ + \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, c_{p\,s,Z}\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_Z(t)\right] + \dot{m}_{d,PZ}(t)\, h_{d,P} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \left[\dot{m}_{d,ZO}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\right] h_{d,Z}, \tag{4.76}$$

a iz nje slijedi izraz koji, umjesto izraza (4.63), opisuje dinamiku temperature hlađenoga zasićenoga vlažnog zraka s viškom vlage u obliku kapljevine u temperaturnom područje $\vartheta_Z(t) > 0$ °C:

$$\frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t) + \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, c_{p\,s,Z}\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_Z(t)\right]}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} + m_{f,Z}(t)\, c_f} +$$
$$+ \frac{\dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \left[\dot{m}_{d,ZO}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\right] h_{d,Z}}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} + m_{f,Z}(t)\, c_f} +$$
$$+ \frac{-\dot{m}_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\left[\rho_{fd} + c_{v\,d}\, \vartheta_Z(t)\right] - \dot{m}_{f,Z}(t)\, c_f\, \vartheta_Z(t)}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} + m_{f,Z}(t)\, c_f}\,. \tag{4.77}$$

Ako je temperatura zraka $\vartheta_Z(t) < 0$ **°C**, vlaga u zasićenome vlažnom zraku nalazi se u obliku pregrijane vodene pare i ledene magle, pa umjesto jednadžbe (4.51) treba pisati:

$$m_{w,Z}(t) = m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z) + m_{e,Z}(t), \tag{4.78}$$

iz čega slijedi:

$$\frac{dm_{w,Z}(t)}{dt} = \frac{dm_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)}{dt} + \frac{dm_{e,Z}(t)}{dt}, \tag{4.79}$$

gdje je: $m_{e,Z}$ - masa kristalića leda u obliku ledene magle u vlažnom zraku, kg.

Nastavak razmatranja analogan je prethodnom slučaju. Uz potrebnu zamjenu indeksa *"f"*, što označuje kapljevitu vlagu, indeksom *"e"*, što označuje led, dobiva se izraz koji opisuje dinamiku temperature hlađenoga zasićenoga vlažnog zraka s viškom vlage u obliku leda u temperaturnom područje $\vartheta_Z(t) < 0$ °C:

$$\frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t) + \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, c_{p\,s,Z}\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_Z(t)\right]}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} + m_{e,Z}(t)\, c_e} +$$
$$+ \frac{\dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \left[\dot{m}_{d,ZO}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\right] h_{d,Z}}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} + m_{e,Z}(t)\, c_e} +$$
$$+ \frac{-\dot{m}_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\left[\rho_{kd} + c_{v\,d}\, \vartheta_Z(t)\right] - \dot{m}_{e,Z}(t)\, c_e\, \vartheta_Z(t)}{m_{s,Z}\, c_{v\,s,Z} + m_{g\,d,Z}(\vartheta_Z)\, c_{v\,d} + m_{e,Z}(t)\, c_e}\,. \tag{4.80}$$

Konačno, ako je temperatura zasićenoga vlažnog zraka $\vartheta_Z(t) = 0$ **°C**, vlaga će se pojaviti u sva tri agregatna oblika – kao pregrijana para, vodena magla i ledena magla, pa zbog toga umjesto jednadžbe (4.58) treba pisati:

$$m_{w,Z}(t) = m_{g\,d,Z}(0\ ^\circ\mathrm{C}) + m_{f,Z}(t) + m_{e,Z}(t), \tag{4.81}$$

iz čega se dobiva:

$$\frac{dm_{w,Z}(t)}{dt} = \frac{dm_{f,Z}(t)}{dt} + \frac{dm_{e,Z}(t)}{dt}. \tag{4.82}$$

Promjena unutarnje energije vlažnog zraka je:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = h_{f,Z}\frac{dm_{f,Z}(t)}{dt} + h_{e,Z}\frac{dm_{e,Z}(t)}{dt}. \tag{4.83}$$

Uz prethodno po volji odabrane vrijednosti za specifičnu entalpiju kapljevite vlage u zraku pri 0 °C: $h_{k,Z} = 0$ Jkg^{-1} i specifičnu entalpiju leda u zraku pri 0 °C: $h_{e,Z} = r_{fe} = -334.000$ Jkg^{-1}, nakon što se uvrsti jednadžba (4.82), jednadžba (4.83) postaje:

$$\frac{dU_Z(t)}{dt} = r_{fe}\frac{dm_{w,Z}(t)}{dt} - r_{fe}\frac{dm_{f,Z}(t)}{dt}, \tag{4.84}$$

gdje je: r_{fe} - specifična toplina zaleđivanja vode pri 0 °C, $r_{fe} = -r_{ef} = -334.000$ Jkg^{-1}.

Ako se jednadžbe (4.84), (4.53), (4.61) i (4.58) uvrste u jednadžbu (4.46), dobiva se jedinstvena jednadžba očuvanja energije i mase:

$$r_{fe}\frac{dm_{w,Z}(t)}{dt} - r_{fe}\frac{dm_{f,Z}(t)}{dt} = \dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t) +$$
$$+ \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, c_{p\,s,Z}\, \vartheta_O(t) + \dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \dot{m}_{d,ZO}(t)\, h_{d,Z} - \dot{m}_{d,ZH}(t)\, h_{d,Z}, \tag{4.85}$$

iz koje slijedi izraz što opisuje dinamiku mase kapljevite vlage u zasićenome vlažnom zraku s viškom vlage u obliku kapljevine i leda pri temperaturi zraka $\vartheta_Z(t) = 0$ °C:

$$\frac{dm_{f,Z}(t)}{dt} = \frac{1}{r_{ef}}\Big[\dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t) + \dot{m}_{s,Z,OZ}(t)\, c_{p\,s,Z}\, \vartheta_O(t) +$$
$$+ \dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \dot{m}_{d,ZO}(t)\, h_{d,Z} - \dot{m}_{d,ZH}(t)\, h_{d,Z} + r_{ef}\, \dot{m}_{w,Z}(t)\Big], \tag{4.86}$$

gdje je: $\dot{m}_{w,Z}$ - dinamika mase ukupne vlage sadržane u zasić. vlažnom zraku, kgs^{-1}.

Na prikazani način postavljen je cjeloviti matematički model za sva moguća stanja hlađenoga vlažnog zraka u skladištu. Iako se relativna vlažnost zraka u skladištu, osim na samom početku procesa hlađenja, kreće u granicama od 0 do 99 % i ne prelazi granicu zasićenja, ovako postavljen matematički model može se uporabiti i za simulaciju dinamičkog ponašanja sličnih rashladnih sustava, kod kojih zbog otvaranja vrata relativna vlažnost zraka u rashladnoj komori povremeno premašuje granicu zasićenja $x_{g\,z}$.

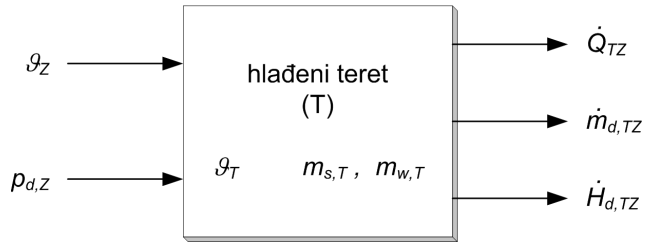
4.4. Model hlađenoga tereta

4.4.1. Opis modela i pretpostavke

Hlađeni teret kojemu je strukturni model prikazan na slici 4.6., ima temperaturu $\vartheta_T(t)$ i ukupnu masu $m_T(t)$. Ukupna masa tereta sastoji se od mase suhog tereta $m_{s,T}$ i od vlage sadržane u teretu $m_{w,T}(t)$, tako da je:

$$m_T(t) = m_{s,T} + m_{w,T}(t). \tag{4.87}$$

Hlađeni teret nalazi se u skladištu opstrujavan hlađenim vlažnim zrakom kojemu je temperatura $\vartheta_Z(t)$ i parcijalni tlak vodene pare $p_{d,Z}(t)$. Zbog razlike temperatura zraka i tereta, te zbog respiracijske aktivnosti nekih vrsta tereta, toplina $\dot{Q}_{TZ}$ prelazit će s tereta na zrak. Osim toga, zbog razlike parcijalnih tlakova vodene pare u zraku i teretu i / ili zbog transpiracijske aktivnosti nekih vrsta tereta, vlaga će iz tereta ishlapljivati i u obliku vodene pare $\dot{m}_{d,TZ}$ prelaziti u zrak, noseći sa sobom određenu količinu topline, to jest entalpije $\dot{H}_{d,TZ}$. Pri tome se misli na pojave ishlapljivanja na površinama tereta



Sl. 4.6. Strukturni model hlađenoga tereta

koje su izložene struji zraka, čime se teretu suši samo površinski sloj. Ovo se razmatranje pojednostavnjuje i time što uključuje samo sušenje grube vlažnosti, a ne i higroskopne.

Treba postaviti matematički model hlađenog tereta koji opisuje dinamiku temperature $\vartheta_T(t)$ i dinamiku vlažnosti hlađenog tereta $m_{w,T}(t)$, te dinamiku toplinskog $\dot{Q}_{TZ}(t)$ i vlažnosnog opterećenja zraka u skladištu od hlađenoga tereta $\dot{m}_{d,TZ}(t)$ – sve ovisno o promjenama temperature $\vartheta_Z(t)$ i vlažnosti hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, to jest parcijalnog tlaka vodene pare u zraku $p_{d,Z}(t)$.

Uz pretpostavku o sušenju samo površinske grube vlage s hlađenoga tereta, pri postavljanju dinamičkoga matematičkog modela uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- temperatura hlađenog tereta ϑ_T jednaka je po cijeloj površini tereta,
- specifični toplinski kapacitet suhog hlađenog tereta $c_{s,T}$ ima konstantnu vrijednost,
- koeficijent prijelaza topline na površini tereta α_T nije funkcija temperature,
- hlađeni teret je homogen, konstantnih fizikalnih svojstava,
- ne uzima se u obzir izmjena topline zračenjem,
- zanemaruje se prijenos mase sublimacijom nakon zaleđivanja.

4.4.2. Jednadžbe očuvanja energije i mase

Energijska bilanca hlađenog tereta može se izraziti jednadžbom:

$$\frac{dU_T(t)}{dt} = -\dot{Q}_{TZ}(t) - \dot{H}_{d,TZ}(t), \tag{4.88}$$

gdje je: U_T - unutarnja energija hlađenog tereta, J;

$\dot{Q}_{TZ}$ - toplinski tok s površine tereta na hlađeni zrak, Js^{-1};

$\dot{H}_{d,TZ}$ - entalpijski tok s površine tereta na hlađeni zrak, Js^{-1}.

Lijeva strana jednadžbe (4.88) izražava promjenu unutarnje energije hlađenog tereta, i može se izraziti kao:

$$\frac{dU_T(t)}{dt} = m_{s,T}\frac{du_{s,T}(t)}{dt} + m_{w,T}(t)\frac{du_{w,T}(t)}{dt} + u_{w,T}(t)\frac{dm_{w,T}(t)}{dt}, \tag{4.89}$$

gdje je: $m_{s,T}$ - masa suhoga hlađenog tereta, kg;

$m_{w,T}$ - masa vlage sadržane u hlađenom teretu, kg;

$u_{s,T}$ - specifična unutarnja energija suhog tereta, Jkg^{-1}:

$$u_{s,T} = c_{s,T}\,\vartheta_T\,; \tag{4.90}$$

$c_{s,T}$ - specifični toplinski kapacitet suhoga hlađenog tereta, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

$u_{w,T}$ - specifična unutarnja energija vlage sadržane u hlađenom teretu, Jkg^{-1}.

Već je rečeno da je ovo razmatranje ograničeno na ishlapljivanje grube vlage, koja se vlada približno kao slobodna površina vode. Zato se može zanemariti razlika između specifične unutarnje energije i specifične entalpije takve vlage, pa će biti:

$$u_{w,T} = h_{f,T} = c_f\,\vartheta_T\,, \tag{4.91}$$

gdje je: c_f - specifični toplinski kapacitet vode, $c_f = f(\vartheta)$, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

ϑ_T - temperatura hlađenog tereta, °C.

Ako se uvrste jednadžbe (4.90) i (4.91), uz zamjenu indeksa *"w"*, što označuje općenitu vlagu, indeksom *"f"*, što označuje kapljevitu vlagu, jednadžba (4.89) postaje:

$$\frac{dU_T(t)}{dt} = m_{s,T}\,c_{s,T}\frac{d\vartheta_T(t)}{dt} + m_{f,T}(t)\,c_f\frac{d\vartheta_T(t)}{dt} + h_{f,T}\frac{dm_{f,T}(t)}{dt}. \tag{4.92}$$

Prvi član na desnoj strani jednadžbe (4.88) je toplinski tok koji se s površine hlađenog tereta odvodi na hlađeni zrak:

$$\dot{Q}_{TZ}(t) = q_{TZ}(t)\,A_T = \alpha_T\left[\vartheta_T(t) - \vartheta_Z(t)\right]A_T\,, \tag{4.93}$$

gdje je: q_{TZ} - gustoća toplinskog toka s površine tereta na hlađeni zrak, $Js^{-1}m^{-2}$;

A_T - površina tereta izložena struji hlađenog zraka, m^2;

α_T - koeficijent prijelaza topline na površini tereta, $Wm^{-2}K^{-1}$;

ϑ_Z - temperatura hlađenog zraka, °C,

a drugi je član entalpijski tok koji se s ishlapljenom vlagom s površine hlađenog tereta odvodi na hlađeni zrak:

$$\dot{H}_{d,TZ}(t) = \dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T}\,, \tag{4.94}$$

gdje je: $\dot{m}_{d,TZ}$ - maseni tok ishlapljene vlage s površine tereta u hlađeni zrak, kgs^{-1};

$h_{d,T}$ - specifična entalpija vodene pare, Jkg^{-1}.

Ako se jednadžbe (4.92), (4.93) i (4.94) uvrste u jednadžbu (4.88), dobiva se jednadžba bilance unutarnje energije hlađenog tereta u razvijenom obliku:

$$m_{s,T}\, c_{s,T}\, \frac{d\vartheta_T(t)}{dt} + m_{f,T}(t)\, c_f\, \frac{d\vartheta_T(t)}{dt} + h_{f,T}\, \frac{dm_{f,T}(t)}{dt} = -\alpha_T\left[\vartheta_T(t) - \vartheta_Z(t)\right] A_T - \dot{m}_{d,TZ}(t)\, h_{d,T}\,. \tag{4.95}$$

S obzirom na to da promjena mase vlage sadržane u hlađenom teretu nastaje zbog ishlapljivanja vlage s površine tereta u hlađeni vlažni zrak, masena bilanca vlage može se izraziti jednadžbom:

$$\frac{dm_{f,T}(t)}{dt} = -\dot{m}_{d,TZ}(t). \tag{4.96}$$

Uvrsti li se jednadžba masene bilance vlage (4.96) u jednadžbu energijske bilance hlađenog tereta (4.95), nakon sređivanja dobiva se izraz:

$$\frac{d\vartheta_T(t)}{dt} = -\frac{\alpha_T\left[\vartheta_T(t) - \vartheta_Z(t)\right] A_T + \dot{m}_{d,TZ}(t)\left[h_{d,T} - h_{f,T}\right]}{m_{s,T}\, c_{s,T} + m_{f,T}(t)\, c_f}\,, \tag{4.97}$$

koji opisuje dinamiku temperature hlađenog tereta $\vartheta_T(t)$. Prethodni izraz, nakon transformacije u oblik prilagođen za izradbu simulacijskog modela u programskom jeziku *Powersim*, postaje:

$$\frac{d\vartheta_T(t)}{dt} = -\frac{1}{\mathrm{T}_2}\left[\vartheta_T(t) - \vartheta_Z(t)\right] - \frac{1}{\mathrm{T}_3}\left[h_{d,T} - h_{f,T}\right]\frac{1}{c_{s,T}} \tag{4.98}$$

$$\mathrm{T}_2 = \frac{m_{s,T}\, c_{s,T} + m_{f,T}(t)\, c_f}{\alpha_T\, A_T} \tag{4.98.a}$$

$$\mathrm{T}_3 = \frac{m_{s,T} + \dfrac{c_f}{c_{s,T}}\, m_{f,T}(t)}{\dot{m}_{d,TZ}(t)}\,, \tag{4.98.b}$$

gdje su: T_2, T_3 - vremenske konstante, s.

4.4.3. Definiranje varijabla modela

Nakon što je postavljen matematički modela koji opisuje vremensku promjenu temperature hlađenog tereta ϑ_T (t) u obliku jednadžbe (4.98), potrebno je definirati njegove varijable: $h_{d,T}$, $m_{f,T}(t)$ i $\dot{m}_{d,TZ}(t)$.

Ishlapljivanjem vlage s površine hlađenog tereta nastaje pregrijana para, zbog čega se teret isušuje, a hlađeni vlažni zrak koji ga opstrujava dodatno se ovlažuje. Međutim, treba uzeti u obzir i slučaj da je parcijalni tlak vodene pare u teretu manji od parcijalnog tlaka vodene pare u zraku, $p_{d,T} < p_{d,Z}$, kada će nastupiti dodatno ovlaživanje hlađenog tereta vlagom iz zraka. Pritom će predznak masenog toka vodene pare u jednadžbi (4.97) biti negativan, $\dot{m}_{d,TZ} < 0$. Specifična entalpija pregrijane pare $h_{d,T}$, Jkg^{-1}, u izrazu (4.97), ili (4.98), izračunat će se prema izrazu koji predstavlja drugi član jednadžbe (4.33) uvrštavanjem odgovajuće temperature ϑ_T, °C, ili ϑ_Z, °C, ovisno o smjeru toka vodene pare, to jest:

$$h_{d,T} = \begin{cases} 2.500.357 + 1.830\,\vartheta_T & \dot{m}_{d,TZ} > 0 \\ & \text{za} \\ 2.500.357 + 1.830\,\vartheta_Z & \dot{m}_{d,TZ} < 0. \end{cases} \tag{4.99}$$

Ukupni sadržaj vlage u hlađenom teretu mijenjat će se prema jednadžbi (4.96), a njezina trenutna količina $m_{f,T}(t)$ nakon isteka vremena t, s, od početnog trenutka t_0, s, određuje se prema izrazu:

$$m_{f,T}(t) = m_{f,T}(t_0) - \int_{t_0}^{t} \dot{m}_{d,TZ}\, dt\,. \tag{4.100}$$

Na temelju analogije između prijenosa topline i prijenosa mase, maseni tok ishlapljene vlage s površine hlađenog tereta u hlađeni vlažni zrak $\dot{m}_{d,TZ}$, kgs^{-1}, može se prema [108] izraziti kao:

$$\dot{m}_{d,TZ} = \beta_T\, A_T \left(\rho_{d,T} - \rho_{d,Z}\right), \tag{4.101}$$

gdje je: β_T - koeficijent prijenosa mase ishlapljivanjem vlage s površine tereta, ms^{-1};

$\rho_{d,T}$ - gustoća vodene pare koja nastaje ishlapljivanjem vlage s tereta, kgm^{-3};

$\rho_{d,Z}$ - gustoća vodene pare u zraku, kgm^{-3}.

Kako je prema jednadžbi stanja idealnog plina:

$$\rho_d = \frac{p_d}{R_d\, T_d}\,, \tag{4.102}$$

jednadžba (4.101) postaje:

$$\dot{m}_{d,TZ} = \frac{\beta_T\, A_T}{R_d\, T_{sr,TZ}} \left(p_{d,T} - p_{d,Z} \right), \tag{4.103}$$

gdje je: R_d - plinska konstanta vodene pare, $R_d = 461{,}52$ Jkg^{-1}K^{-1};

$p_{d,T}$ - parcijalni tlak vodene pare koja nastaje ishlapljivanjem vlage s površine tereta pri temperaturi tereta, Pa;

$p_{d,Z}$ - parcijalni tlak vodene pare u zraku određen relativnom vlažnošću zraka, Pa;

$T_{sr,TZ}$ - aritmetička srednja vrijednost temperatura tereta i zraka, K:

$$T_{sr,TZ} = \frac{T_T + T_Z}{2}\,. \tag{4.104}$$

Uz pretpostavku da je relativna vlažnost zraka na površini hlađenog tereta $\varphi_T \leq 1$, izraz (4.103) može se pisati u obliku:

$$\dot{m}_{d,TZ} = \frac{\beta_T\, A_T}{R_d\, T_{sr,TZ}} \left(\varphi_T\, p_{g\,d,T} - p_{d,Z} \right). \tag{4.105}$$

Vrijednost koeficijenta prijenosa mase β_T, ms^{-1}, treba odrediti na temelju postojeće analogije između prijenosa topline i prijenosa mase [108], koja je vidljiva i iz sličnosti Nusseltove bezdimenzijske značajke *Nu* za prijenos topline:

$$Nu = \frac{\alpha_T\, L_T}{\lambda_Z} = C \left(\frac{w_Z\, L_T}{\nu_Z} \right)^m \left(\frac{\nu_Z}{a_Z} \right)^n \tag{4.106}$$

i Sherwoodove bezdimenzijske značajke *Sh* za prijenos mase:

$$Sh = \frac{\beta_T\, L_T}{D_{dZ}} = C \left(\frac{w_Z\, L_T}{\nu_Z} \right)^m \left(\frac{\nu_Z}{D_{dZ}} \right)^n, \tag{4.107}$$

gdje je: L_T - karakteristična linearna dimenzija hlađenog tereta, m;

λ_Z - koeficijent toplinske vodljivosti vlažnog zraka, Wm^{-1}K^{-1};

w_Z - brzina strujanja zraka izvan graničnog sloja, ms^{-1};

ν_Z - kinematička viskoznost vlažnog zraka, m^2s^{-1};

D_{dZ} - koeficijent difuzivnosti pare u zraku, m^2s^{-1};

a_Z - koeficijent difuzivnosti temperature u zraku, m^2s^{-1}:

$$a_Z = \frac{\lambda_Z}{c_{pZ}\,\rho_Z}; \tag{4.108}$$

c_{pZ} - specifični toplinski kapacitet vlažnog zraka pri konst. tlaku, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

ρ_Z - gustoća vlažnog zraka, kgm^{-3};

C, m, n - konstante koje ovise o geometrijskom obliku hlađenog tereta, vrsti fluida i o vrsti strujanja (laminarno ili turbulentno).

Član u prvoj zagradi u jednadžbama (4.106) i (4.107) je Reynoldsova bezdimenzijska značajka *Re*:

$$Re = \frac{w_Z\,L_T}{\nu_Z}, \tag{4.109}$$

kojoj vrijednost predstavlja kriterij za ocjenu karaktera strujanja. Kritična vrijednost Reynoldsove značajke Re_{kr} pri kojoj se događa prelazak graničnog sloja iz laminarnoga u turbulentni režim strujanja, nije jednoznačna jer ovisi o hrapavosti nastrujavane površine, oštrini ulaznog ruba, jednoličnosti osnovne struje, itd. Ipak, za većinu inženjerskih proračuna može se uzeti da je:

- za ravne ploče ..... $Re_{kr} \approx 500.000$,
- za cijevi ..... $Re_{kr} = 2.320$.

Prema tome, za $Re < Re_{kr}$ stabilna je struja laminarna, a za $Re > Re_{kr}$ strujanje je turbulentno.

Međusobnim dijeljenjem jednadžaba (4.106) i (4.107) dobiva se omjer između koeficijenta prijelaza topline α_T i koeficijenta prijenosa mase β_T:

$$\frac{\alpha_T}{\beta_T} = \frac{\lambda_Z}{D_{dZ}}\left(\frac{D_{dZ}}{a_Z}\right)^n, \tag{4.110}$$

iz kojega se dade odrediti koeficijent prijenosa mase β_T:

$$\beta_T = \frac{\alpha_T}{c_{pZ}\,\rho_Z} Le^{n-1}, \tag{4.111}$$

gdje je: Le - Lewisova bezdimenzijska značajka:

$$Le = \frac{a_Z}{D_{dZ}} . \tag{4.112}$$

Vrijednost Lewisove značajke za sustav vodena para – vlažni zrak, koji je prisutan u rashladnim tornjevima, sušarama i klimatizacijskim sustavima, prema [108] iznosi: $Le = 0{,}937$, dok za vrijednost eksponenta n u jednadžbi (4.111) također prema [108] treba uzeti da je:

- za laminarno strujanje ..... $n = 0$,
- za turbulentno strujanje ..... $n = 0{,}42$.

4.4.4. Modifikacija modela radi opisa faznih promjena

Postavljeni matematički model u obliku jednadžaba (4.98), (4.100) i (4.105) opisuje dinamiku temperature $\vartheta_T(t)$ i vlažnosti $m_{f,T}(t)$ hlađenog tereta, te dinamiku vlažnosnog opterećenja zraka u skladištu od hlađenog tereta $\dot{m}_{d,TZ}(t)$ u temperaturnom području iznad temperature zaleđivanja vode, $\vartheta_T(t) > 0$ °C. U trenutku t_e, s, kad se hlađeni teret ohladi na temperaturu zaleđivanja vode, $\boldsymbol{\vartheta_T(t_e) = 0}$ **°C**, preostala količina kapljevite vlage u teretu $m_{f,T}(t_e)$, kg, nastavlja jednim dijelom ishlapljivati, a jednim dijelom počinje se zaleđivati, pri čemu nastali led sublimira. Za to vrijeme temperatura tereta se ne mijenja. Nakon što se posljednja kapljica vode preobrazi u led, u teretu više nema kapljevite vlage, $m_{f,T}(t_{ee}) = 0$ kg, pa se hlađeni teret, zajedno s nastalim ledom, nastavlja hladiti uz daljnje snižavanje temperature. Stoga, postavljeni matematički model hlađenog tereta treba modificirati kako bi se njime opisale i spomenute fazne promjene vlage u teretu.

Umjesto jednadžbom (4.89), promjena unutarnje energije hlađenog tereta od trenutka početka fazne promjene (t_e, s) do trenutka njezina završetka (t_{ee}, s), uz zanemarivanje razlike između specifične unutarnje energije i specifične entalpije, bit će izražena jednadžbom:

$$\frac{dU_T(t)}{dt} = h_{f,T}\frac{dm_{f,T}(t)}{dt} + h_{e,T}\frac{dm_{e,T}(t)}{dt} , \tag{4.113}$$

gdje je: $m_{e,T}$ - masa leda na hlađenom teretu, kg;

$h_{e,T}$ - specifična entapija leda, Jkg^{-1}.

Uvrste li se jednadžbe (4.113), (4.93) i (4.94) u jednadžbu (4.88), dobiva se modificirana jednadžba bilance unutarnje energije hlađenog tereta:

$$h_{f,T}\frac{dm_{f,T}(t)}{dt}+h_{e,T}\frac{dm_{e,T}(t)}{dt}=-\alpha_T\left[\vartheta_T-\vartheta_Z(t)\right]A_T-\dot{m}_{d,TZ}(t)\,h_{d,T}\,. \tag{4.114}$$

Istodobno, jednadžba masene bilance vlage u hlađenom teretu tijekom fazne promjene bit će:

$$\frac{dm_{f,T}(t)}{dt}+\frac{dm_{e,T}(t)}{dt}=-\dot{m}_{d,TZ}(t). \tag{4.115}$$

Ako se uvrsti jednadžba masene bilance vlage (4.115) u jednadžbu energijske bilance hlađenog tereta (4.114), dobivena jednadžba opisuje dinamiku preostale mase kapljevite vlage u teretu:

$$\frac{dm_{f,T}(t)}{dt}=-\frac{\alpha_T\left[\vartheta_T-\vartheta_Z(t)\right]A_T+\dot{m}_{d,TZ}(t)\left[h_{d,T}-h_{e,T}\right]}{h_{f,T}-h_{e,T}}, \tag{4.116}$$

to jest jednadžba opisuje dinamiku mase nastalog leda na hlađenom teretu:

$$\frac{dm_{e,T}(t)}{dt}=\frac{\alpha_T\left[\vartheta_T-\vartheta_Z(t)\right]A_T+\dot{m}_{d,TZ}(t)\left[h_{d,T}-h_{f,T}\right]}{h_{f,T}-h_{e,T}}. \tag{4.117}$$

Nazivnici obiju prethodnih jednadžaba ($h_{f,T}-h_{e,T}$) imaju negativne vrijednosti topline zaleđivanja vode r_{ke}, Jkg^{-1}, koja pri temperaturi od 0 °C iznosi – 334.000 Jkg^{-1}. Član ($h_{d,T}-h_{f,T}$) u brojniku jednadžbe (4.117) izražava toplinu isparivanja vode r_{fd}, Jkg^{-1}, što pri temperaturi od 0 °C iznosi 2.500.357 Jkg^{-1}. Član ($h_{d,T}-h_{e,T}$) u brojniku jednadžbe (4.116) predstavlja toplinu sublimacije leda r_{ed}, Jkg^{-1}, koja je pri temperaturi od 0 °C jednaka zbroju topline otapanja leda r_{ef} i topline isparivanja vode r_{fd}, što iznosi 2.834.357 Jkg^{-1}, to jest:

$$r_{ed}=r_{ef}+r_{fd}\,. \tag{4.118}$$

Zamjenom entalpijskih razlika odgovarajućim oznakama za specifične topline faznih promjena, jednadžba (4.116), što opisuje dinamiku preostale mase kapljevite vlage u teretu, postaje:

$$\frac{dm_{f,T}(t)}{dt} = \frac{\alpha_T\left[\vartheta_T - \vartheta_Z(t)\right] A_T + \dot{m}_{d,TZ}(t)\, r_{ed}}{r_{fe}}, \tag{4.119}$$

a jednadžba (4.117), koja opisuje dinamiku mase nastaloga leda na hlađenom teretu, postaje:

$$\frac{dm_{e,T}(t)}{dt} = \frac{-\alpha_T\left[\vartheta_T - \vartheta_Z(t)\right] A_T - \dot{m}_{d,TZ}(t)\, r_{fd}}{r_{fe}}. \tag{4.120}$$

Od trenutka t_{ee}, s, sva je kapljevita vlaga preobražena, što u paru $m_{d,TZ}(t_{ee})$, kg, što u led $m_{e,T}(t_{ee})$, kg, tako da je:

$$m_{d,TZ}(t_{ee}) + m_{e,T}(t_{ee}) = m_{f,T}(t_0), \tag{4.121}$$

pa je $m_{f,T}(t_{ee}) = 0$ kg i hlađeni teret nastavlja se hladiti zajedno s nastalim ledom. Uz zanemarivanje prijenosa mase u nastavku procesa hlađenja (bilo sublimacijom leda u zrak, bilo kondenzacijom vodene pare iz zraka na teret), bilanca unutarnje energije hlađenog tereta, umjesto jednadžbom (4.95), bit će izražena jednadžbom:

$$m_{s,T}\, c_{s,T} \frac{d\vartheta_T(t)}{dt} + m_{e,T}\, c_e \frac{d\vartheta_T(t)}{dt} = -\alpha_T\left[\vartheta_T(t) - \vartheta_Z(t)\right] A_T, \tag{4.122}$$

gdje je: c_e - specifični toplinski kapacitet leda, $c_e = f(\vartheta)$, $\mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$.

Transformacijom prethodne jednadžbe nastaje izraz koji opisuje dinamiku temperature hlađenog tereta u temperaturnom području $\boldsymbol{\vartheta_T(t) < 0\ °C}$:

$$\frac{d\vartheta_T(t)}{dt} = -\frac{1}{\mathrm{T}_4}\left[\vartheta_T(t) - \vartheta_Z(t)\right] \tag{4.123}$$

$$\mathrm{T}_4 = \frac{m_{s,T}\, c_{s,T} + m_{e,T}\, c_e}{\alpha_T\, A_T}, \tag{4.123.a}$$

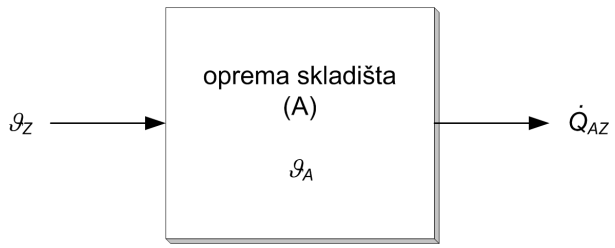
gdje je: T_4 - varijabilna vremenska konstanta, s.

4.5. Model opreme brodskoga rashladnog skladišta

4.5.1. Opis modela i pretpostavke

Oprema brodskoga rashladnog skladišta zapravo označava akumulacijsku masu skladišta koja se hladi istodobno s hlađenjem zraka u skladištu. Tu se ubrajaju: aluminijske rešetkaste podnice, čelični nosivi stupovi, bočne potporne ploče, pregrade između prostorâ tereta i prostorâ hladnjaka zraka, hladnjaci zraka s nosivim konstrukcijama, ventilatorima i cjevovodima, i palete, a za stacionarne hladnjače u opremu bi išle stelaže, police, te uređaji i oprema za manipulaciju teretom.

Oprema brodskoga rashladnog skladišta kojoj je strukturni model prikazan na slici 4.7. ima temperaturu $\vartheta_A(t)$ i u dodiru je s hlađenim vlažnim zrakom temperature $\vartheta_Z(t)$. Zbog razlike tih temperatura postoji toplinski tok $\dot{Q}_{AZ}(t)$ s opreme na zrak. Matematičkim modelom treba opisati kakva je dinamika srednje temperature opreme u skladištu $\vartheta_A(t)$ i dinamika toplinskog opterećenja zraka u skladištu $\dot{Q}_{AZ}(t)$ što ga uzrokuje pripadajuća oprema, ovisno o tome kako se mijenja temperatura hlađenoga vlažnog zraka u skladištu $\vartheta_Z(t)$.



Sl. 4.7. Strukturni model opreme skladišta

Pri postavljanju dinamičkoga matematičkog modela uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- temperatura skladišne opreme $\vartheta_A(t)$ jednaka je po cijeloj svojoj površini,
- specifični toplinski kapacitet materijala opreme c_A ima konstantnu vrijednost,
- koeficijent prijelaza topline s površine opreme α_A nije ovisan o temperaturi,
- sva skladišna oprema izrađena je od istovrsnoga homogenog materijala, koji je konstantnih fizikalnih svojstava,
- ne uzima se u obzir izmjena topline zračenjem.

4.5.2. Jednadžba očuvanja energije

Uz uvedene pretpostavke i pojednostavnjenja, bilanca unutarnje energije opreme brodskoga rashladnog skladišta je:

$$\frac{dU_A(t)}{dt} = -\dot{Q}_{AZ}(t), \tag{4.124}$$

gdje je: U_A - unutarnja energija skladištne opreme, J;

$\dot{Q}_{AZ}$ - toplinski tok s površine opreme na hlađeni zrak, Js^{-1}.

Lijeva strana jednadžbe (4.124) predstavlja promjenu unutarnje energije skladišne opreme, i može se izraziti kao:

$$\frac{dU_A(t)}{dt} = m_A \frac{du_A(t)}{dt}, \tag{4.125}$$

gdje je: m_A - masa skladišne opreme, kg;

u_A - specifična unutarnja energija skladišne opreme, Jkg^{-1}:

$$u_A = c_A \vartheta_A; \tag{4.126}$$

c_A - specifični toplinski kapacitet materijala skladišne opreme, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

ϑ_A - temperatura skladišne opreme, °C,

pa jednadžba (4.125) postaje:

$$\frac{dU_A(t)}{dt} = m_A c_A \frac{d\vartheta_A(t)}{dt}. \tag{4.127}$$

Desna strana jednadžbe (4.124) je toplinski tok koji se s površine skladišne opreme odvodi u hlađeni zrak u skladištu, i može se izraziti kao:

$$\dot{Q}_{AZ}(t) = q_{AZ}(t) A_A = \alpha_A [\vartheta_A(t) - \vartheta_Z(t)] A_A, \tag{4.128}$$

to jest:

$$\frac{d\dot{Q}_{AZ}(t)}{dt} = \alpha_A \left[\frac{d\vartheta_A(t)}{dt} - \frac{d\vartheta_Z(t)}{dt} \right] A_A, \tag{4.129}$$

gdje je: q_{AZ} - gustoća toplinskog toka s površine opreme na hlađeni zrak, $Js^{-1}m^{-2}$;

A_A - površina skladišne opreme izložena struji hlađenog zraka, m^2;

α_A - koeficijent prijelaza topline s površine opreme, $Wm^{-2}K^{-1}$;

ϑ_Z - temperatura hlađenog zraka, °C.

Jednadžba (4.128), ili (4.129), opisuje dinamiku toplinskog opterećenja hlađenoga vlažnog zraka u brodskom skladištu što ga uzrokuje oprema.

Uvrste li se jednadžbe (4.127) i (4.128) u jednadžbu (4.124), dobiva se jednadžba energijske bilance skladišne opreme u razvijenom obliku:

$$m_A\, c_A \frac{d\vartheta_A(t)}{dt} = -\alpha_A\left[\vartheta_A(t) - \vartheta_Z(t)\right]A_A\,, \tag{4.130}$$

iz koje slijedi izraz kojim se opisuje dinamika temperature skladišne opreme $\vartheta_A(t)$:

$$\frac{d\vartheta_A(t)}{dt} = -\frac{1}{\mathrm{T}_5}\left[\vartheta_A(t) - \vartheta_Z(t)\right], \tag{4.131}$$

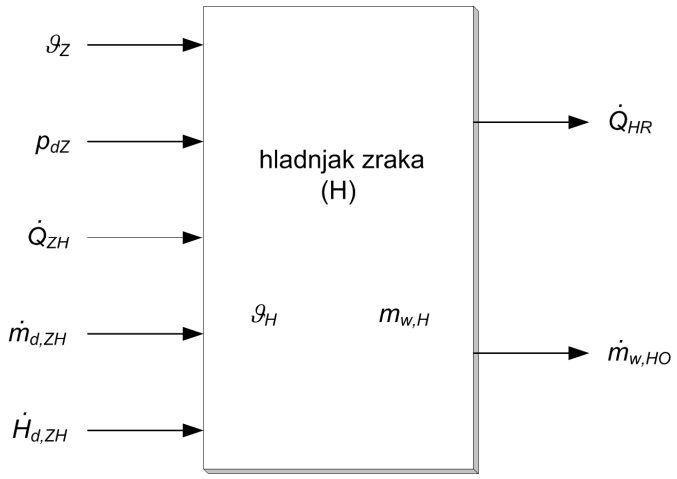
$$\mathrm{T}_5 = \frac{m_A\, c_A}{\alpha_A\, A_A}\,, \tag{4.131.a}$$

gdje je: T_5 - vremenska konstanta, s.

4.6. Model hladnjaka zraka

4.6.1. Opis modela i pretpostavke

Hladnjak zraka u odjeljku brodskoga rashladnog skladišta, kojemu je strukturni model prikazan na slici 4.8., pripada kategoriji kombiniranih rekuperativnih izmjenjivača topline s prisilnom cirkulacijom. Sastoji se od snopa poprečno nastrujavanih orebrenih cijevi. Dva do šest aksijalnih ventilatora, ovisno o veličini hladnjaka i skladišnog odjeljka, osiguravaju cirkulaciju hlađenoga vlažnog zraka kojemu je temperatura na ulazu u hladnjak $\vartheta_Z'(t)$ i parcijalni tlak vodene pare $p_{d,Z}(t)$. Zbog razlike srednje temperature zraka $\vartheta_Z(t)$ i srednje temperature površine hladnjaka $\vartheta_H(t)$, toplina $\dot{Q}_{ZH}$ prelazit će sa zraka na hladnjak. Osim toga, budući da je srednja temperatura površine hladnjaka zraka niža od temperature rosišta zraka, na površini se hladnjaka izlučuje



Sl. 4.8. Strukturni model hladnjaka zraka

vlaga nastala kondenzacijom vodene pare $\dot{m}_{d,ZH}$ sadržane u zraku. Vodena para pritom predaje hladnjaku svoju toplinu kondenzacije, to jest razliku entalpije $\Delta\dot{H}_{d,ZH}$. Istodobno, rasol što struji kroz cijevi hladnjaka zraka oduzima od hladnjaka toplinu $\dot{Q}_{HR}$, zbog čega se rasol zagrijava. Oduzeta količina topline $\dot{Q}_{HR}$ predstavlja rashladni kapacitet hladnjaka zraka.

Ovisno o vrijednosti temperature na površini hladnjaka zraka, kondenzirana vlaga nalazit će se u kapljevitom stanju u obliku rose ili, ako je temperatura površine hladnjaka niža od 0 °C, u krutom stanju u obliku inja ili leda. Uklanjanje inja ili leda s površine cijevi hladnjaka obavlja se periodičnim otapanjem, uz pomoć vrućeg rasola. Tijekom otapanja isključeni su ventilatori optočnog zraka i pumpe hladnog rasola, a uključena je pumpa vrućeg rasola, pa toplinski tok $\dot{Q}_{HR}$ ima suprotan smjer: s rasola na hladnjak zraka. Otopljena količina inja ili leda $\dot{m}_{w,HO}$ prikuplja se u tavu ispod hladnjaka i odvodi iz brodskog skladišta u more, čime se smanjuje apsolutna vlažnost zraka u skladišnom odjeljku.

Za makroskopsku analizu dinamičkih pojava u brodskomu rashladnom sustavu sasvim zadovoljava model hladnjaka zraka s usredotočenim parametrima, pa će takav model biti razvijem u nastavku. Pri postavljanju dinamičkoga matematičkog modela hladnjaka zraka uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- izmjenjivačka spirala aproksimirana je s protusmjernim izmjenjivačem topline, uz pretpostavku da je toplija struja (zrak) – slabija struja, a hladnija struja (rasol) – jača struja, kao što je prikazano na slici 4.9.,

- toplinski otpor spiralnih cijevi hladnjaka zanemarivo je malen, pa je temperatura njihove površine jednaka temperaturi rasola: $\vartheta_H(t) = \vartheta_R(t)$,
- ne uzima se u obzir otpor provođenju topline sloja vode ili leda na površini spiralnih cijevi hladnjaka,
- ispušta se jednadžba očuvanja količine gibanja rasola kroz hladnjak,
- zanemaruje se pad tlaka rasola zbog strujanja kroz spiralne cijevi hladnjaka,
- koeficijent prijelaza topline na površini hladnjaka α_H ima konstantnu vrijednost.

4.6.2. Osnovni proračun izmjenjivača topline

Prije postavljanja jednadžaba očuvanja energije i mase, treba postaviti jednadžbe za osnovni proračun izmjenjivača topline. Toplinski tok $\dot{Q}_{ZH}(t)$, Js^{-1}, koji iz hlađenoga vlažnog zraka prelazi na površinu hladnjaka zraka, može se izraziti kao:

$$\dot{Q}_{ZH}(t) = \alpha_H A_H \Delta\vartheta_{H,sr}(t), \tag{4.132}$$

gdje je: α_H - koeficijent prijelaza topline na površini cijevi hladnjaka, $Wm^{-2}K^{-1}$;

A_H - površina hladnjaka zraka, m^2;

$\Delta\vartheta_{H,sr}$ - srednja logaritamska temperaturna razlika hladnjaka, °C.

Srednja logaritamska temperaturna razlika, uz oznake sa slike 4.9., izračunava se prema [31, 105 i 109] s pomoću izraza:

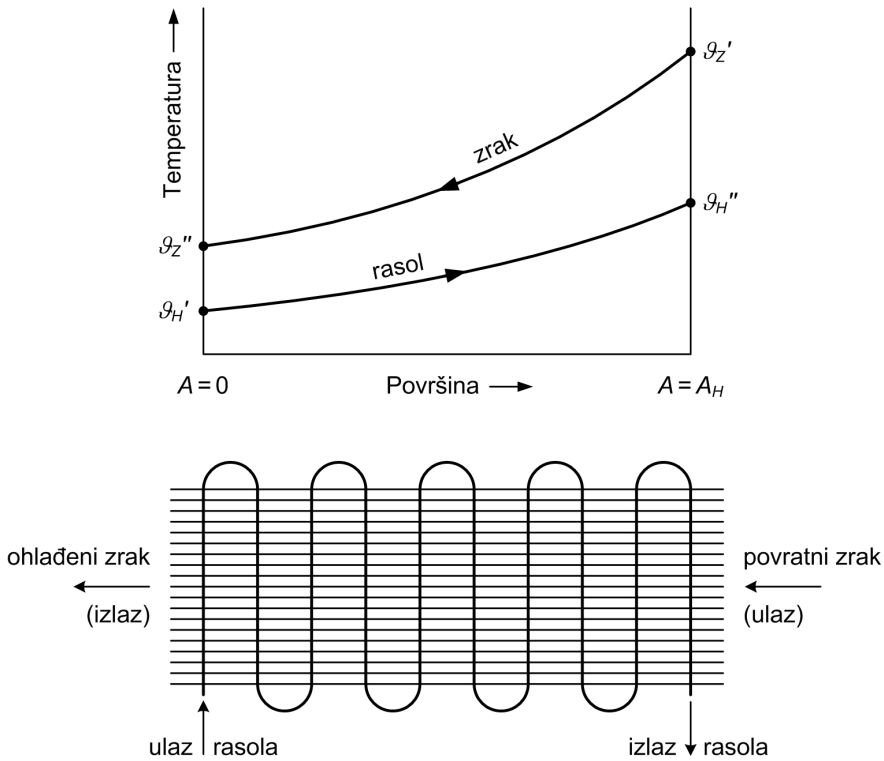
$$\Delta\vartheta_{H,sr}(t) = \frac{\vartheta_Z' - \vartheta_H'' - \left(\vartheta_Z'' - \vartheta_H'\right)}{\ln\dfrac{\vartheta_Z' - \vartheta_H''}{\vartheta_Z'' - \vartheta_H'}}. \tag{4.133}$$

Izlazna temperatura zračne struje može se odrediti prema [31, 103 i 104] uz pomoć jednadžbe:

$$\vartheta_Z'' = \vartheta_H' + \left[\vartheta_Z' - \vartheta_H''\right] \exp\left(-\frac{\alpha_H A_H}{\dot{m}_Z c_{pZ}}\right), \tag{4.134}$$

gdje je: $\dot{m}_Z$ - maseni protok hlađenoga vlažnog zraka kroz hladnjak, kgs^{-1};

c_{pZ} - specifični toplinski kapacitet hlađenoga vlažnog zraka pri konstantnom tlaku, $Jkg^{-1}K^{-1}$.



Sl. 4.9. Temperaturni tokovi u hladnjaku zraka

Na temelju analogije između prijenosa topline i prijenosa mase, maseni tok izlučene vlage iz hlađenog vlažnog zraka na površinu hladnjaka $\dot{m}_{d,ZH}$, kgs^{-1}, može se prema [31] izračunati s pomoću izraza sukladnih prethodnima za toplinski tok:

$$\dot{m}_{d,ZH}(t) = \beta_H \, A_H \, \Delta\rho_{d,H,sr}(t), \tag{4.135}$$

gdje je: β_H - koeficijent prijenosa mase vlage na površinu hladnjaka, ms^{-1}, koji se izračunava prema jednadžbi (4.111);

$\Delta\rho_{d,H,sr}$ - srednja logaritamska razlika gustoća vodene pare u zraku oko hladnjaka, kgm^{-3}.

Prema [31] izraz za izračunavanje srednje logaritamske razlike gustoća vodene pare u zraku oko hladnjaka analogan je izrazu (4.133) za izračunavanje srednje logaritamske temperaturne razlike:

$$\Delta\rho_{d,H,sr}(t) = \frac{\rho_{d,Z}' - \rho_{d,H}'' - \left(\rho_{d,Z}'' - \rho_{d,H}'\right)}{\ln \dfrac{\rho_{d,Z}' - \rho_{d,H}''}{\rho_{d,Z}'' - \rho_{d,H}'}}, \tag{4.136}$$

a jednako takva analogija vrijedi i za izračunavanje gustoće vodene pare u izlaznoj zračnoj struji:

$$\rho_{d,Z}'' = \rho_{d,H}' + \left[\rho_{d,Z}' - \rho_{d,H}''\right] \exp\left(-\frac{\beta_H A_H}{\dot{V}_Z}\right), \tag{4.137}$$

gdje je: $\dot{V}_Z$ - volumni protok hlađenoga vlažnoga zraka kroz hladnjak, m^3s^{-1}.

Gustoća vodene pare ρ_d, kgm^{-3}, u vlažnom zraku, za koji je poznata temperatura T_Z, K, i parcijalni tlak vodene pare $p_{d,Z}$, Pa, izračunava se na temelju jednadžbe stanja idealnog plina prema izrazu:

$$\rho_d = \frac{p_{d,Z}}{R_d T_Z}. \tag{4.138}$$

Nakon tako određenoga masenog toka vodene pare $\dot{m}_{d,ZH}$ koja se izlučuje iz hlađenoga vlažnog zraka i kondenzira na površini hladnjaka, može se izračunati i njezin entalpijski tok $\dot{H}_{d,ZH}(t)$, Js^{-1}:

$$\dot{H}_{d,ZH}(t) = \dot{m}_{d,ZH}(t)\, h_{d,H}, \tag{4.139}$$

gdje je: $h_{d,H}$ - specifična entalpija pregrijane pare u vlažnom zraku uz površinu hladnjaka zraka, Jkg^{-1}.

Ako je parcijalni tlak vodene pare u osnovnoj zračnoj struji manji od parcijalnog tlaka vodene pare neposredno uz površinu hladnjaka, $p_{d,Z} < p_{d,H}$, tada će nastupiti dodatno ovlaživanje hlađenog vlažnog zraka ishlapljivanjem vlage s površine hladnjaka. U tom će slučaju predznak masenog toka vodene pare u jednadžbi (4.139) biti negativan, $\dot{m}_{d,ZH} < 0$. Specifična entalpija pregrijane pare $h_{d,H}$, Jkg^{-1}, u izrazu (4.139) izračunava se prema drugom članu jednadžbe (4.33) uvrštavanjem odgovajuće temperature ϑ_Z, °C, ili ϑ_H, °C, ovisno o smjeru toka vodene pare, to jest:

$$h_{d,H} = \begin{cases} 2.500.357 + 1.830\,\vartheta_Z & \dot{m}_{d,ZH} > 0 \\ & \text{za} \\ 2.500.357 + 1.830\,\vartheta_H & \dot{m}_{d,ZH} < 0. \end{cases} \tag{4.140}$$

4.6.3. Jednadžbe očuvanja energije i mase

Kada je srednja temperatura površine hladnjaka $\vartheta_H(t)$ niža od temperature rosišta za stanje povratnog zraka na ulazu u hladnjak i istodobno je viša od 0 °C, $\boldsymbol{\vartheta_H(t) > 0\ °C}$, pa mu je **površina ovlažena**, bilanca unutarnje energije hladnjaka može se izraziti jednadžbom:

$$\frac{dU_H(t)}{dt} = \dot{Q}_{ZH}(t) + \dot{H}_{d,ZH}(t) - \dot{Q}_{HR}(t), \tag{4.141}$$

gdje je: U_H - unutarnja energija hladnjaka, J;

$\dot{Q}_{ZH}$ - toplinski tok iz hlađenoga vlažnog zraka na površinu hladnjaka, Js^{-1};

$\dot{H}_{d,ZH}$ - entalpijski tok iz hlađenoga vlažnog zraka na površinu hladnjaka, Js^{-1};

$\dot{Q}_{HR}$ - rashladni kapacitet hladnjaka zraka, W:

$$\dot{Q}_{HR} = \dot{m}_R\, c_R \left[\vartheta_H''(t) - \vartheta_H'(t) \right]. \tag{4.142}$$

Lijeva strana jednadžbe (4.141) predstavlja promjenu unutarnje energije hladnjaka zraka, i može se izraziti kao:

$$\frac{dU_H(t)}{dt} = m_H\, c_H \frac{d\vartheta_H(t)}{dt} + m_{f,H}(t)\, c_f \frac{d\vartheta_H(t)}{dt} + u_{f,H}(t) \frac{dm_{f,H}(t)}{dt}, \tag{4.143}$$

gdje je: m_H - masa materijala hladnjaka zraka, kg;

$m_{f,H}$ - masa kapljevite vlage, kg, kojoj debljina filma na površini cijevi hladnjaka može dosegnuti vrijednost od 0,2 mm [110];

c_H - specifični toplinski kapacitet materijala hladnjaka zraka, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

c_f - specifični toplinski kapacitet kapljevite vode, $c_f = f(\vartheta)$, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

ϑ_H - srednja temperatura površine hladnjaka zraka, °C:

$$\vartheta_H = \frac{\vartheta_H' + \vartheta_H''}{2}, \tag{4.144}$$

$u_{f,H}$ - specifična unutarnja energija vode na površini hladnjaka, Jkg^{-1}, koja se može poistovjetiti sa specifičnom entalpijom vode, tako da je: $u_{f,H} = h_{f,H}$.

S obzirom na to da promjena mase kapljevite vode na površini hladnjaka nastaje zbog kondenzacije pare iz hlađenoga vlažnog zraka, masena bilanca vlage dade se prikazati jednadžbom:

$$\frac{dm_{f,H}(t)}{dt} = \dot{m}_{d,ZH}(t). \tag{4.145}$$

Uvrsti li se jednadžba masene bilance vlage (4.145), te jednadžbe (4.143) i (4.139) u jednadžbu energijske bilance hladnjaka zraka (4.141), dobiva se izraz:

$$m_H\, c_H \frac{d\vartheta_H(t)}{dt} + m_{f,H}(t)\, c_f \frac{d\vartheta_H(t)}{dt} + \dot{m}_{d,ZH}(t)\, h_{f,H} = \dot{Q}_{ZH}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\, h_{d,H} - \dot{Q}_{HR}(t), \tag{4.146}$$

a iz njega izraz koji opisuje dinamiku temperature ovlažene površine hladnjaka ϑ_H (t):

$$\frac{d\vartheta_H(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{ZH}(t) - \dot{Q}_{HR}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\left[h_{d,H} - h_{f,H}\right]}{m_H\, c_H + m_{f,H}(t)\, c_f}. \tag{4.147}$$

Ukupna masa vode na površini hladnjaka mijenja se prema jednadžbi (4.145), a njezina trenutna količina $m_{f,H}(t)$ nakon isteka vremena t, s, od početnog trenutka kondenzacije t_0, s, određuje se prema izrazu:

$$m_{f,H}(t) = m_{f,H}(t_0) + \int_{t_0}^{t} \dot{m}_{d,ZH}\, dt\,. \tag{4.148}$$

U trenutku t_e, s, kad se površina hladnjaka ohladi na temperaturu zaleđivanja vode, ϑ_H **(*t*) = 0 °C**, na njoj se započinje formirati sloj leda. Led nastaje zaleđivanjem vode koja se u tom trenutku nalazi na površini cijevi hladnjaka $m_{f,H}(t_e)$, kg, i resublimacijom vodene pare što se izlučuje iz zraka na površinu hladnjaku $\dot{m}_{d,ZH}$, kgs^{-1}. Za to se vrijeme temperatura na površini hladnjaka ne mijenja. Umjesto jednadžbom (4.142), promjena unutarnje energije hladnjaka zraka od trenutka početka fazne promjene (t_e, s) do trenutka njezina završetka (t_{ee}, s), uz zanemarivanje razlike između specifične unutanje energije i specifične entalpije – bit će izražena jednadžbom:

$$\frac{dU_H(t)}{dt} = h_{f,H} \frac{dm_{f,H}(t)}{dt} + h_{e,H} \frac{dm_{e,H}(t)}{dt}, \tag{4.149}$$

gdje je: $m_{e,H}$ - masa leda na površini hladnjaka, kg;

$h_{e,H}$ - specifična entalpija leda na površini hladnjaka, Jkg^{-1}.

Uvrste li se jednadžbe (4.149) i (4.139) u jednadžbu (4.141), energijska bilanca hladnjaka zraka bit će:

$$h_{f,H}\frac{dm_{f,H}(t)}{dt}+h_{e,H}\frac{dm_{e,H}(t)}{dt}=\dot{Q}_{ZH}(t)+\dot{m}_{d,ZH}(t)h_{d,I}-\dot{Q}_{HR}(t) \tag{4.150}$$

Istodobno, jednadžba masene bilance vlage na površini hladnjaka tijekom fazne promjene je:

$$\frac{dm_{e,H}(t)}{dt}+\frac{dm_{f,H}(t)}{dt}=\dot{m}_{d,ZH}(t). \tag{4.151}$$

Uvrsti li se jednadžba masene bilance vlage (4.151) u jednadžbu energijske bilance hladnjaka zraka (4.150), dobiva se jednadžba koja opisuje dinamiku nestajanja mase kapljevite vlage na površini hladnjaka:

$$\frac{dm_{f,H}(t)}{dt}=-\frac{\dot{Q}_{HR}(t)-\dot{Q}_{ZH}(t)-\dot{m}_{d,ZH}(t)\left[h_{d,H}-h_{e,H}\right]}{h_{f,H}-h_{e,H}}, \tag{4.152}$$

to jest jednadžba koja opisuje dinamiku nastajanja mase leda na površini hladnjaka:

$$\frac{dm_{e,H}(t)}{dt}=\frac{\dot{Q}_{HR}(t)-\dot{Q}_{ZH}(t)-\dot{m}_{d,ZH}(t)\left[h_{d,H}-h_{f,H}\right]}{h_{f,H}-h_{e,H}}. \tag{4.153}$$

Nazivnici obiju prethodnih jednadžaba ($h_{f,H}-h_{e,H}$) izražavaju toplinu otapanja leda r_{ef}, Jkg^{-1}, koja pri temperaturi od 0 °C iznosi 334.000 Jkg^{-1}. Član ($h_{d,H}-h_{e,H}$) u brojniku jednadžbe (4.152) predočuje toplinu sublimacije leda r_{ed}, Jkg^{-1}, koja prema jednadžbi (4.118) pri temperaturi od 0 °C iznosi 2.834.357 Jkg^{-1}, pa se jednadžba (4.152) može pisati u obliku:

$$\frac{dm_{f,H}(t)}{dt}=-\frac{\dot{Q}_{HR}(t)-\dot{Q}_{ZH}(t)-\dot{m}_{d,ZH}(t)r_{ed}}{r_{ef}}. \tag{4.154}$$

Kako član ($h_{d,H}-h_{f,H}$) u brojniku jednadžbe (4.153) izražava toplinu isparivanja vode r_{fd}, Jkg^{-1}, koja pri temperaturi od 0 °C iznosi 2.500.357 Jkg^{-1}, to se i jednadžba (4.153) može pisati u svojem jednostavnijem obliku:

$$\frac{dm_{e,H}(t)}{dt}=\frac{\dot{Q}_{HR}(t)-\dot{Q}_{ZH}(t)-\dot{m}_{d,ZH}(t)\,r_{fd}}{r_{ef}}. \tag{4.155}$$

Od trenutka t_{ee}, s, u kojemu je sva kapljevita vlaga na površini hladnjaka zraka preobražena u led $m_{e,H}(t_{ee})$, kg, površina se hladnjaku nastavlja hladiti zajedno s nastalim slojem leda. Ako je temperatura površine hladnjaka $\vartheta_H(t)$ niža od temperature

rosišta za stanje povratnog zraka na ulazu u hladnjak, a istodobno je niža od 0 °C, $\vartheta_H(t) < 0$ **°C**, zbog čega mu je **površina pokrivena injem ili ledom** – bilanca unutarnje energije hladnjaka zraka i masena bilanca vlage mogu se izraziti jednadžbama koje su analogne jednadžbama (4.141 - 4.146), ali uz zamjenu indeksa "*f*", koji označuje kapljevitu vlagu, indeksom "*e*", koji označuje led. Tako se dolazi i do izraza koji opisuje dinamiku srednje temperature površine hladnjaka zraka pokrivene injem ili ledom $\vartheta_H(t)$:

$$\frac{d\vartheta_H(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{ZH}(t) - \dot{Q}_{HR}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\left[h_{d,H} - h_{e,H}\right]}{m_H\, c_H + m_{e,H}(t)\, c_e} \tag{4.156}$$

i do izraza kojim se određuje trenutna količina leda na površini hladnjaka $m_{e,H}(t)$ nakon isteka vremena t, s, od početnog trenutka t_{ee}, s:

$$m_{e,H}(t) = m_{e,H}(t_{ee}) + \int_{t_{ee}}^{t} \dot{m}_{d,ZH}\, dt\,, \tag{4.157}$$

gdje je: c_e - specifični toplinski kapacitet leda, $c_e = f(\vartheta)$, $\mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$.

4.6.4. Odmrzavanje leda s površine hladnjaka zraka

Preostaje još postaviti jednadžbe očuvanja energije i mase za **proces otapanja leda** s površine hladnjaka zraka, koji se odvija u tri faze. Prva faza procesa otapanja leda započinje uključivanjem grijača rasola (slika 2.15.), grijanjem i, potom, puštanjem vrućeg rasola u razvodni sustav rasola, uz prethodno isključenje kompresora rashladnika rasola i ventilatora hladnjaka zraka. Porast temperature leda $\vartheta_{e,H}$, °C, na površini hladnjaka može se opisati izrazom koji se dobiva kad se u jednadžbi (4.156) promjene smjerovi (predznaci) toplinskim tokovima $\dot{Q}_{ZH}(t)$ i $\dot{Q}_{HR}(t)$, što će se dogoditi zbog negativnih temperaturnih razlika $\vartheta_Z(t) - \vartheta_H(t)$ i $\vartheta_H(t) - \vartheta_R(t)$, dakle:

$$\frac{d\vartheta_{e,H}(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{ZH}(t) - \dot{Q}_{HR} + \dot{m}_{d,ZH}(t)\left[h_{d,H} - h_{e,H}\right]}{m_H\, c_H + m_{e,H}(t)\, c_e}. \tag{4.158}$$

U trenutku t_{eG}, s, kada temperatura leda na površini hladnjaka dosegne vrijednost $\vartheta_{e,H}(t_{eG}) = 0$ °C, započinje druga faza: odmrzavanje sloja leda. Ta faza traje do trenutka t_{eeG}, s, u kojemu završava fazna promjena leda u kapljevitu vlagu, pa u tom

trenutku više nema nimalo leda na površini hladnjaka, $m_{e,H}$ (t_{eeG}) = 0 kg. Opisana druga faza procesa otapanja leda s površine hladnjaka zraka odvija se pri konstantnoj vrijednosti temperature leda od 0 °C. Bilanca unutarnje energije hladnjaka zraka u tom razdoblju izražena je jednadžbom koja je istovjetna jednadžbi (4.141). Zbog konstantne vrijednosti temperature, i uz izjednačavanje specifičnih unutarnjih energija kapljevite vlage i leda s njihovim specifičnim entalpijama, lijeva strana jednadžbe (4.141) može se opisati izrazom identičnim jednadžbi (4.149). Njezinim uvrštenjem u jednadžbu (4.141) dobiva se razvijeni oblik jednadžbe očuvanja energije hladnjaka zraka tijekom procesa odmrzavanja:

$$h_{f,H}\frac{dm_{f,H}(t)}{dt}+h_{e,H}\frac{dm_{e,H}(t)}{dt}=\dot{Q}_{ZH}(t)+\dot{H}_{d,ZH}(t)-\dot{Q}_{HR}(t). \tag{4.159}$$

S obzirom na to da se led odmrzava pri 0 °C, na površini hladnjaka istodobno se nalazi i kapljevita vlaga i led, pa masena bilanca vlage odgovara već postavljenoj jednadžbi (4.151). Uvrštenjem jednadžaba (4.151) i (4.139) u jednadžbu (4.159) dobiva se izraz što opisuje dinamiku otapanja mase leda na površini hladnjaka zraka tijekom procesa odmrzavanja:

$$\frac{dm_{e,H}(t)}{dt}=-\frac{\dot{Q}_{ZH}(t)-\dot{Q}_{HR}(t)+\dot{m}_{d,ZH}(t)\left[h_{d,H}-h_{f,H}\right]}{h_{f,H}-h_{e,H}}. \tag{4.160}$$

Kao što je već spomenuto, član ($h_{d,H}$ – $h_{f,H}$) u brojniku prethodne jednadžbe označava specifičnu toplinu isparivanja vode r_{fd}, Jkg^{-1}, koja pri temperaturi od 0 °C iznosi 2.500.357 Jkg^{-1}, a nazivnik ($h_{f,H}$ – $h_{e,H}$) predočuje toplinu otapanja leda r_{ef}, Jkg^{-1}, koja pri temperaturi od 0 °C iznosi 334.000 Jkg^{-1}, pa se jednadžba (4.160) može pisati u jednostavnijem obliku:

$$\frac{dm_{e,H}(t)}{dt}=-\frac{\dot{Q}_{ZH}(t)-\dot{Q}_{HR}(t)+\dot{m}_{d,ZH}(t)\,r_{fd}}{r_{ef}}. \tag{4.161}$$

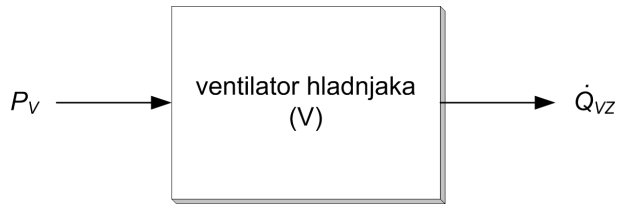
U trenutku t_{eeG}, s, kada se i zadnja čestica leda na površini hladnjaka preobrazi u kapljevitu vlagu, $m_{e,H}$ (t_{eeG}) = 0 kg, započinje treća faza procesa otapanja hladnjaka: grijanje vlažne površine hladnjaka toplinskim tokom $-\dot{Q}_{HR}(t)$ s rasola. Ta faza traje sve dok se ne postignu postavljene vrijednosti za temperaturu površine hladnjaka $\vartheta_{H,pos}$, °C, pri kojoj se proces odmrzavanja prekida uz istododno uključivanje kompresora rashladnika rasola i ventilatora hladnjaka zraka, čime se nastavlja hlađenje. Model koji

opisuje dinamiku srednje temperature površine ovlaženog hladnjaka tijekom treće faze procesa odmrzavanja, predočen je izrazom:

$$\frac{d\vartheta_{f,H}(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{ZH}(t) - \dot{Q}_{HR}(t) + \dot{m}_{d,ZH}(t)\left[h_{d,H} - h_{f,H}\right]}{m_H\, c_H + m_{f,H}(t)\, c_f}. \tag{4.162}$$

4.7. Model ventilatora hladnjaka zraka

Radi osiguravanja prisilne cirkulacije zraka preko hladnjakâ i oko tereta, svaki hladnjak zraka opremljen je s po dva do šest aksijalnih ventilatora, ovisno o potrebnom količinskom protoku zraka. Ventilatori, kojima je strukturni model predočen na slici 4.10., pogonjeni su elektromotorima. Električna energija za napajanje pogonskih elektromotora dovodi se izvana i transformira se većim dijelom u mehaničku snagu ventilatora, pri čemu se mehanička snaga pretvara u toplinu trenja i zagrijava zrak u skladištu. Manji dio dovedene električne energije pretvara se u toplinu trenja rotirajućih dijelova samog elektromotora, zbog čega se elektromotor zagrijava.



Sl. 4.10. Strukturni model ventilatora hladnjaka zraka

Općenito, elektromotor može biti izvan, a pogonjeni uređaj unutar hlađenoga prostora ili hlađene zračne struje, ili elektromotor može biti unutar prostora, a pogonjeni uređaj izvan hlađenog prostora ili hlađene zračne struje, ili i pogonski elektromotor i pogonjeni uređaj mogu biti smješteni u hlađenom prostoru. Ovisno o kojoj se izvedbi radi, pri izračunavanju toplinskih dobitaka hlađenog prostora treba uzeti u obzir samo toplinski ekvivalent mehaničke snage ventilatora, ili samo toplinski tok zagrijavanja od elektromotora, ili oboje zajedno. U promatranome brodskom rashladnom sustavu, i ventilatori i njihovi pogonski elektromotori nalaze se unutar hlađene zračne struje, pa

se ukupni toplinski tok $\dot{Q}_{VZ}$, Js^{-1}, što prelazi na hlađeni vlažni zrak u skladištu i zagrijava ga, izračunava s pomoću izraza [102]:

$$\dot{Q}_{VZ} = n \frac{P_V}{\eta_{emV}} f_{em,k} f_{em,o} , \tag{4.163}$$

gdje je: n - broj ventilatora;

P_V - potrebna snaga na vratilu svakoga pogonskog elektromotora, W;

η_{emV} - stupanj djelovanja pogonskog elektromotora;

$f_{em,k}$ - faktor korištenja pogonskim elektromotorom, za kontinuirani rad $f_{em,k} = 1$;

$f_{em,o}$ - faktor opterećenja pogonskog elektromotora, $f_{em,o} \leq 1$.

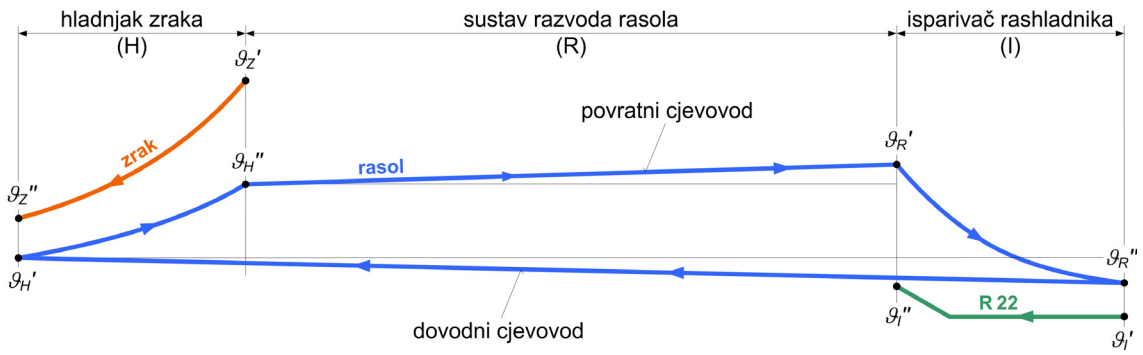
Ovako postavljen i opisan jednadžbom (4.163), model ventilatora hladnjaka zraka je stacionaran jer nema promjena vrijednosti varijabla tijekom vremena dok ventilator radi. Ventilator hladnjaka uključen je u svim radnim režimima, osim u režimu otapanja hladnjaka, to jest za vrijeme uključenosti pumpe vrućeg rasola.

4.8. Model sustava razvoda rasola

4.8.1. Opis modela i pretpostavke

Sustav razvoda rasola ili sekundarni krug rashladnoga postrojenja, detaljno opisan u odjeljku 2.3.1. i shematski prikazan na slici 2.15., sastoji se od osam dovodnih i osam povratnih cjevovoda rasola. Njima su povezani isparivači rashladnika rasola i hladnjaci zraka u osam temperaturnih zona, prema shemi na slici 4.11. Svaki dovodni cjevovod dobavlja ohlađivani rasol u četiri hladnjaka zraka i, jednako tako, svaki povratni cjevovod odvodi zagrijavani rasol iz četiri hladnjaka zraka.

Prolaskom kroz hladnjak zraka rasol preuzima topliski tok $\dot{Q}_{HR}(t)$ sa zraka hladeći ga s temperature $\vartheta_Z'(t)$ na temperaturu $\vartheta_Z''(t)$, sam se pritom zagrijavajući s temperature $\vartheta_H'(t)$ na temperaturu $\vartheta_H''(t)$. U povratnom cjevovodu, od hladnjaka zraka do isparivača rashladnika, koji je položen kroz brodsku strukturu, toplinskim tokom $\dot{Q}_{OR}(t)$ iz okolišnog zraka rasol se dodatno zagrijava na temperaturu $\vartheta_R'(t)$. U isparivaču rashladnika rasola postoji toplinski tok $\dot{Q}_{RI}(t)$ s rasola na radnu tvar, pri

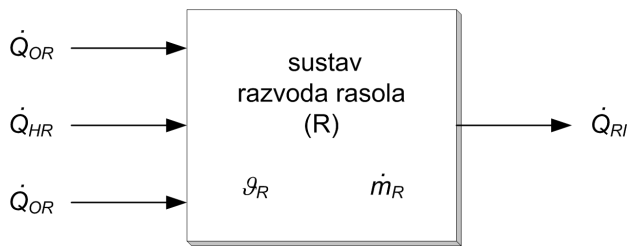


Sl. 4.11. Temperaturni tokovi struja hlađenog zraka, rasola i radne tvari

čemu se rasol hladi na temperaturu $\vartheta_R''(t)$, pa radna tvar isparuje pri temperaturi $\vartheta_I'(t)$, a potom se i pregrijava na temperaturu $\vartheta_I''(t)$. U dovodnom cjevovodu, od isparivača rashladnika do hladnjaka zraka, rasol se ponovno dodatno zagrijava na temperaturu $\vartheta_H'(t)$ toplinskim tokom $\dot{Q}_{OR}(t)$ iz okolišnog zraka. Sustav razvoda rasola, kojemu je strukturni model prikazan na slici 4.12., sastoji se još i od cirkulacijske pumpe kojom se omogućuje strujanje rasola. Matematičkim modelom treba opisati: dinamiku temperature rasola $\vartheta_H'(t)$ na izlazu iz dovodnog cjevovoda, dinamiku temperature rasola $\vartheta_R'(t)$ na izlazu iz povratnog cjevovoda i dinamiku brzine strujanja rasola $w_R(t)$ kroz cjevovod, to jest njegova masenog protoka $\dot{m}_R(t)$.

Pri postavljanju dinamičkoga matematičkog modela uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- kroz cjevovod struji viskozna, nestlačiva kapljevina ($\rho =$ konst.); ovom pretpostavkom zanemaruje se mogućnost pohrane kapljevine u promatranom cjevovodu pa nema potrebe postavljati jednadžbu očuvanja mase,
- strujanje kapljevine (rasola) je jednodimenzijsko,
- s dostatnom točnošću mogu se stvarne brzine rasola zamijeniti njihovim srednjim vrijednostima po presjeku,



Sl. 4.12. Strukturni model sustava razvoda rasola

- kinematička i dinamička viskoznost rasola imaju konstantne vrijednosti,
- toplinski otpor i toplinski kapacitet cjevovoda zanemarivo su mali, pa je temperatura njegove površine jednaka temperaturi rasola,
- specifični toplinski kapacitet rasola c_R ima konstantnu vrijednost,
- koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini cijevne stijenke α_R nije ovisan o temperaturi.

4.8.2. Jednadžba očuvanja energije

Uz uvedene pretpostavke i pojednostavnjenja, bilanca unutarnje energije za promatranu elementarnu količinu rasola između presjeka z i $(z+dz)$ u cjevovodu ukupne duljine L_c, m, prema oznakama na slici 4.13, iznosi:

$$\frac{dU_R(t)}{dt} = \dot{Q}_{Rc}(z,t) - \left[\dot{Q}_{Rc}(z,t) + \frac{\partial \dot{Q}_{Rc}(z,t)}{\partial z} dz\right] + \dot{Q}_{OR}(z,t) \tag{4.164}$$

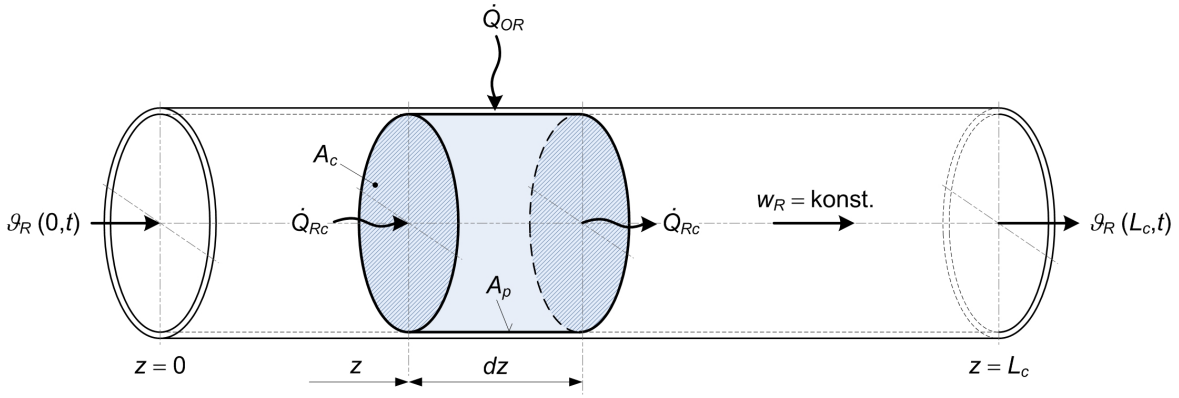
gdje je: U_R - unutarnja energija rasola, J;

$\dot{Q}_{Rc}$ - aksijalni toplinski tok kroz rasol, Js^{-1};

$\dot{Q}_{OR}$ - radijalni toplinski tok iz okoliša u rasol, Js^{-1};

Lijeva strana jednadžbe (4.163) predstavlja promjenu unutarnje energije rasola, i može se izraziti kao:

$$\frac{dU_R(t)}{dt} = m_R \frac{du_R(t)}{dt}, \tag{4.165}$$



Sl. 4.13. Strujanje rasola kroz cijev

gdje je: m_R - masa rasola, kg;

u_R - specifična unutarnja energija rasola, Jkg^{-1}:

$$u_R = c_R\, \vartheta_R\,; \tag{4.166}$$

c_R - specifični toplinski kapacitet rasola, Jkg^{-1}K^{-1};

ϑ_R - temperatura rasola, °C,

pa jednadžba (4.165) postaje:

$$\frac{dU_R(t)}{dt} = m_R\, c_R \frac{\partial \vartheta_R(z,t)}{\partial t} = A_c\, dz\, \rho_R\, c_R \frac{\partial \vartheta_R(z,t)}{\partial t}\,, \tag{4.167}$$

gdje je: A_c - površina poprečnog presjeka cjevovoda, m^2:

$$A_c = \frac{d_u^{\,2}\,\pi}{4}\,; \tag{4.168}$$

d_u - unutarnji promjer cijevi, m;

dz - diferencijalna duljina promatranog elementa, m;

ρ_R - gustoća rasola, kgm^{-3}.

Na desnoj strani jednadžbe (4.164) su toplinski tokovi kojima je izložena promatrana elementarna količina rasola. Aksijalni toplinski tok kroz rasol $\dot{Q}_{Rc}$, Js^{-1}, može se opisati izrazom:

$$\dot{Q}_{Rc}(z,t) = \dot{m}_R\, c_R\, \vartheta_R(z,t)\,, \tag{4.169}$$

a toplinski tok $\dot{Q}_{OR}$ Js^{-1}, što iz okoliša radijalno kroz plašt cijevi pritječe i zagrijava rasol, dade se opisati izrazom:

$$\dot{Q}_{OR}(z,t) = q_{OR}(z,t)\, A_p = \alpha_R\left[\vartheta_O(t) - \vartheta_R(z,t)\right] A_p\,, \tag{4.170}$$

gdje je: $\dot{m}_R$ - maseni protok rasola kroz cjevovod, kgs^{-1};

α_R - koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini cijevne stijenke, Wm^{-2}K^{-1};

A_p - površina plašta elementarnog dijela cijevi, m^2:

$$A_p = d_u\, \pi\, dz\,. \tag{4.171}$$

Ako se izrazi (4.167), (4.169) i (4.170) uvrste u jednadžbu (4.164), dobiva se jednadžba energijske bilance rasola u razvijenom obliku:

$$A_c\, dz\, \rho_R\, c_R \frac{\partial \vartheta_R(z,t)}{\partial t} = -\dot{m}_R\, c_R \frac{\partial \vartheta_R(z,t)}{\partial z} dz + \alpha_R \left[\vartheta_O(t) - \vartheta_R(z,t)\right] A_p\,, \qquad (4.172)$$

koja daljnjim sređivanjem postaje:

$$\frac{\partial \vartheta_R(z,t)}{\partial t} + w_R \frac{\partial \vartheta_R(z,t)}{\partial z} + \mathrm{k}\, \vartheta_R(z,t) = \mathrm{k}\, \vartheta_O(t)\,, \qquad (4.173)$$

gdje je: w_R - prosječna brzina strujanja rasola kroz cjevovod, ms^{-1}:

$$w_R = \frac{\dot{m}_R}{A_c\, \rho_R}\,, \qquad (4.174)$$

k - dinamička značajka, s^{-1},

$$\mathrm{k} = \frac{4\,\alpha_R}{d_u\, \rho_R\, c_R}\,, \qquad (4.175)$$

kojoj je recipročna vrijednost, vremenska konstanta T_6, s:

$$\mathrm{T}_6 = \frac{1}{\mathrm{k}} = \frac{d_u\, \rho_R\, c_R}{4\,\alpha_R}\,. \qquad (4.176)$$

Jednadžbom (4.173) izražava se matematički model strujanja rasola u toplinski neizoliranoj cijevi s prostorno raspodijeljenim parametrima. Brzina strujanja rasola kroz cjevovod odredit će se iz jednadžbe očuvanja količine gibanja. Dobivena jednadžba (4.173) je nehomogena linearna hiperbolična parcijalna diferencijalna jednadžba prvog reda. Postavljeni model opisuje dinamiku temperature rasola $\vartheta_R(z,t)$ po prostornoj i po vremenskoj koordinati. Da bi se dobilo analitičko rješenje jednadžbe (4.173), potrebno je poznavati funkciju početnih uvjeta:

$$\vartheta_R(z,0) = p(z), \qquad 0 < z < L_c\,, \qquad \vartheta_O(t) > \vartheta_R(t), \qquad (4.177)$$

koja opisuje profil temperature po duljini cijevi u trenutku $t = 0$, i funkcije rubnih uvjeta:

1. RU: $\quad z = 0\,, \qquad \vartheta_R(0,t) = f(t)\,, \qquad (4.178)$

2. RU: $\quad z = L_c\,, \qquad \vartheta_R(L_c,t) = g(t)\,. \qquad (4.179)$

S obzirom na to da je za postavljanje cjelokupnog modela potrebno poznavati samo promjenu temperature rasola u presjeku $z = L_c$ po vremenskoj koordinati, $\vartheta_R\,(L_c,\, t)$, prethodno postavljeni model s distribuiranim parametrima transformirat će se, poradi numeričke simulacije, u model s usredotočenim parametrima. Matematička diskretizacija po prostornoj varijabli uobičajen je način kako se od jedne ili više parcijalnih diferencijalnih jednadžaba prelazi na konačni sustav običnih diferencijalnih jednadžaba. Diskretizacija će se provesti metodom unazadne diferencije [101], što je samo jedna od mogućih metoda diskretizacije.

Prema metodi unazadne diferencije gradijent određene funkcije *f* po prostornoj varijabli *z*, u presjeku n, zamjenjuje se prema formuli:

$$\left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)_{\mathrm{n}} = \frac{f_{\mathrm{n}} - f_{\mathrm{n}-1}}{\delta_z}\,, \tag{4.180}$$

gdje je: f_{n} - vrijednost funkcije u presjeku n;

$f_{\mathrm{n}-1}$ - vrijednost funkcije u presjeku $\mathrm{n}-1$;

δ_z - razmak između presjeka $\mathrm{n}-1$ i n, to jest duljina elemenata dobivenih diskretizacijom:

$$\delta_z = \frac{L_c}{b}\,, \tag{4.181}$$

b - broj elemenata dobivenih diskretizacijom.

Ako se prethodna formula primjeni na parcijalnu diferencijalnu jednadžbu (4.173), rezultat će biti sustav od n običnih diferencijalnih jednadžaba prvog reda:

$$\frac{d\vartheta_{R,\mathrm{n}}(t)}{dt} + w_R\,\frac{\vartheta_{R,\mathrm{n}}(t) - \vartheta_{R,\mathrm{n}-1}(t)}{\delta_z} + \mathrm{k}\,\vartheta_{R,\mathrm{n}}(t) = \mathrm{k}\,\vartheta_o(t), \quad \mathrm{n} = 2,\ \ldots\ ,\ \mathrm{b}+1. \tag{4.182}$$

Podijeli li se cjevovod rasola na četiri diskretizacijska elementa, od jednadžbe (4.182) nastaje sustav od četiri obične diferencijalne jednadžbe:

$$\frac{d\vartheta_{R,2}(t)}{dt} = \mathrm{k}\,\vartheta_o(t) + \mathrm{k}_1\,\vartheta_{R,1}(t) - \mathrm{k}_2\,\vartheta_{R,2}(t)\,, \tag{4.183.a}$$

$$\frac{d\vartheta_{R,3}(t)}{dt} = \mathrm{k}\,\vartheta_o(t) + \mathrm{k}_1\,\vartheta_{R,2}(t) - \mathrm{k}_2\,\vartheta_{R,3}(t)\,, \tag{4.183.b}$$

$$\frac{d\vartheta_{R,4}(t)}{dt} = \mathrm{k}\,\vartheta_o(t) + \mathrm{k}_1\,\vartheta_{R,3}(t) - \mathrm{k}_2\,\vartheta_{R,4}(t), \tag{4.183.c}$$

$$\frac{d\vartheta_{R,5}(t)}{dt} = \mathrm{k}\,\vartheta_o(t) + \mathrm{k}_1\,\vartheta_{R,4}(t) - \mathrm{k}_2\,\vartheta_{R,5}(t), \tag{4.183.d}$$

gdje su: $\vartheta_{R,1}(t) \ldots \vartheta_{R,5}(t)$ - temperature na rubovima diskretizacijskih elementa;

k_1 i k_2 - dinamičke značajke, s^{-1},

$$\mathrm{k}_1 = \frac{w_R}{\delta_z}, \tag{4.184}$$

$$\mathrm{k}_2 = \frac{w_R}{\delta_z} + \frac{4\,\alpha_R}{d_u\,\rho_R\,c_R}, \tag{4.185}$$

a njihove su recipročne vrijednost vremenske konstante T_7 i T_8, s:

$$\mathrm{T}_7 = \frac{1}{\mathrm{k}_1} = \frac{\delta_z}{w_R}. \tag{4.186}$$

$$\mathrm{T}_8 = \frac{1}{\mathrm{k}_2} = \frac{d_u\,\rho_R\,c_R\,\delta_z}{d_u\,\rho_R\,c_R\,w_R + 4\,\alpha_R\,\delta_z}, \tag{4.187}$$

Prethodni sustav diferencijalnih jednadžaba (4.182) moguće je predočiti i u obliku matričnih jednadžaba:

$$\begin{bmatrix} \vartheta_{R,2}(t) \\ \vartheta_{R,3}(t) \\ \vartheta_{R,4}(t) \\ \vartheta_{R,5}(t) \end{bmatrix}' = \begin{bmatrix} \mathrm{k} & \mathrm{k}_1 \\ \mathrm{k} & 0 \\ \mathrm{k} & 0 \\ \mathrm{k} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vartheta_o(t) \\ \vartheta_{R,1}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\mathrm{k}_2 & 0 & 0 & 0 \\ \mathrm{k}_1 & -\mathrm{k}_2 & 0 & 0 \\ 0 & \mathrm{k}_1 & -\mathrm{k}_2 & 0 \\ 0 & 0 & \mathrm{k}_1 & -\mathrm{k}_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vartheta_{R,2}(t) \\ \vartheta_{R,3}(t) \\ \vartheta_{R,4}(t) \\ \vartheta_{R,5}(t) \end{bmatrix}, \tag{4.188}$$

$$\left[\vartheta_{R,5}(t)\right] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vartheta_o(t) \\ \vartheta_{R,1}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vartheta_{R,2}(t) \\ \vartheta_{R,3}(t) \\ \vartheta_{R,4}(t) \\ \vartheta_{R,5}(t) \end{bmatrix}, \tag{4.189}$$

gdje je jedina temperatura od interesa, temperatura $\vartheta_{R,5}(t) = \vartheta_R(L_c, t)$, izabrana za izlaznu varijablu.

4.8.3. Jednadžba očuvanja količine gibanja

Jednadžba očuvanja količine gibanja za općeniti slučaj strujanja fluida prema [111], može se pisati u obliku:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{V}}{\partial t} = -(\nabla \cdot \rho \mathbf{V})\mathbf{V} - \nabla p + \nabla \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{g}\,, \tag{4.190}$$

gdje je: ρ - gustoća fluida, kgm^{-3};

$\mathbf{V}$ - vektor brzine strujanja, ms^{-1}, s komponentama u, v i w u smjeru osi x, y i z pravokutnoga koordinatnog sustava;

∇ - Hamiltonov vektorski diferencijalni operator:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\mathbf{i} + \frac{\partial}{\partial y}\mathbf{j} + \frac{\partial}{\partial z}\mathbf{k}\,; \tag{4.191}$$

p - tlak, Pa;

$\boldsymbol{\tau}$ - tenzor naprezanja, Nm^{-2};

$\mathbf{g}$ - vektor gravitacijskog ubrzanja, ms^{-2}.

Član na lijevoj strani jednadžbe je ukupno povećanje količine gibanja po jedinici volumena, Nm^{-3}. Članovi na desnoj strani su redom: porast količine gibanja zbog konvekcije, sila tlaka na promatrani element fluida, promjena količine gibanja zbog viskoznih sila i gravitacijska sila – sve po jedinici volumena.

Prema drugome Newtonovu zakonu gibanja*, brzina promjene količine gibanja pri strujanju nestlačive kapljevine, to jest rasola ($\rho_R =$ konst.), kroz cjevovod, jednaka je zbroju svih vanjskih sila što djeluju na sveukupnu masu rasola u cjevovodu:

$$\frac{d(m_R\, w_R)}{dt} = \sum_{i=1}^{n} F_i\,, \tag{4.192}$$

gdje je: m_R - sveukupna masa rasola u cjevovodu, kg:

$$m_R = A_c\, L_c\, \rho_R\,. \tag{4.193}$$

* Drugi Newtonov zakon, ili temeljni zakon gibanja (1686.), formalno glasi: *ubrzanje tijela zbog djelovanja neke sile proporcionalno je jačini sile i odvija se u smjeru sile, a obrnuto je proporcionalno masi tijela*.

Sile što djeluju na sveukupnu masu rasola u cjevovodu, u općem su nestacionarnom slučaju sile tlakova, i to:

p_1 - tlak na ulazu u cjevovod, Pa;

p_2 - tlak na izlazu iz cjevovoda, Pa;

Δp_p - prirast tlaka prolaskom kroz pumpu, to jest visina dobave pumpe, Pa;

Δp_c - ukupni pad tlaka pri strujanju kroz cjevovod, Pa,

pa jednadžba (4.192) postaje:

$$A_c\, L_c\, \rho_R \frac{dw_R(t)}{dt} = \left[p_1(t) + \Delta p_p(t) - \Delta p_c(t)\right] A_c - p_2(t) A_c\,. \tag{4.194}$$

S obzirom na to da je brzina strujanja rasola $w_R(t)$, ms^{-1}, određena formulom (4.174), to jednadžba (4.194) prelazi u oblik kojim se opisuje dinamika masenog protoka rasola kroz cjevovod:

$$\frac{d\dot{m}_R(t)}{dt} = 0{,}785\left[p_1(t) + \Delta p_p(t) - \Delta p_c(t) - p_2(t)\right]\frac{d_u^{\,2}}{L_c}\,. \tag{4.195}$$

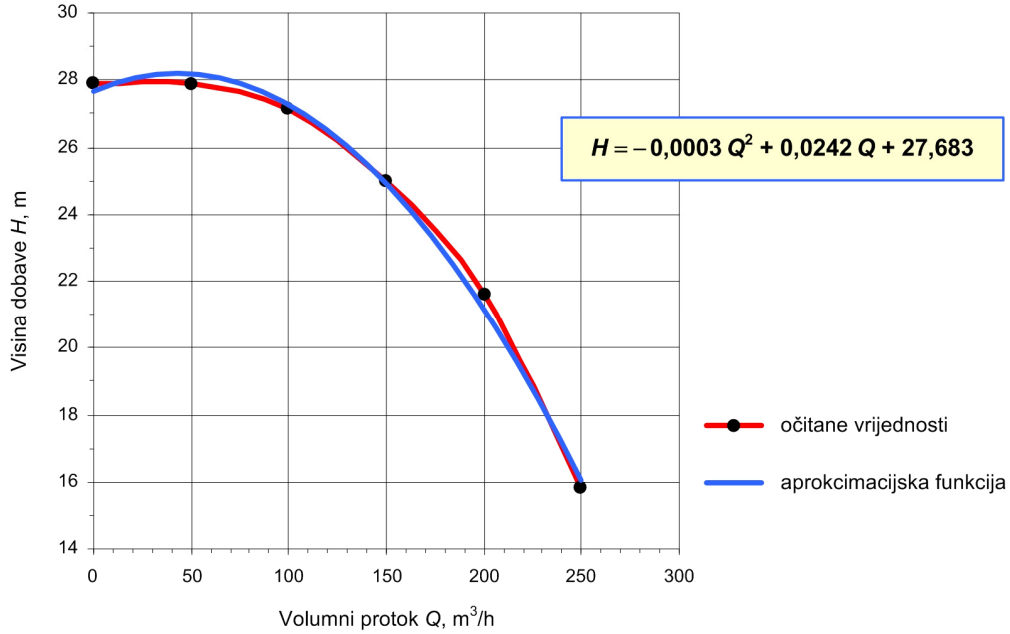
Prirast tlaka rasola prolaskom kroz pumpu, to jest visina dobave pumpe Δp_p, Pa, ovisi o karakteristici stvarne pumpe ugrađene u ispitivani sustav. Zbog toga je trebalo radnu karakteristiku dotične centrifugalne pumpe rasola *Allweiler* NISM 100-250/01, grafički prikazanu u obliku *Q*, *H* - dijagrama [86], predočiti aproksimacijskom funkcijom. Rezultat toga postupka, prikazanoga na slici 4.13, jest kvadratna funkcija:

$$H = -0{,}0003\,Q^2 + 0{,}0241Q + 27{,}683\,, \tag{4.196}$$

koja, nakon usklađivanja mjernih jedinica, poprima oblik:

$$\Delta p_p(t) = -38\,141\,280{,}00\left(\frac{\dot{m}_R(t)}{\rho_R}\right)^2 + 851\,115{,}60\,\frac{\dot{m}_R(t)}{\rho_R} + 271\,570{,}23\,. \tag{4.197}$$

Pumpa može raditi u svakoj točki svoje karakteristike. To znači da centrifugalna pumpa ima beskonačno mnogo radnih točaka. Stvarna radna točka ne ovisi samo o pumpi nego i o karakteristici cjevovoda na koji je pumpa priključena. Pritom se karakteristika cjevovoda odnosi na krivulju koja izražava ovisnost pada tlaka u cjevovodu o protoku. Ukupni pad tlaka rasola pri strujanju kroz cjevovod Δp_c, Pa, sastoji se od linearnih i lokalnih otpora strujanju i izračunava se s pomoću Darcy-Weissbachove formule [112]:



Sl. 4.14. Radna karakteristika centrifugalne pumpe rasola *Allweiler* NISM 100-250/01

$$\Delta p_c(t) = \xi \frac{\rho_R w_R(t)^2}{2}, \tag{4.198}$$

gdje je: ξ - koeficijent gubitaka.

Za **linearne otpore** strujanju koji nastaju u ravnim dionicama cijevi okrugloga poprečnog presjeka, koeficijent gubitaka ξ iznosi:

$$\xi = \lambda \frac{L_c}{d_u}, \tag{4.199}$$

gdje je: λ - koeficijent trenja.

Koeficijent trenja λ ovisi o Reynoldsovoj bezdimenzijskoj značajki *Re* i relativnoj hrapavosti cijevi k/d_u, gdje je *k* apsolutna hrapavost (prosječna visina neravnina, m) površine cijevne stijenke.

U **laminarnom području strujanja**, pri $Re < 2.320$, koeficijent trenja λ izračunava se uz pomoć izraza:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \tag{4.200}$$

to jest, kad se uzme u obzir definicija Reynoldsova broja iskazana formulom (4.109), s pomoću izraza:

$$\lambda = 64 \frac{\nu_R}{w_R\, d_u}. \tag{4.201}$$

Pri **turbulentnom strujanju**, kad je $Re > 2.320$, razlikuju se tri vrste toka:

- Turbulentni glatki tok ili tok u hidraulički glatkim cijevima ($2.320 < Re < 2\frac{d_u}{k}$), kad hrapavost leži unutar laminarnog podsloja; koeficijent trenja λ izračunava se ovisno o vrijednosti Reynoldsova broja, i to [113]:

za $3{\cdot}10^3 < Re < 10^5$, prema Blasiusovoj formuli:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}, \tag{4.202}$$

za $Re > 10^5$, prema Nikuradseovoj formuli:

$$\lambda = 0{,}0032 + \frac{0{,}221}{Re^{0{,}237}} \tag{4.203}$$

i za $2.320 < Re < 10^8$, prema Filonenkovoj formuli:

$$\lambda = \left(1{,}82 \cdot \log Re - 1{,}64\right)^{-2}. \tag{4.204}$$

- Turbulentni prijelazni tok ($2\frac{d_u}{k} < Re < 10^3 \frac{d_u}{k}$); koeficijent trenja λ izračunava se uz pomoć iskustvenih formula od kojih je najpoznatija Colebrook-Whiteova formula:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log\left(0{,}269 \frac{k}{d_u} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}}\right). \tag{4.205}$$

Njezina je velika prednost da ona vrijedi za sve režime turbulentnog toka, a odstupanja od eksperimentalnih mjerenja manja su od nekoliko postotaka. Nažalost, ona je iterativna, pa se umjesto nje vrlo često rabe različite pojednostavnjene formule, poput eksplicitne aproksimativne Pečornikove formule:

$$\lambda = \frac{0{,}25}{\left[\log\left(0{,}269 \frac{k}{d_u} + \frac{15}{Re}\right)\right]^2}. \tag{4.206}$$

- Turbulentni hrapavi tok ili područje potpune hrapavosti ($Re > 10^3 \frac{d_u}{k}$); koeficijent trenja λ ovisi samo o relativnoj hrapavosti i određuje se na temelju Nikuradseove formule:

$$\lambda = \frac{0{,}25}{\left[\log\left(3{,}715\frac{d_u}{k}\right)\right]^2}. \tag{4.207}$$

S određenim ograničenjima ($\frac{k}{d_u} < 0{,}01$ i $\lambda < 0{,}05$) i s nešto manjom točnošću ($\pm 5\%$), pri $4 \cdot 10^3 < Re < 10^7$, dakle u gotovo svim područjima, vrijedi Moodyjeva formula:

$$\lambda = 5{,}5 \cdot 10^{-3}\left(1 + \sqrt[3]{2 \cdot 10^4 \frac{k}{d_u} + \frac{10^6}{Re}}\right). \tag{4.208}$$

Za praktično određivanje koeficijenta trenja λ služi Moodyjev λ, Re - dijagram, predočen na slici P-II.1. u Prilogu II., u kojem su grafički prikazani koeficijenti trenja izračunani na temelju analize tada dostupnih podataka koju je 1944. godine proveo američki inženjer Lewis Ferry Moody (1880. - 1953.).

Apsolutne hrapavosti, to jest prosječne visine neravnina k površina cijevnih stijenka prikazane su u tablici P-II.5. u Prilogu II.

Za **lokalne ili mjesne otpore** strujanju koji se pojavljuju u: ventilima, zasunima, slavinama, koljenima, lukovima, račvama, suženjima, proširenjima i drugim armaturnim elementima cjevovoda, koeficijent gubitaka ξ ovisi o vrsti, izvedbi, obliku i dimenzijama pojedinoga armaturnog elementa. Detaljni podatci o vrijednostima koeficijenata lokalnih gubitaka ξ dostupni su u odgovarajućoj literaturi [102, 112, 113 i 114].

Tako, konačno, Darcy-Weissbachova formula (4.198) za izračunavanje ukupnog pada tlaka pri strujanju rasola kroz cjevovod dobiva oblik:

$$\Delta p_c(t) = \left(\lambda \frac{L_c}{d_u} + \sum_{i=1}^{n} \xi_i\right) \frac{\rho_R\, w_R(t)^2}{2}, \tag{4.209}$$

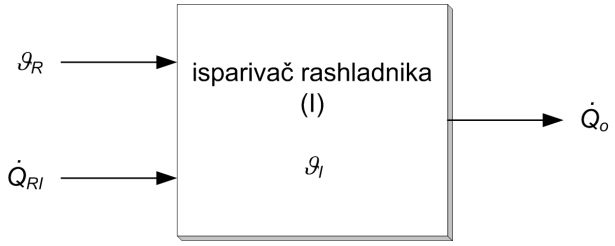
i kad se brzina strujanja rasola $w_R(t)$, ms^{-1}, zamijeni izrazom (4.174), za cjevovod okrugloga poprečnog presjeka, prethodna formula postaje:

$$\Delta p_c(t) = 0{,}811\left(\lambda \frac{L_c}{d_u} + \sum_{i=1}^{n} \xi_i\right) \frac{\dot{m}_R(t)^2}{\rho_R\, d_u^{\,4}}. \tag{4.210}$$

4.9. Model isparivača rashladnika rasola

4.9.1. Opis modela i pretpostavke

Isparivač rashladnika rasola kojemu je strukturni model prikazan na slici 4.15., pripada kategoriji suhih isparivača za hlađenje kapljevina. Sastoji se od snopa bakrenih orebrenih cijevi u čeličnom plaštu. Centrifugalna pumpa osigurava cirkulaciju rasola oko cijevnog snopa kroz isparivač. Temperatura rasola na ulazu u isparivač je $\vartheta_R'(t)$, a na izlazu je $\vartheta_R''(t)$. Zbog razlike temperatura rasola i površine isparivačkih cijevi, toplina $\dot{Q}_{RI}$ prelazit će s rasola na isparivačke cijevi. Radna tvar, R22, što struji kroz isparivačke cijevi, oduzima isparivaču toplinu $\dot{Q}_o$, zbog čega radna tvar isparuje i pregrijava se. Oduzeta količina topline $\dot{Q}_o$ jest rashladni kapacitet rashladnika rasola.



Sl. 4.15. Strukturni model isparivača rashladnika

Za analizu dinamičkih pojava u cjelokupnomu brodskomu rashladnom sustavu sasvim zadovoljava model s usredotočenim parametrima, pa će takav model biti postavljen u nastavku. Pri postavljanju dinamičkoga matematičkog modela isparivača rashladnika uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- isparivač je aproksimiran s protustrujnim izmjenjivačem topline koji je podijeljen u dvofaznu zonu i zonu pregrijanja, kao što je prikazano na slici 4.16.,
- temperatura pregrijanja radne tvari iznosi 4,5 do 5,5 °C [115],
- toplinski otpor isparivačkih cijevi zanemarivo je malen, pa je temperatura njihove površine jednaka temperaturi radne tvari,
- ispušta se jednadžba očuvanja količine gibanja radne tvari,
- zanemaruje se pad tlaka radne tvari zbog strujanja kroz cijevi isparivača,
- ne uzima se u obzir model udjela praznina u dvofaznom toku,
- koeficijent prijelaza topline na površini isparivača α_I ima konstantnu vrijednost.

4.9.2. Osnovni proračun izmjenjivača topline

Prije postavljanja jednadžbe očuvanja energije, treba postaviti jednadžbe osnovnog proračuna ovog tipa izmjenjivača topline, kao što je to učinjeno i za hladnjak zraka. Ukupni toplinski tok $\dot{Q}_{Rl}(t)$, Js^{-1}, koji iz rasola prelazi na površinu isparivača, sastoji se od toplinskog toka u zoni isparivnja $\dot{Q}_{Rl,isp}(t)$, Js^{-1}, i toplinskog toka u zoni pregrijavanja $\dot{Q}_{Rl,pre}(t)$, Js^{-1}:

$$\dot{Q}_{Rl}(t) = \dot{Q}_{Rl,isp}(t) + \dot{Q}_{Rl,pre}(t), \tag{4.211}$$

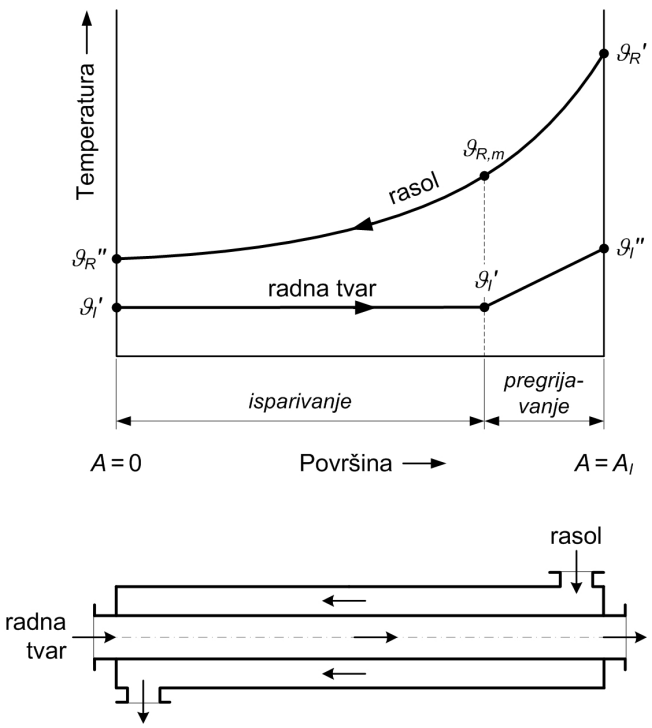
što se dalje može izraziti kao:

$$\dot{Q}_{Rl}(t) = \alpha_l \, A_{l,isp} \, \Delta\vartheta_{l,sr,isp}(t) + \alpha_l \, A_{l,pre} \, \Delta\vartheta_{l,sr,pre}(t), \tag{4.212}$$

gdje je: α_l - koeficijent prijelaza topline na površini isparivača, Wm^{-2}K^{-1};

$A_{l,isp}$ - dio površine isparivača koji se odnosi na zonu isparivanja, m^2;

$A_{l,pre}$ - dio površine isparivača koji se odnosi na zonu pregrijavanja, m^2; veličine ovih dviju površina variraju ovisno o radnim uvjetima, pa će se u simulacijskom modelu uzeti njihove prosječne projektne vrijednosti;



Sl. 4.16. Temperaturni tokovi u isparivaču rashladnika

$\Delta\vartheta_{I,sr,isp}$ - srednja logaritamska temperaturna razlika isparivača u zoni isparivanja, °C;

$\Delta\vartheta_{I,sr,pre}$ - srednja logaritamska temperaturna razlika isparivača u zoni pregrijavanja, °C.

Srednje logaritamske temperaturne razlike za svaku pojedinu zonu, uz oznake sa slike 4.16., izračunavaju se prema [31, 105 i 109] polazeći od izraza:

$$\Delta\vartheta_{I,sr,isp}(t) = \frac{\vartheta_{R,m} - \vartheta_R''}{\ln\dfrac{\vartheta_{R,m} - \vartheta_I'}{\vartheta_R'' - \vartheta_I'}}; \tag{4.213}$$

$$\Delta\vartheta_{I,sr,pre}(t) = \frac{\vartheta_R' - \vartheta_I'' - \vartheta_{R,m} + \vartheta_I'}{\ln\dfrac{\vartheta_R' - \vartheta_I''}{\vartheta_{R,m} - \vartheta_I'}}. \tag{4.214}$$

Temperature rasola na izlazu iz pojedinih zona mogu se odrediti prema [31, 103 i 104] uz pomoć izraza:

$$\vartheta_{R,m} = \vartheta_I' + \left[\vartheta_R' - \vartheta_I''\right]\exp\left(-\frac{\alpha_I A_{I,pre}}{\dot{m}_R c_R}\right); \tag{4.215}$$

$$\vartheta_R'' = \vartheta_I' + \left[\vartheta_{R,m} - \vartheta_I'\right]\exp\left(-\frac{\alpha_I A_{I,isp}}{\dot{m}_R c_R}\right), \tag{4.216}$$

gdje je: $\dot{m}_R$ - maseni protok rasola kroz isparivač, kgs^{-1};

c_R - specifični toplinski kapacitet rasola, $Jkg^{-1}K^{-1}$.

4.9.3. Jednadžba očuvanja energije

Bilanca energije isparivača rashladnika rasola može se izraziti jednadžbom:

$$\frac{dU_I(t)}{dt} = \dot{Q}_{RI}(t) - \dot{Q}_o(t), \tag{4.217}$$

gdje je: U_I - unutarnja energija isparivača, J;

$\dot{Q}_{RI}$ - toplinski tok iz rasola na površinu isparivača, Js^{-1};

$\dot{Q}_o$ - rashladni kapacitet rashladnika rasola, W.

Lijeva strana jednadžbe (4.217) iskazuje promjenu unutarnje energije isparivača, i može se predočiti jednadžbom:

$$\frac{dU_I(t)}{dt} = m_I\, c_I \frac{d\vartheta_I(t)}{dt}, \tag{4.218}$$

gdje je: m_I - masa materijala isparivača, kg;

c_I - specifični toplinski kapacitet materijala isparivača, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

ϑ_I - temperatura površine isparivača, tj. temperatura isparivanja °C.

Uvrsti li se prethodna jednadžba u jednadžbu energetske bilance isparivača (4.217), dobiva se izraz:

$$m_I\, c_I \frac{d\vartheta_I(t)}{dt} = \dot{Q}_{RI}(t) - \dot{Q}_o(t), \tag{4.219}$$

a iz njega jednadžba kojom se opisuje dinamika temperature površine isparivača $\vartheta_I(t)$:

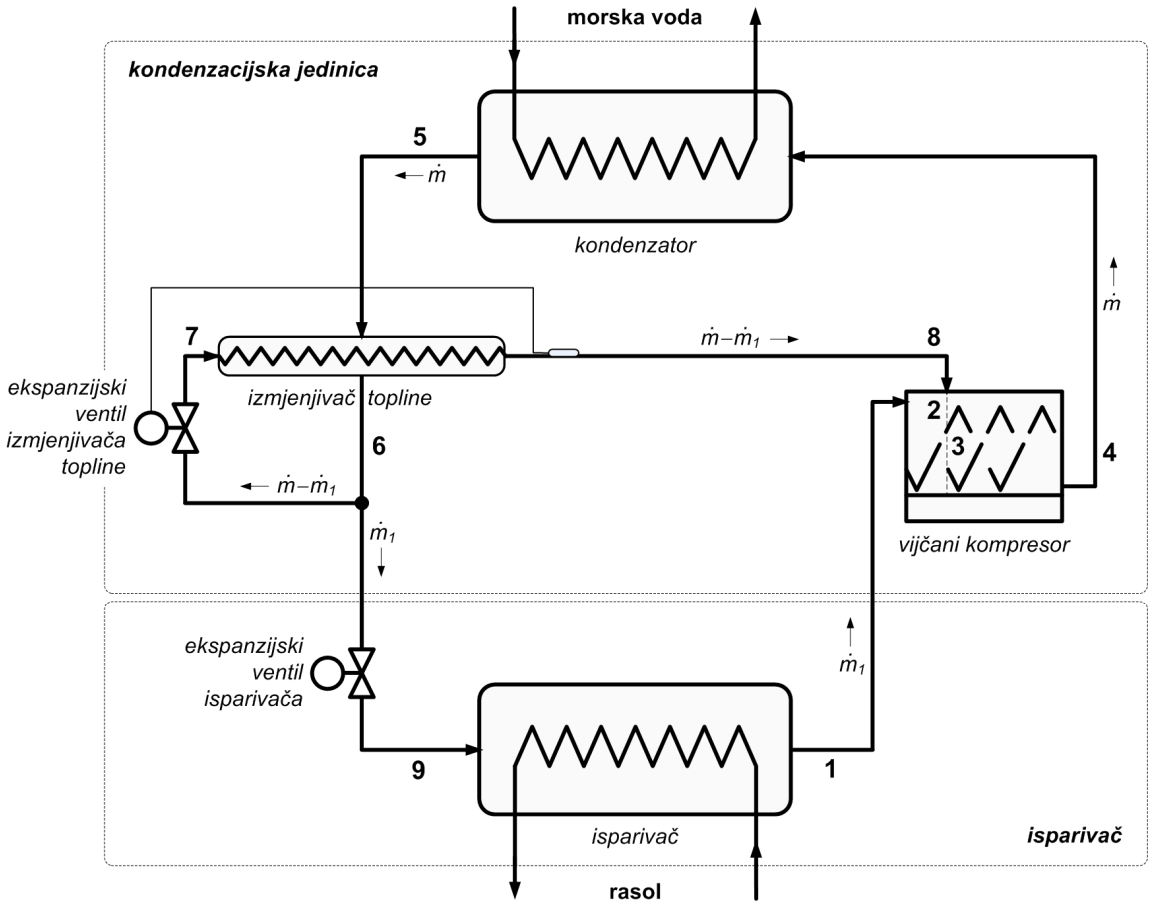
$$\frac{d\vartheta_I(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_{RI}(t) - \dot{Q}_o(t)}{m_I\, c_I}. \tag{4.220}$$

4.10. Model kondenzacijske jedinice rashladnika rasola

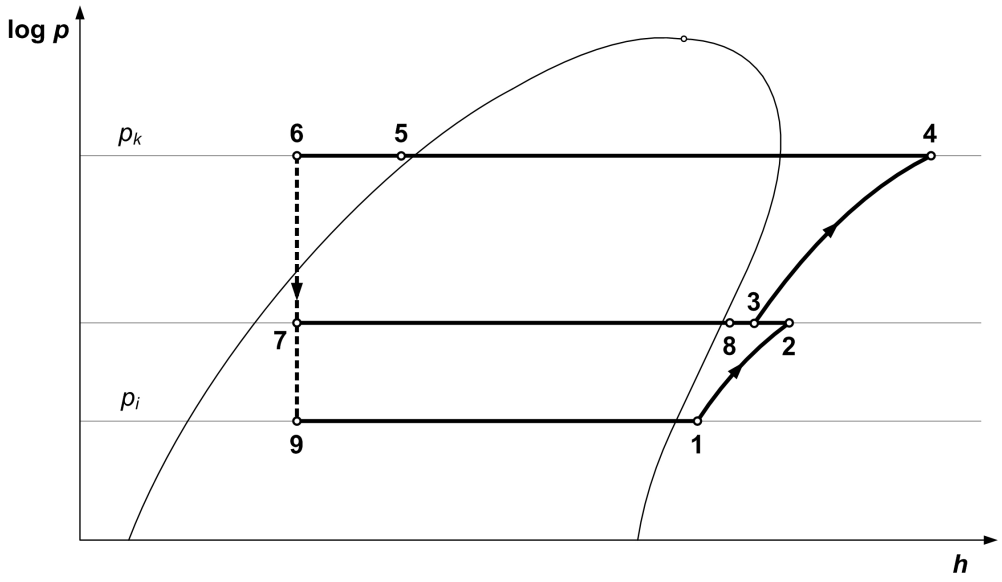
4.10.1. Opis modela kondenzacijske jedinice

Rashladnik rasola kojemu je pojednostavnjena shema prikazana na slici 4.17., kompaktna je jedinica, kao što je to već detaljno opisano u odjeljku 2.3.1. i predočeno na slici 2.14.a. U fazi konceptualizacije sustava, rashladnik rasola se za potrebe modeliranja razdjeljuje na dva podsustava: kondenzacijsku jedinicu i isparivač. Kondenzacijska jedinica rashladnika rasola nije, dakle, fizički izdvojena, nego se samo u procesu modeliranja razmatra kao posebni podsustav, za koji se postavlja poseban matematički model.

Osnovne komponente od kojih se sastoji kondenzacijska jedinica jesu kompresor, kondenzator i izmjenjivač topline (ekonomajzer) s ekspanzijskim ventilom,



Sl. 4.17. Pojednostavnjena shema rashladnika rasola



Sl. 4.18. Radni ciklus rashladnika rasola u log *p, h* - dijagramu

pa se radna karakteristika kondenzacijske jedinice dobiva slaganjem radnih karakteristika njezinih komponenata, kao što je to pokazano u [115, 116 i 117].

Termodinamički ciklus po kojemu radi rashladnik rasola prikazan je u log *p, h* - - dijagramu na slici 4.18. Njegov rashladni kapacitet $\dot{Q}_o$, Js^{-1}, određen je izrazom:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_1 (h_1 - h_9), \tag{4.221}$$

gdje je: $\dot{m}_1$ - maseni protok radne tvari kroz isparivač, kgs^{-1};
h_1 - specifična entalpija radne tvari na izlazu iz isparivača, Jkg^{-1};
h_9 - specifična entalpija radne tvari na ulazu u isparivač, Jkg^{-1}.

Uz glavni (primarni) usisni otvor, vijčani kompresor opremljen je i pomoćnim (sekundarnim) usisnim otvorom koji je smješten između glavnoga usisnog i tlačnog otvora. Kroz pomoćni usisni otvor ostvaruje se dodatno punjenje kompresora radnom tvari iz izmjenjivača topline, čime se povećavaju rashladni kapacitet i rashladni koeficijent ciklusa. Teorijska snaga potrebna za pogon kompresora pri izentropskoj kompresiji $P_{K,teor}$, W, jest:

$$P_{K,teor} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) + \dot{m} (h_4 - h_3), \tag{4.222}$$

gdje je: $\dot{m}$ - maseni protok radne tvari kroz kompresor nakon dodatnog punjenja, kgs^{-1};
h_2 - specifična entalpija radne tvari u kompresoru pred pomoćnim usisnim otvorom, to jest prije dodatnog punjenja, Jkg^{-1};
h_3 - specifična entalpija radne tvari nakon miješanja s dodatnim punjenjem iz izmjenjivača topline, Jkg^{-1};
h_4 - specifična entalpija radne tvari na izlazu iz kompresora, Jkg^{-1}.

S pomoću jednadžbe toplinske bilance miješanja radne tvari u kompresoru iza pomoćnog otvora, to jest nakon dodatnog punjenja:

$$(\dot{m} - \dot{m}_1) h_8 + \dot{m}_1 h_2 = \dot{m} h_3, \tag{4.223}$$

može se izračunati njezina specifična entalpija u točki 3 prema izrazu:

$$h_3 = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_1) h_8 + \dot{m}_1 h_2}{\dot{m}}, \tag{4.224}$$

a na temelju jednadžbe toplinske bilance izmjenjivača topline:

$$\dot{m}\left(h_5 - h_6\right) = \left(\dot{m} - \dot{m}_1\right)\left(h_8 - h_7\right), \tag{4.225}$$

specifična entalpija radne tvari u točkama 6, 7 i 9 prema izrazu:

$$h_6 = h_7 = h_9 = \frac{\dot{m}\,h_5 - \left(\dot{m} - \dot{m}_1\right)h_8}{\dot{m}_1}, \tag{4.226}$$

gdje je: h_5 - specifična entalpija radne tvari na izlazu iz kondenzatora, Jkg^{-1};

h_6 - specifična entalpija pothlađenog kondenzata radne tvari na izlazu iz izmjenjivača topline, Jkg^{-1};

h_7 - specifična entalpija radne tvari iza ekspanzijskog ventila izmjenjivača topline, Jkg^{-1};

h_8 - specifična entalpija pregrijane pare radne tvari na izlazu iz izmjenjivača topline, to jest na ulazu u pomoćni usisni otvor kompresora, Jkg^{-1}.

Količina topline koja se preko kondenzatora predaje morskoj vodi $\dot{Q}_k$, Js^{-1}, bit će:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}\left(h_4 - h_5\right), \tag{4.227}$$

a uz pretpostavku da su zadovoljeni uvjeti prethodnih toplinskih bilanca iskazani jednadžbama (4.223) i (4.225) i na temelju jednadžaba (4.221) i (4.222), može se izraziti i kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_o + P_{K,teor}\,. \tag{4.228}$$

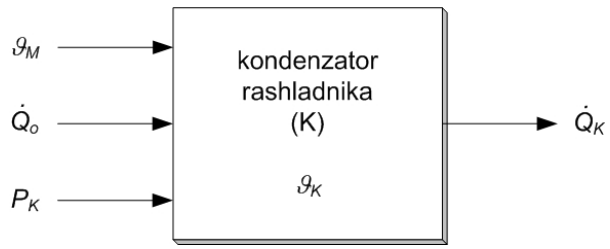
Konačno, iz prethodne jednadžbe slijedi da je:

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_k - P_{K,teor}\,, \tag{4.229}$$

što predstavlja radnu karakteristiku kondenzacijske jedinice dobivenu upravo slaganjem karakteristika njezinih komponenata.

4.10.2. Model kondenzatora

Kondenzator rashladnika rasola kojemu je strukturni model prikazan na slici 4.19., pripada kategoriji horizontalnih, morskom vodom hlađenih kondenzatora. Sastoji se od snopa glatkih cijevi od Cu-Ni slitine 90-10 u čeličnom plaštu. Centrifugalna pumpa

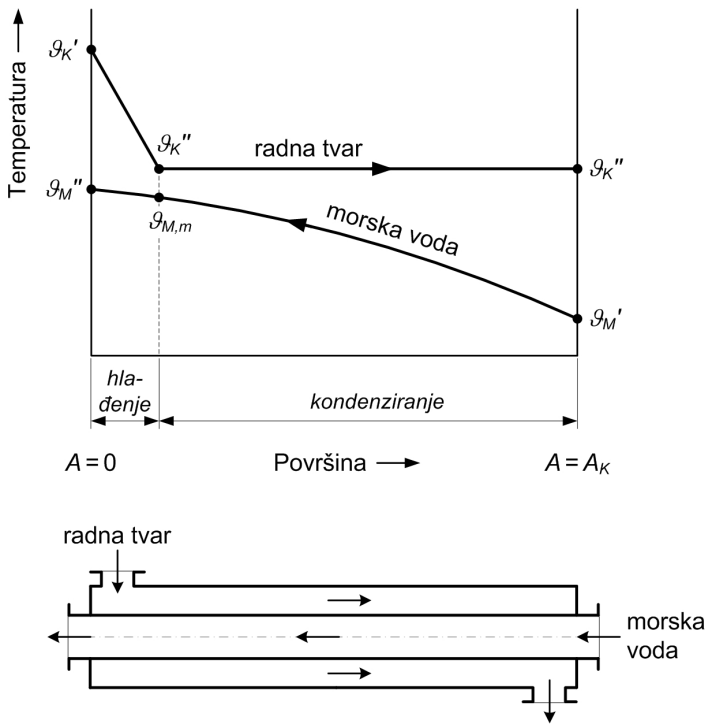


Sl. 4.19. Strukturni model kondenzatora rashladnika

osigurava cirkulaciju morske vode kroz snop kondenzatorskih cijevi. Temperatura morske vode na ulazu u kondenzator je $\vartheta_M'(t)$, a na izlazu je $\vartheta_M''(t)$. Pregrijana para radne tvari R22 što dolazi iz kompresora u prostor plašta kondenzatora, struji oko cijevnog snopa i predaje morskoj vodi toplinu $\dot{Q}_K$, zbog čega se pregrijana para prvo hladi do temperature zasićenja $\vartheta_K(t)$, potom se kondenzira i na kraju se kondenzat čak malo pothlađuje. Matematičkim modelom treba opisati kakva je dinamika temperature kondenzacije $\vartheta_K(t)$ ovisno o tome kako se mijenja temperatura morske vode na ulazu u kondenzator $\vartheta_M'(t)$.

Za makroskopsku analizu dinamičkih pojava u cjelokupnomu brodskomu rashladnom sustavu zadovoljava model s usredotočenim parametrima, pa će takav model biti postavljen u nastavku. Pri postavljanju matematičkog modela kondenzatora rashladnika uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- kondenzator se aproksimira s protustrujnim izmjenjivačem topline koji je podijeljen u zonu hlađenja i zonu kondenziranja, uz napomenu da je uzduž cijelog izmjenjivača toplija struja (radna tvar) – jača struja [104], kao što je prikazano na slici 4.20.,
- zanemaruje se pothlađivanje kondenzata radne tvari,
- toplinski otpor kondenzatorskih cijevi zanemarivo je malen, pa je temperatura njihove površine jednaka temperaturi radne tvari,
- ispušta se jednadžba očuvanja količine gibanja morske vode,
- zanemaruje se pad tlaka morske vode zbog strujanja kroz cijevni snop,
- ne uzima se u obzir model udjela praznina u dvofaznom toku radne tvari,
- koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj površini kondenzatorskih cijevi α_K ima konstantnu vrijednost.



Sl. 4.20. Temperaturni tokovi u kondenzatoru rashladnika

Jednadžbe osnovnog proračuna ovog tipa izmjenjivača topline postavljaju se na isti način kao što je to već učinjeno za hladnjak zraka i za isparivač rashladnika. Ukupni toplinski tok $\dot{Q}_K(t)$, Js^{-1}, što ga radna tvar pradaje morskoj vodi kroz stijenke kondenzatorskih cijevi, sastoji se od toplinskog toka u zoni hlađenja $\dot{Q}_{K,hla}(t)$, Js^{-1}, i toplinskog toka u zoni kondenziranja $\dot{Q}_{K,kon}(t)$, Js^{-1}:

$$\dot{Q}_K(t) = \dot{Q}_{K,hla}(t) + \dot{Q}_{K,kon}(t), \tag{4.230}$$

što se dalje može izraziti kao:

$$\dot{Q}_K(t) = \alpha_K\, A_{K,hla}\, \Delta\vartheta_{K,sr,hla}(t) + \alpha_K\, A_{K,kon}\, \Delta\vartheta_{K,sr,kon}(t), \tag{4.231}$$

gdje je: α_K - koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj površini kondenzatorskih cijevi, Wm^{-2}K^{-1};

$A_{K,hla}$ - dio površine kondenzatora koji se odnosi na zonu hlađenja, m^2;

$A_{K,kon}$ - dio površine kondenzatora koji se odnosi na zonu kondenziranja, m^2; veličine ovih dviju površina variraju ovisno o radnim uvjetima, pa će se u simulacijskom modelu uzeti njihove prosječne projektne vrijednosti;

$\Delta\vartheta_{K,sr,hla}$ - srednja logaritamska temperaturna razlika kondenzator u zoni hlađenja, °C;

$\Delta\vartheta_{K,sr,kon}$ - srednja logaritamska temperaturna razlika kondenzatora u zoni kondenziranja, °C.

Srednje logaritamske temperaturne razlike za svaku pojedinu zonu, uz oznake sa slike 4.20., izračunavaju se prema [31, 105 i 109] s pomoću izraza:

$$\Delta\vartheta_{K,sr,hla}(t) = \frac{\vartheta_K' - \vartheta_M'' - \vartheta_K'' + \vartheta_{M,m}}{\ln\dfrac{\vartheta_K' - \vartheta_M''}{\vartheta_K'' - \vartheta_{M,m}}}; \tag{4.232}$$

$$\Delta\vartheta_{K,sr,kon}(t) = \frac{\vartheta_{M,m} - \vartheta_M'}{\ln\dfrac{\vartheta_K'' - \vartheta_M'}{\vartheta_K'' - \vartheta_{M,m}}}. \tag{4.233}$$

Temperature morske vode na izlazu iz pojedinih zona mogu se odrediti prema [104] uz pomoć izraza:

$$\vartheta_{M,m} = \vartheta_M' + \left(\vartheta_K'' - \vartheta_M'\right)\left[1 - \exp\left(-\frac{\alpha_K A_{K,kon}}{\dot{m}_M c_M}\right)\right]; \tag{4.234}$$

$$\vartheta_M'' = \vartheta_{M,m} + \left(\vartheta_K' - \vartheta_{M,m}\right)\left[1 - \exp\left(-\frac{\alpha_K A_{K,hla}}{\dot{m}_M c_M}\right)\right], \tag{4.235}$$

gdje je: $\dot{m}_M$ - maseni protok morske vode kroz kondenzator, kgs^{-1};

c_M - specifični toplinski kapacitet morske vode, $Jkg^{-1}K^{-1}$.

Bilanca unutarnje energije kondenzatora rashladnika rasola može se izraziti jednadžbom:

$$\frac{dU_K(t)}{dt} = \dot{Q}_o(t) + P_K - \dot{Q}_K(t), \tag{4.236}$$

gdje je: U_K - unutarnja energija kondenzatora, J.

Lijeva strana jednadžbe (4.236) iskazuje promjenu unutarnje energije kondenzatora, i može se predočiti jednadžbom:

$$\frac{dU_K(t)}{dt} = m_K\, c_K \frac{d\vartheta_K(t)}{dt}, \tag{4.237}$$

gdje je: m_K - masa materijala kondenzatorskih cijevi, kg;

c_K - specifični toplinski kapacitet materijala kondenzatorskih cijevi, $Jkg^{-1}K^{-1}$;

ϑ_K - temperatura površine kondenzatorskih cijevi, to jest temperatura kondenzacije, °C.

Uvrsti li se prethodna jednadžba u jednadžbu energetske bilance isparivača (4.236), dobiva se izraz:

$$m_K\, c_K \frac{d\vartheta_K(t)}{dt} = \dot{Q}_o(t) + P_K - \dot{Q}_K(t), \tag{4.238}$$

a iz njega jednadžba kojom se opisuje dinamika temperature kondenziranja $\vartheta_K(t)$:

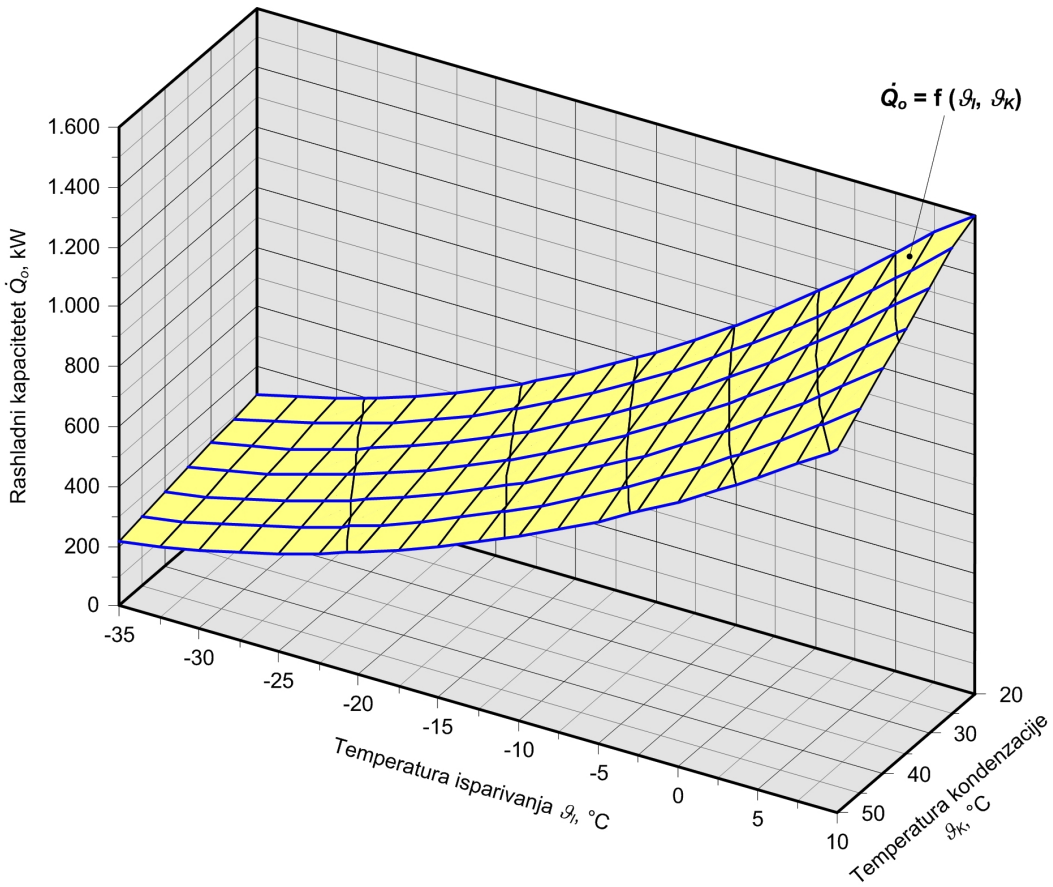
$$\frac{d\vartheta_K(t)}{dt} = \frac{\dot{Q}_o(t) + P_K - \dot{Q}_K(t)}{m_K\, c_K}. \tag{4.239}$$

4.10.3. Model kompresora

Ovisno o namjeravanoj primjeni, koristi se različitim tehnikama modeliranja kompresora. Općenito, najtočniji modeli, koji se zasnivaju na detaljnim projektnim parametrima, poput modelâ što su ih razvili Stošić i suradnici [118 i 119], upotrebljavaju se pri projektiranju kompresora. Teorijski modeli kreiraju se za analiziranje trendova i kod njih su egzaktne vrijednosti od sekundarnog značenja. Model koji je postavljen u ovom radu statički je matematički model zasnovan na kataloškoj karakteristici i takvim se modelom može postići dobro slaganje simulacijskih rezultata s eksperimentalnima.

Za izračunavanje rashladnog kapaciteta $\dot{Q}_o$, W, rashladnika rasola u ovom radu postavljena je aproksimacijska jednadžba $\dot{Q}_o = f(\vartheta_l, \vartheta_K)$ u obliku polinoma drugog reda u općem obliku [44]:

$$F(x,y) = C_0 + C_1 x + C_2 y + C_3 x^2 + C_4 xy + C_5 y^2 + C_6 x^2 y + C_7 xy^2 + C_8 x^2 y^2. \tag{4.240}$$



Sl. 4.21. Rashladni kapacitet Q_o rashladnika rasola *Sabroe Marine AB* VSB 81E ovisno o temperaturi isparivanja ϑ_I i o temperaturi kondenzacije ϑ_K

Konstantni koeficijenti C_0, ... C_8 iz prethodne jednadžbe izračunani su metodom najmanjih kvadrata, na temelju dostupnih proizvođačkih podataka i rezultata mjerenja [87], pa jednadžba rashladnog kapaciteta $\dot{Q}_o = f(\vartheta_I, \vartheta_K)$ postaje:

$$\dot{Q}_o(\vartheta_I, \vartheta_K) = 1390{,}354 + 45{,}5062\,\vartheta_I - 10{,}13109\,\vartheta_K + 0{,}465531\,\vartheta_I^2 - 0{,}287282\,\vartheta_I\,\vartheta_K + \\ + 0{,}0011122\,\vartheta_K^2 - 0{,}00231\,\vartheta_I^2\,\vartheta_K - 0{,}00052\,\vartheta_I\,\vartheta_K^2 - 1{,}84\text{E-}05\,\vartheta_I^2\,\vartheta_K^2. \qquad (4.241)$$

Prethodna jednadžba, grafički prikazana na slici 4.21. kao prostorna ploha, predstavlja statički matematički model kondenzacijske jedinice. Ovakav model omogućuje da se određuje stacionarne vrijednosti rashladnoga kapaciteta $\dot{Q}_o$, kW, ovisno o temperaturi isparivanja ϑ_I, °C, i o temperaturi kondenzacije ϑ_K, °C, bez mogućnosti određivanja brzine promjena tih vrijednosti.

5. MATEMATIČKO MODELIRANJE METABOLIČNIH PROCESA I NADZIRANE ATMOSFERE

5.1. Konceptualizacija sustava

O metaboličnim procesima što se nastavljaju odvijati u plodovima voća i povrća i nakon berbe, bilo je riječi u odjeljku 2.2.3., a o sustavu nadzirane atmosfere (CA) u odjeljcima 2.2.4. i 2.3.2. Metabolični procesi respiracije, transpiracije i senescencije uzrokuju trošenje kisika (O_2), uz istodobno oslobađanje ugljičnog dioksida (CO_2), vodene pare (H_2O), etilena (C_2H_4) i topline. Sustavom nadzirane atmosfere ostvaruje se sniženje koncentracije kisika i povećanje koncentracije ugljičnog dioksida u skladištu "ispiranjem" skladišne atmosfere inertnim plinom dušikom.

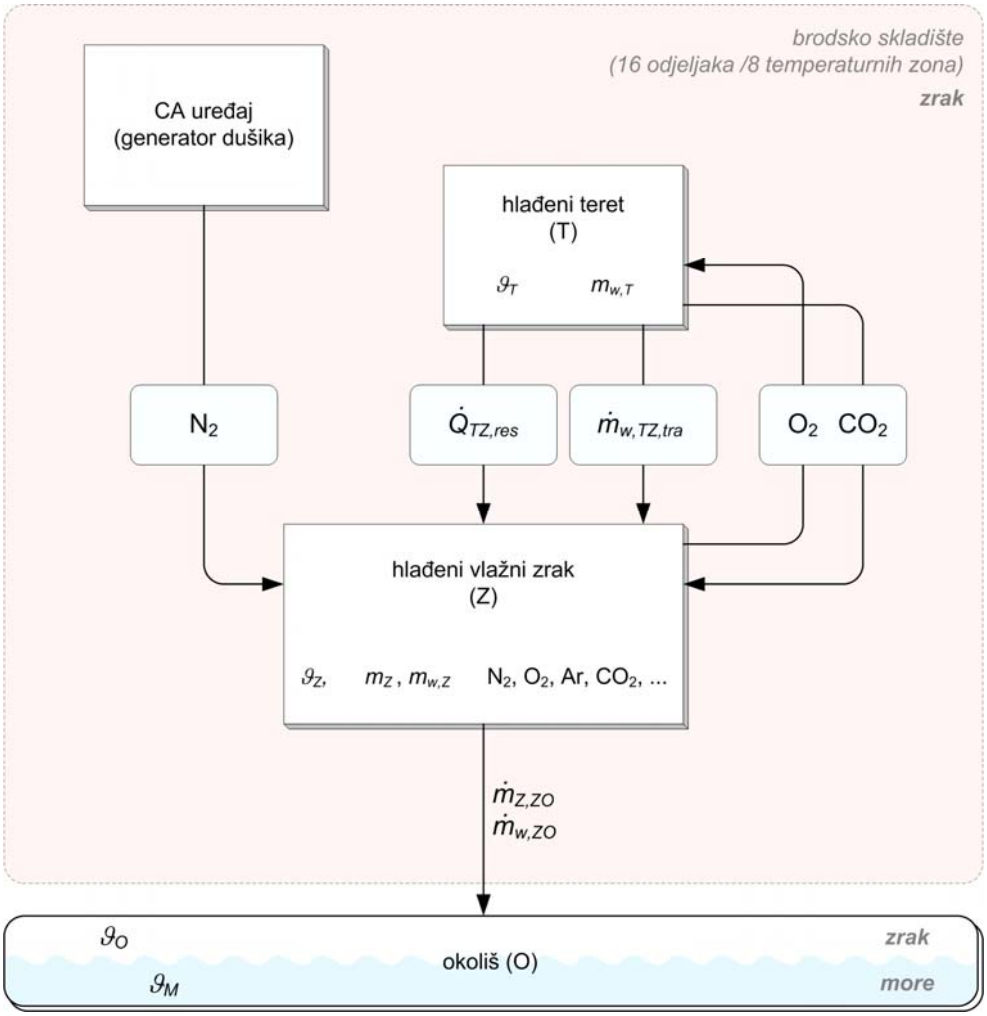
Metabolični procesi što se odvijaju u plodovima voća i povrća, s jedne strane, i proces "ispiranja" skladišne atmosfere koji se postiže uz pomoć uređaja i opreme CA sustava, s druge strane – prividno su potpuno nezavisni procesi. Ipak, među njima mogu se prepoznati sve tri bitne karakteristike dinamičkih sustava: vremenska promjenljivost procesnih varijabla, uzročno-posljedična opisivost veličina koje izazivaju ove promjene i sadržanost važnih uzročno-posljedična djelovanja unutar zatvorenih sustava, to jest povratnih veza. Zato se metabolični procesi u voću i povrću i proces stvaranja nadzirane atmosfere u skladištu mogu, i trebaju, promatrati kao procesi koji čine jedinstveni dinamički sustav.

Nakon tako definiranog problema, slijedi druga faza procesa sistemskoga dinamičkoga simulacijskog modeliranja – konceptualizacija sustava, to jest razvoj matematičkog modela uz prethodnu izradbu uzročno-posljedičnog dijagrama ili

strukturnog modela sustava. Na slici 5.1. predočen je strukturni model jedinstvenoga sustava metaboličnih procesa i nadzirane atmosfere. On je pritom razdijeljen na sljedeće podsustave:

1. izmjena plinova O_2 i CO_2 zbog respiracije,
2. oslobađanje topline $\dot{Q}_{TZ,res}$ zbog respiracije,
3. oslobađanje vlage $\dot{m}_{w,TZ,tra}$ zbog transpiracije,
4. CA uređaj (generator dušika),

za koje će se u nastavku pojedinačno razviti dinamički matematički modeli. Oslobađanje etilena (C_2H_4) i njegov utjecaj na odvijanje senescencijskih procesa zrenja, dozrijevanja i starenja izostavljaju se iz razmatranja.



Sl. 5.1. Strukturni model sustava metaboličnih procesa i nadzirane atmosfere

5.2. Model izmjene plinova respiracijom

5.2.1. Enzimska kinetika

S obzirom na to da je respiracija voća i povrća složen fiziološki proces koji uključuje nekoliko enzimskih reakcija, postavljeni matematički modeli izmjene plinova zbog respiracije u proteklih 20-ak godina uglavnom su se zasnivali na Michaelis-Menteninu tipu enzimske kinetike [50, 56, 57, 58, 59, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 126 i 127], pa će se takav model postaviti i u ovom radu.

Enzimi ili fermenti su biokatalizatori, to jest tvari biološkog podrijetla koje ubrzavaju kemijske reakcije potrebne da bi se održavale životne funkcije [128]. Uz veliku sposobnost da, kad su i u vrlo malim količinama, snažno katalitički djeluju, enzimima je također svojstvena specifičnost djelovanja, to jest svojstvo da katalitički djeluju samo na reakcije određene vrste, redovito čak samo kad u tim reakcijama sudjeluju određeni spojevi. Kaže se da djeluju samo na određeni supstrat.

Prisutnost nekog enzima očituje se time što se određena reakcija, koja se pri izostanku enzima odvija neizmjerno sporo, zapravo nikako, ubrzava toliko da joj brzina postaje mjerljiva. Brzina reakcije postignuta djelovanjem enzima mjera je za njegovu aktivnost, a budući da je pod povoljnim uvjetima proporcionalna količini prisutnog enzima, ona može biti i mjera za tu količinu. Odatle važnost zakonitosti koje upravljaju brzinom enzimski kataliziranih reakcija – enzimske kinetike. Katalitička aktivnost enzima E, to jest pretvorba supstrata S u produkt P, odvija se nastajanjem kompleksa enzim-supstrat ES, vezanjem u aktivnome mjestu, koji se nakon vrlo kratkog vremena raspada na produkt P i slobodni enzim E. Idealna enzimska reakcija s jednim supstratom i jednim produktom može se opisati jednadžbom [129]:

$$\mathrm{E} + \mathrm{S} \underset{k_2}{\overset{k_1}{\rightleftharpoons}} \mathrm{ES} \xrightarrow{k_3} \mathrm{P} + \mathrm{E}\,, \tag{5.1}$$

gdje je: k_1 - konstanta brzine stvaranja kompleksa enzim-supstrat ES;
k_2 - konstanta brzine razgradnje kompleksa enzim-supstrat ES;
k_3 - konstanta brzine stvaranja produkta.

Tako regenerirana enzimska molekula može se odmah povezati s drugom molekulom supstrata i katalizirati njezin prijelaz u molekulu produkta, što objašnjava visoku

enzimsku aktivnost, to jest pojavu da vrlo male količine enzima u kratkom vremenu mogu djelovati na velike količine supstrata.

Leonor Michaelis (1875. - 1949.) i Maud Leonora Menten (1879. - 1960.) iznijeli su 1913. godine teoriju o načinu djelovanja enzima preko kompleksa sa supstratom. Za reakciju razgradnje kompleksa ES na produkte uz regeneraciju enzima $\mathrm{ES} \longrightarrow \mathrm{P} + \mathrm{E}$, pretpostavili su da je ona bitno sporija od reakcije stvaranja kompleksa ES, pa da zato njezina brzina određuje brzinu ukupne reakcije $\mathrm{E} + \mathrm{S} \longrightarrow \mathrm{P} + \mathrm{E}$. Pri konstantnoj koncentraciji enzima [E], brzina enzimske reakcije V raste s porastom koncentracije supstrata [S] do konstantne vrijednosti V_{max} koju postiže pri koncentraciji zasićenja, što je prikazano dijagramom na slici 5.2. Vrijednost početne brzine enzimske reakcije V_0, $\mathrm{mol\,kg^{-1}s^{-1}}$, to jest brzine formiranja produkta, može se odrediti uz pomoć Michaelis--Mentenine jednadžbe:

$$V_0 = \frac{V_{max}[\mathrm{S}]}{K_m + [\mathrm{S}]}, \tag{5.2}$$

gdje je: V_{max} - maksimalna brzina enzimskog procesa, $\mathrm{mol\,kg^{-1}s^{-1}}$;

[S] - koncentracija supstrata, mol;

K_m - Michaelis-Mentenina konstanta, mol.

Michaelis-Mentenina konstanta K_m odgovara koncentraciji supstrata pri kojoj je brzina reakcije jednaka polovini svoje maksimalne vrijednosti. Izračunava se iz eksperimentalnih podataka s pomoću formule:

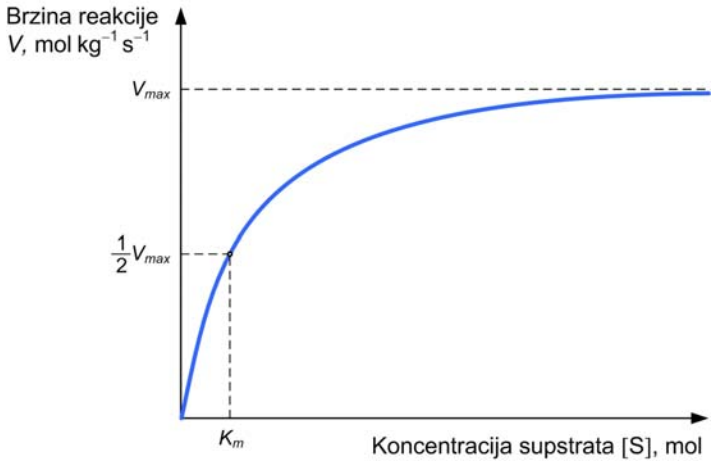
$$K_m = \frac{k_1 + k_2}{k_3}. \tag{5.3}$$

S obzirom na to da se koncentracija supstrata može izraziti ne samo u molima nego i preko parcijalnog tlaka u Pa ili kPa, tako i za Michaelis-Menteninu konstantu K_m jedinica može biti ne samo mol nego i Pa ili kPa.

Enzimska reakcija može biti inhibirana kemijskim agensima, supstratom ili produktom reakcije. Inhibitori enzimâ imaju nezaobilaznu ulogu u normalnome metabolizmu živih bića, biokemijskim istraživanjima, toksikologiji, farmakologiji i medicini. Enzimska inhibicija može biti ireverzibilna (čvrsto vezanje inhibitora u aktivno mjesto enzima) i, za ovo razmatranje zanimljivija, reverzibilna. Tri su osnovna tipa reverzibilne inhibicije enzima koji podliježu Michaelis-Menteninoj kinetici:

- Ako inhibitor (CO_2) koči enzimsko djelovanje time što reagira samo s enzimom E, a ne i s kompleksom ES, govori se o *kompetitivnoj* ili *konkurentnoj* (engl. *competitive*) *inhibiciji*, zbog toga što se inhibitor natječe sa supstratom (O_2) za mjesto vezivanja na aktivnom području enzima. Budući da u tom natjecanju supstrat pobjeđuje to više što mu je koncentracija viša, konkurentna se inhibicija može smanjiti ili spriječiti povećavajući koncentraciju supstrata.
- Ako inhibitor koji nije konkurentan, djeluje time što reagira samo s kompleksom ES, ali ne i sa slobodnim enzimom E, govori se o *akompetitivnoj* (engl. *uncompetitive*) *inhibiciji*. Ta inhibicija ne može se smanjiti ili spriječiti porastom koncentracije supstrata. Akompetitivni inhibitor djeluje slabije na niskim koncentracijama supstrata, kad je manji dio enzima vezan u kompleksu ES, nego na visokim koncentracijama supstrata, kad je viša i koncentracija kompleksa ES.
- Kombinacija prethodnih dvaju tipova inhibicije, kad inhibitor reagira i sa slobodnim enzimom E i s kompleksom ES, naziva se *miješanom* (engl. *mixed*) *inhibicijom*, pri čemu oba inhibitora, i konkurentni i akompetitivni, zadržavaju svoje sposobnosti djelovanja. U posebnom slučaju miješane inhibicije, kad se pretpostavlja da su sposobnosti djelovanja obaju inhibitora izjednačene, govori se o *nekompetitivnoj* (engl. *noncompetitive*) *inhibiciji*. Djelovanje nekompetitivnog inhibitora tada je približno jednake jakosti na svim koncentracijama supstrata jer ovisi o ukupnoj koncentraciji enzima, i vezanoga i slobodnoga.

Po tim razlikama inhibitorskog djelovanja u ovisnosti o koncentraciji supstrata može se utvrditi koji je tip inhibicije u određenom slučaju prisutan.



Sl. 5.2. Ovisnost brzine enzimske reakcije o koncentraciji supstrata [128]

5.2.2. Model izmjene plinova respiracijom voća i povrća zasnovan na Michaelis-Menteninu tipu enzimske kinetike

Pri vrlo niskoj koncentraciji CO_2 (inhibitora), brzina trošenja O_2 (supstrata) V_{O_2}, mol$kg^{-1}s^{-1}$, izražava se osnovnom Michaelis-Menteninom jednadžbom enzimske kinetike, bez inhibicije, [50, 56 i 58]:

$$V_{O_2} = \frac{V_{max,O_2}\, p_{O_2}}{K_{m,O_2} + p_{O_2}}, \tag{5.4}$$

gdje je: V_{max,O_2} - maksimalna brzina trošenja O_2, mol$kg^{-1}s^{-1}$;

p_{O_2} - parcijalni tlak O_2, kPa;

K_{m,O_2} - Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 bez inhibicije, kPa.

Peppelenbos i van ’t Leven svojim istraživanjima koja su objavili 1996. godine u radu [121], utvrdili su istodobno postojanje kompetitivne i akompetitivne inhibicije u respiracijskom procesu voća i povrća. Na temelju te spoznaje predložili su opisivanje procesa izmjene plinova respiracijom uz pomoć kombiniranih modela nekompetitivne i miješane inhibicije, kojima su matematički izrazi za brzinu trošenja O_2 [56, 58, 59 i 121]:

$$V_{O_2} = \frac{V_{max,O_2}\, p_{O_2}}{\left(K_{m,O_2} + p_{O_2}\right)\left(1 + \dfrac{p_{CO_2}}{K_{mn,CO_2}}\right)} \tag{5.5}$$

i:

$$V_{O_2} = \frac{V_{max,O_2}\, p_{O_2}}{K_{m,O_2}\left(1 + \dfrac{p_{CO_2}}{K_{mc,CO_2}}\right) + p_{O_2}\left(1 + \dfrac{p_{CO_2}}{K_{mu,CO_2}}\right)}, \tag{5.6}$$

gdje je: p_{CO_2} - parcijalni tlak CO_2, kPa;

K_{mn,CO_2} - Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 pri nekompetitivnoj inhibiciji s CO_2, kPa;

K_{mc,CO_2} - Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 pri kompetitivnoj inhibiciji s CO_2, kPa;

K_{mu,CO_2} - Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 pri akompetitivnoj inhibiciji s CO_2, kPa.

Brzina nastajanja ugljičnog dioksida V_{CO_2}, mol kg^{-1} s^{-1}, sastoji se od oksidacijske i od fermentacijske komponente, i može se opisati formulom [56, 58, 59 i 122]:

$$V_{CO_2} = RQ \cdot V_{O_2} + \frac{V_{max,CO_2,f}}{1 + \frac{p_{O_2}}{K_{m,O_2,f}}}, \tag{5.7}$$

gdje je: RQ - respiracijski kvocijent kojemu je definicija iskazana formulom (2.1);

$V_{max,CO_2,f}$ - maksimalna brzina nastajanja CO_2 fermentacijom, mol kg^{-1} s^{-1};

$K_{m,O_2,f}$ - Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 pri inhibiciji s fermentacijskim CO_2, kPa.

Svante August Arrhenius (1859. - 1927.) objasnio je 1889. godine zašto većina kemijskih reakcija zahtijeva toplinu za svoje odvijanje i zašto se porastom temperature povećava brzina gotovo svim reakcijama. On je formulirao koncept energije aktivacije, to jest energijske barijere koja treba biti svladana da bi dvije molekule međusobno reagirale. Arrheniusova jednadžba [130] daje kvantitativnu osnovu za odnos između energije aktiviranja reakcije E_a, J kmol^{-1}, i brzine kemijske reakcije opisujući vezu koeficijenta brzine reakcije k i temperature T, K:

$$k = A \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{R_0 T}\right), \tag{5.8}$$

gdje je: R_0 - opća (molarna) plinska konstanta, $R_0 = 8.314$ J kmol^{-1}K^{-1};

A - faktor učestalosti ili faktor uspješnosti sudara.

Na temelju Arrheniusove jednadžbe postavljani su izrazi kojima se izračunava maksimalna brzina trošenja kisika V_{max,O_2}, mol kg^{-1} s^{-1}, ovisno o temperaturi hlađenoga vlažnog zraka u skladištu T_Z, K, [58]:

$$V_{max,O_2} = V_{max,O_2,ref} \exp\left[\frac{E_{a,O_2}}{R_0}\left(\frac{1}{T_{ref}} - \frac{1}{T_Z}\right)\right] \tag{5.9}$$

i maksimalna brzina nastajanja ugljičnog dioksida fermentacijom $V_{max,CO_2,f}$, mol kg^{-1} s^{-1}, također ovisno o temperaturi hlađenoga vlažnog zraka u skladištu T_Z, K, [58]:

$$V_{max,CO_2,f} = V_{max,CO_2,f,ref} \exp\left[\frac{E_{a,CO_2}}{R_0}\left(\frac{1}{T_{ref}} - \frac{1}{T_Z}\right)\right], \tag{5.10}$$

gdje je: $V_{max,O_2,ref}$ - maksimalna brzina trošenja O_2 pri referentnoj temperaturi $T_{ref} = 283$ K, mol kg^{-1} s^{-1};

$V_{max,CO_2,f,ref}$ - maksimalna brzina nastajanja CO_2 fermentacijom pri referentnoj temperaturi $T_{ref} = 283$ K, mol kg^{-1} s^{-1};

E_{a,O_2} - energija aktiviranja reakcije pri kojoj se troši O_2, Jmol^{-1};

E_{a,CO_2} - energija aktiviranja reakcije pri kojoj nastaje CO_2, Jmol^{-1}.

Konačno, uzimajući u obzir masenu bilancu suhoga zraka u skladištu i pretpostavljajući da se udjeli O_2 i CO_2 u smjesi suhog zraka vladaju po jednadžbi stanja idealnog plina, brzine promjena parcijalnih tlakova, to jest koncentracija O_2 i CO_2 u smjesi suhog zraka, mogu se izračunati uz pomoć formula:

$$\frac{dp_{O_2}}{dt} = -\frac{\left(V_{O_2} m_T\right) R_0 T_Z}{V_Z} \tag{5.11}$$

i:

$$\frac{dp_{CO_2}}{dt} = \frac{\left(V_{CO_2} m_T\right) R_0 T_Z}{V_Z}, \tag{5.12}$$

gdje je: V_Z - volumen zraka u skladištu, to jest slobodni volumen skladišta, m^3;

m_T - masa tereta u skladištu, kg.

Tablica 5.1. Vrijednosti parametara modela izmjene plinova respiracijom za krušku [57 i 58]

Trošenje O_2		**Nastajanje CO_2**	
$V_{max,O_2,ref}$, mol kg^{-1}s^{-1}	(87,1±7,9)·10^{-9}	$V_{max,CO_2,f,ref}$, mol kg^{-1}s^{-1}	(43,0±6,5)·10^{-9}
E_{a,O_2}, Jmol^{-1}	(64,6±4,7)·10^3	E_{a,CO_2}, Jmol^{-1}	(58,5±8,9)·10^3
K_{m,O_2}, kPa	u*: (6,2±0,9)·10^3 m**: (6,7±1,5)·10^3	$K_{m,O_2,f}$, kPa	(0,69±0,2)·10^3
K_{mc,CO_2}, kPa	(24,6±71,1)·10^3	RQ	0,76±0,03
K_{mu,CO_2}, kPa	(44,8±31,4)·10^3	---	---
K_{mn,CO_2}, kPa	(70,7±21,6)·10^3	---	---

* u: akompetitivna inhibicija
** m: miješana inhibicija

5.3. Model oslobađanja topline respiracijom

Oslobađanje topline zbog respiracije voća i povrća općenito je izraženo kemijskom jednadžbom (2.2) u potpoglavlju 2.2. Brzina odvijanje te reakcije ovisi o vrsti biljnih plodova i o njihovoj temperaturi. Becker i Fricke [52 i 53] razvili su 1996. godine korelaciju između brzine nastajanja ugljičnog dioksida respiracijom plodova $\dot{m}_{CO_2}$, $mg\,kg^{-1}\,s^{-1}$, i njihove temperature ϑ_T, °C:

$$\dot{m}_{CO_2}(t) = \frac{1}{3.600} f \left[\frac{9}{5} \vartheta_T(t) + 32 \right]^g , \tag{5.13}$$

gdje su: *f, g* - respiracijski koeficijenti, ovisni o vrsti voća ili povrća, kojima su vrijednosti predočene u tablici 5.2.

Uočeno je da se za svaki porast temperature od 10 °C, brzina nastajanja ugljičnog dioksida više nego udvostručuje, i da to uglavnom vrijedi za sve vrste voća i povrća.

S obzirom na to da se, prema jednadžbi (2.2), uz svakih šest mola oslobođenog CO_2 generira 2.667 kJ topline, proizlazi da se uz svaki miligram nastalog CO_2 oslobađa 10,1 J topline, to jest ukupno toplinsko opterećenje $\dot{Q}_{TZ,res}$, Js^{-1}, hlađenoga vlažnog zraka u skladištu od topline nastale respiracijom m_T, kg, voća ili povrća u skladištu, može se izračunati s pomoću izraza:

$$\dot{Q}_{TZ,res}(t) = \frac{10,1}{3.600} f \left[\frac{9}{5} \vartheta_T(t) + 32 \right]^g m_T . \tag{5.14}$$

Pri tome je za vrijednost molarne mase CO_2 uzeto 44,0095 $g\,mol^{-1}$.

Ovakav pristup izračunavanju dobitaka topline respiracijom voća i povrća prihvaćen je i u ASHRAE* [131].

Iz dijagrama na slici 2.7. (potpoglavlje 2.2.) razvidno je da intenzitet respiracije, a time i respiracijski dobitci topline od voća i povrća, ovisi i o vremenu njihova čuvanja, što se postavljenim modelom dobitaka topline ne uzima u obzir. Sretna je okolnost što je ovisnost respiracijske aktivnosti o vremenu čuvanja najniža za čuvanje uz hlađenje u nadziranoj atmosferi.

* American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, SAD

Tablica 5.2. Respiracijski koeficijenti, difuzivni koeficijent prijenosa mase i sadržaj vode za neke vrste voća i povrća [52, 53 i 131]

Vrsta voća ili povrća	Respiracijski koeficijenti		Difuzivni koef. prijenosa mase $\beta'_{dif} \cdot 10^6$, $kgm^{-2}s^{-1}Pa^{-1}$			Sadržaj vode, %
	f	*g*	niski	srednji	visoki	
Borovnica	7,2520 E−05	3,2584	0,955	2,190	3,390	83,2
Breskva	1,2996 E−05	3,6417	1,360	14,200	45,900	89,1
Glavati kupus	6,0803 E−04	2,6183	2,500	6,720	13,000	92,4
Grejp	3,5828 E−03	1,9982	1,090	1,680	2,220	89,1
Grožđe	7,0560 E−05	3,0330	---	0,402	---	81,9
Jabuka	5,6871 E−04	2,5977	0,111	0,167	0,227	84,1
Jagoda	3,6683 E−04	3,0330	3,950	13,600	26,500	89,9
Krumpir	1,7090 E−02	1,7690	---	0,635	---	79,5
Kruška	6,3614 E−05	3,2037	0,523	0,686	1,200	83,2
Limeta	2,9834 E−08	4,7329	1,040	2,220	3,480	89,3
Limun	1,1192 E−02	1,7740	1,090	2,080	3,500	87,4
Luk	3,6680 E−04	2,5380	---	0,888	---	87,5
Mahune	3,2828 E−03	2,5077	3,460	5,640	10,000	88,9
Mrkva	5,0018 E−02	1,7926	31,800	156,000	361,000	88,2
Naranča	2,8050 E−04	2,6840	1,380	1,720	2,140	86,4
Rajčica	2,0074 E−04	2,8350	0,217	1,100	2,430	93,0
Šećerna repa	8,5913 E−03	1,8880	9,090	33,600	87,300	87,6
Šljiva	8,6080 E−05	2,9720	---	1,378	---	86,6
Vrzina repica	1,6524 E−04	2,9039	---	116,600	---	89,1
Zelena paprika	3,5104 E−04	2,7414	0,545	2,159	4,360	92,4

Toplinsko opterećenje hlađenoga vlažnog zraka u skladištu $\dot{Q}_{TZ,res}$, Js^{-1}, od topline nastale respiracijom voća ili povrća, ako se ono prevozi u brodskim rashladnim skladištima, treba pribrojiti rezultanti svih toplinskih tokova $\dot{Q}_{Z,rez}(t)$ kojima je izložen hlađeni vlažni zrak, pa će jednadžba (4.53) iz modela hlađenoga vlažnog zraka poprimiti oblik:

$$\dot{Q}_{Z,rez}(t) = \dot{Q}_{SZ}(t) + \dot{Q}_{TZ}(t) + \dot{Q}_{TZ,res}(t) + \dot{Q}_{AZ}(t) + \dot{Q}_{VZ} - \dot{Q}_{ZH}(t). \qquad (5.15)$$

5.4. Model oslobađanja vlage transpiracijom

Mehanizam transpiracijskog oslobađanja vlage iz plodova voća i povrća u skladištu, opisan u potpoglavlju 2.2., uključuje prijenos vlage iz tkiva kroz ovojnicu ploda, ishlapljivanje te vlage s površine ploda i njezin konvektivni prijenos u okolišni zrak. Takva pojava nastaje zbog razlike između parcijalnih tlakova vodene pare u zraku i na površini ploda. Becker i Fricke [52 i 53] postavili su 1996. godine osnovni transpiracijski model u obliku jednadžbe:

$$\dot{m}_{w,TZ,tra} = \beta'_{T,tra}\left(p_{d,T} - p_{d,Z}\right), \tag{5.16}$$

gdje je: $\dot{m}_{w,TZ,tra}$ - gustoća masenog toka transpiracijske vlage s površine hlađenih plodova u skladišni vlažni zrak, $kgm^{-2}s^{-1}$;

$\beta'_{T,tra}$ - transpiracijski koeficijent prijenosa mase, $kgm^{-2}s^{-1}Pa^{-1}$;

$p_{d,T}$ - parcijalni tlak vodene pare koja nastaje ishlapljivanjem vlage s površine plodova pri njihovoj temperaturi, Pa;

$p_{d,Z}$ - parcijalni tlak vodene pare u zraku određen relativnom vlažnošću zraka, Pa.

Transpiracijski koeficijent $\beta'_{T,tra}$ ovisi o dvjema komponentama: difuzivnom koeficijentu prijenosa mase kroz ovojnicu ploda β'_{dif} i konvektivnom koeficijentu prijenosa mase ishlapljivanjem vlage s površine ploda β'_{kon}, i izračunava se uz pomoć izraza:

$$\beta'_{T,tra} = \frac{1}{\dfrac{1}{\beta'_{dif}} + \dfrac{1}{\beta'_{kon}}}. \tag{5.17}$$

Difuzivnim koeficijentom prijenosa mase β'_{dif} opisuje se prijenos vlage iz tkiva kroz pore ovojnice ploda na njegovu površinu. Eksperimentalno dobivene vrijednosti tog koeficijenta za različite vrste voća i povrća predočene su u tablici 5.2.

Konvektivnim koeficijentom prijenosa mase β'_{kon} opisuje se prijenos vlage ishlapljivanjem s površine ploda u okolišni zrak. Prema [52, 53 i 131] izračunava se uz pomoć Sherwood-Reynold-Schmidtove korelacije:

$$Sh = 2{,}0 + 0{,}552\,Re^{0{,}53}Sc^{0{,}33}, \tag{5.18}$$

za koju su Sherwoodova bezdimenzijska značajka *Sh* i Reynoldsova bezdimenzijska značajka *Re* već opisane jednadžbama (4.107) i (4.109), uz napomenu da karakterističnu linearnu dimenziju hlađenog tereta L_T, m, treba zamijeniti promjerom ploda D_T, m. Schmidtova bezdimenzijska značajka *Sc* također je već upotrijebljena kao član u drugoj zagradi jednadžbe (4.107). Može se zaključiti da je postupak izračunavanja konvektivnog koeficijenta prijenosa mase β'_{kon} što su ga predložili Becker i Fricke [52 i 53], pa je prihvaćen i u ASHRAE [131], gotovo identičan postupku za izračunavanje koeficijenta prijenosa mase β_T, prikazanome u odjeljku 4.4.3. Zato će se za vrijednost konvektivnog koeficijenta prijenosa mase pri oslobađanju vlage transpiracijom β'_{kon} u jednadžbi (5.17) koristiti vrijednošću koeficijenta prijenosa mase β_T iz modela hlađenoga tereta koji se izračunava uz pomoć jednadžbe (4.111).

Nakon konverzije mjerne jedinice difuzivnog koeficijenta prijenosa mase β'_{dif} iz $kgm^{-2}s^{-1}Pa^{-1}$ u ms^{-1} uz pomoć formule:

$$\beta_{dif} = \beta'_{dif} R_d T_T , \tag{5.19}$$

gdje je: R_d - plinska konstanta vodene pare, $R_d = 461{,}52\ Jkg^{-1}K^{-1}$;

T_T - temperatura tereta, K,

i uzimajući u obzir prethodne zaključke, jednadžba (5.17) postaje:

$$\beta_{T,tra} = \frac{1}{\dfrac{1}{\beta_{dif}} + \dfrac{1}{\beta_T}} \tag{5.20}$$

i predstavlja transpiracijski koeficijent prijenosa mase u ms^{-1}. I jednadžbu osnovnoga transpiracijskog modela (5.16) treba prilagoditi promjeni mjerne jedinice transpiracijskog koeficijenta prijenosa mase. Uzme li se pritom u obzir činjenica da je transpiracijska vlaga zapravo ishlapljena vlaga s površine tereta u hlađeni vlažni zrak, onda indeks *"w"*, što označuje općenitu vlagu, treba zamijeniti indeksom *"d"*, što označuje vodenu paru, pa jednadžba osnovnoga transpiracijskog modela (5.16) postaje:

$$\dot{m}_{d,TZ,tra} = \frac{\beta_{T,tra} A_T}{R_d T_{sr,TZ}} \left(p_{d,T} - p_{d,Z}\right) \tag{5.21}$$

i služi za izračunavanje masenog toka, to jest brzine transpiracijskog oslobađanja vlage iskazane u kgs^{-1}.

Na temelju prethodne jednadžbe dade se odrediti trenutačna količina vodene pare u hlađenome vlažnom zraku $m_{d,TZ,tra}(t)$, kg, nastala transpiracijom uskladištenog voća ili povrća nakon isteka vremena t, s, od početnog trenutka t_0, s, prema izrazu:

$$m_{d,TZ,tra}(t) = m_{d,TZ,tra}(t_0) + \int_{t_0}^{t} \dot{m}_{d,TZ,tra}\, dt \ . \tag{5.22}$$

Masenim tokom transpiracijske vlage iz voća ili povrća, ako se ono prevozi u brodskim rashladnim skladištima, treba zamijeniti maseni tok ishlapljene vlage s površine hlađenog tereta u zrak $\dot{m}_{d,TZ}$, kgs^{-1}, u masenoj bilanci vodene pare u smjesi nezasićenoga vlažnog zraka, pa će jednadžba (4.55) iz modela hlađenoga vlažnog zraka postati:

$$\frac{dm_{d,Z}(t)}{dt} = \dot{m}_{d,Z}(t) = \dot{m}_{d,TZ,tra}(t) + \dot{m}_{d,OZ}(t) - \dot{m}_{d,ZO}(t) - \dot{m}_{d,ZH}(t), \tag{5.23}$$

a jednadžba (4.58) iz modela hlađenoga vlažnog zraka, kojom se izračunavaju rezultante svih entalpijskih tokova vodene pare u smjesi vlažnog zraka, poprimit će oblik:

$$\dot{H}_{d,Z,rez}(t) = \dot{m}_{d,TZ,tra}(t)\, h_{d,T} + \dot{m}_{d,OZ}(t)\, h_{d,O} - \dot{m}_{d,ZO}(t)\, h_{d,Z} - \dot{m}_{d,ZH}(t)\, h_{d,Z} \ . \tag{5.24}$$

5.5. Model CA uređaja

5.5.1. Opis modela i pretpostavke

Generator dušika ili CA uređaj glavni je dio sustava nadzirane atmosfere. Proizvedenim inertnim plinom dušikom obavlja se "ispiranje" skladišne atmosfere, čime se postiže snižena koncentracija kisika i porast koncentracije ugljičnog dioksida u skladištu. Postupak dobivanja dušika u membranskom generatoru dušika, opisan u potpoglavlju 2.2.4., neće se modelirati jer sam postupak dobivanja dušika nije bitan za sagledavanje dinamičkog ponašanja cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom radi analize stanja zraka u skladištima i promjena temperature robe, te praćenja međusobnog utjecaja pojedinih parametara. Pod modelom CA uređaja što ga je potrebno razviti misli se na model kojim se opisuje dinamika konce-

ntracija dušika $y_{N_2}(t)$, kisika $y_{O_2}(t)$, ugljičnog dioksida $y_{CO_2}(t)$ i svih ostalih sudionika $y_{ost}(t)$ u skladišnoj atmosferi, ovisno o brzini dobave $\dot{V}_{ul}(t)$ proizvedenog dušika i o njegovoj čistoći.

Pri postavljanju matematičkog modela uvode se sljedeće pretpostavke i pojednostavnjenja:

- ostvaruje se idealno miješanje inertnog plina koji se dobavlja u skladište i hlađenoga vlažnog zraka u skladištu,
- pri miješanju inertnog plina koji se dobavlja u skladište i hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, nema nikakvih kemijskih reakcija,
- svi se plinovi tretiraju kao idealni plinovi,
- promjene stanja inertnog plina koji se dobavlja u skladište i vlažnog zraka u skladištu odvijaju se pri konstantnom volumenu,
- volumen inertnog plina koji se dobavlja u skladište jednak je volumenu mješavine inertnog plina i vlažnog zraka koja se, radi rasterećenja skladišne atmosfere, kroz tlačno-vakuumske odušne ventile ispušta u okoliš,
- zanemaruje se razlika gustoća inertnog plina koji se dobavlja u skladište i hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, pa je masa mješavine konstantna,
- koncentracije kisika, ugljičnog dioksida i ostalih komponenata u proizvedenome inertnom plinu, koji nije čisti dušik, proporcionalne su njihovim koncentracijama u zraku.

5.5.2. Jednadžba očuvanja mase

Uz uvedene pretpostavke, jednadžba očuvanja mase za i-tu komponentu hlađenoga vlažnog zraka u spremniku bit će:

$$\frac{dy_i(t)}{dt}V_Z = y_{i,ul}\dot{V}_{ul}(t) - y_{i,iz}(t)\dot{V}_{iz}(t), \tag{5.25}$$

gdje je: y_i - volumenski udio, to jest koncentracija i-te komponente u skladišnoj atmosferi, m^3m^{-3}:

$$y_i = \frac{V_i}{V_Z}, \tag{5.26}$$

V_i - volumen i-te komponente u skladišnoj atmosferi, m^3;

V_Z - slobodni volumen skladišta, to jest volumen zraka u skladištu, m^3;

$\dot{V}_{ul}$, $\dot{V}_{iz}$ - protočni volumeni dobave inertnog plina u skladište i ispuštanja mješavine iz skladišta, m^3s^{-1}:

$$\dot{V}_{ul}(t) = \dot{V}_{iz}(t) = \dot{V}(t), \tag{5.27}$$

$y_{i,ul}$, $y_{i,iz}$ - volumenski udjeli, to jest koncentracije i-te komponente u inertnom plinu što se dovodi u skladište i u mješavini koja se ispušta iz skladišta, m^3m^{-3}:

$$y_{i,iz} = y_i \,. \tag{5.28}$$

Na temelju jednadžbe (5.25) i uzimajući u obzir jednadžbe (5.27) i (5.28), brzine promjena koncentracija dušika (N_2), kisika (O_2), ugljičnog dioksida (CO_2) i svih ostalih sudionika (ost) u mješavini hlađenoga vlažnog zraka i dovedenoga inertnog plina u skladištu, mogu se opisati izrazima:

$$\frac{dy_{N_2}(t)}{dt} = \frac{y_{N_2,ul}\dot{V}(t) - y_{N_2}(t)\dot{V}(t)}{V_Z}, \tag{5.29.a}$$

$$\frac{dy_{O_2}(t)}{dt} = \frac{y_{O_2,ul}\dot{V}(t) - y_{O_2}(t)\dot{V}(t)}{V_Z}, \tag{5.29.b}$$

$$\frac{dy_{CO_2}(t)}{dt} = \frac{y_{CO_2,ul}\dot{V}(t) - y_{CO_2}(t)\dot{V}(t)}{V_Z} \tag{5.29.c}$$

i:

$$\frac{dy_{ost}(t)}{dt} = \frac{y_{ost,ul}\dot{V}(t) - y_{ost}(t)\dot{V}(t)}{V_Z}, \tag{5.29.d}$$

čime je postavljen dinamički model CA uređaja.

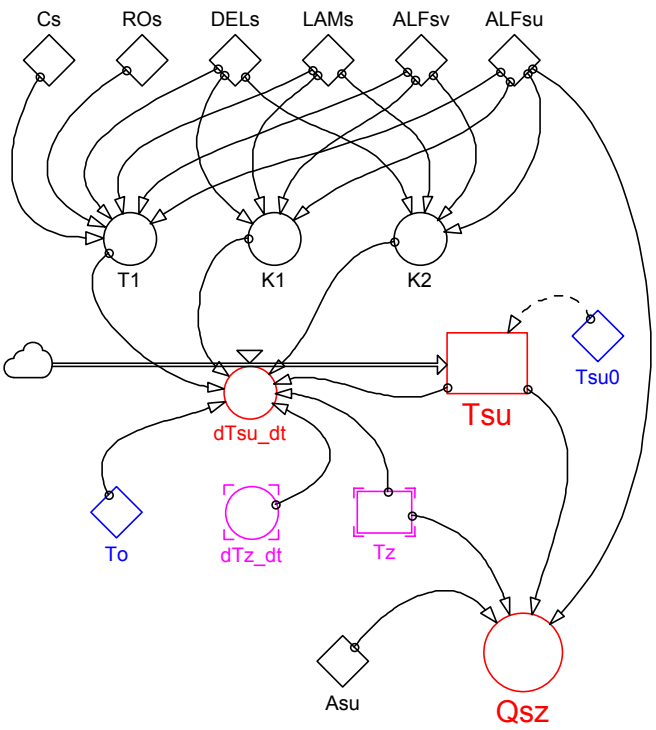
6. REZULTATI SIMULACIJE I TESTIRANJE VALJANOSTI DINAMIČKOG MODELA

6.1. Dinamički simulacijski model

Nakon postavljanja matematičkog modela, sljedeća faza u procesu sistemskoga dinamičkog modeliranja je njegovo predstavljanje u simulacijskom programskom jeziku, to jest izradba dinamičkoga simulacijskog modela. Za izradbu računalnoga dinamičkoga simulacijskog modela brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom u ovom radu, kao što je već rečeno, upotrijebljen je simulacijski programski jezik *Powersim,* ver. *Powersim Constructor 2.5d (4002)*. S obzirom na to da se razvijeni matematički model cjelokupnog sustava sastoji od 13 matematičkih modela pojedinih podsustava, tako će i simulacijski model cjelokupnog sustava biti sastavljen od 13 simulacijskih modela pripadajućih podsustava. U nastavku su opisani i u obliku dijagrama u simbolici *Powersima* prikazani simulacijski modeli svih podsustava.

6.1.1. Simulacijski model brodske skladišne stijenke

Na slici 6.1. prikazan je dijagram simulacijskog modela brodske skladišne stijenke. Izrađen je prema matematičkom modelu definiranom jednadžbama (4.18), (4.18.a), (4.18.b), (4.18.c) i (4.15). Od ukupno 17 varijabla, sedam ih se odnosi na fizikalno--geometrijska svojstva promatranoga realnoga brodskog skladišta. To su: specifični toplinski kapacitet materijala stijenke (Cs), gustoća materijala stijenke (ROs), debljina stijenke (DELs), koeficijent toplinske vodljivosti materijala stijenke (LAMs), koeficijenti



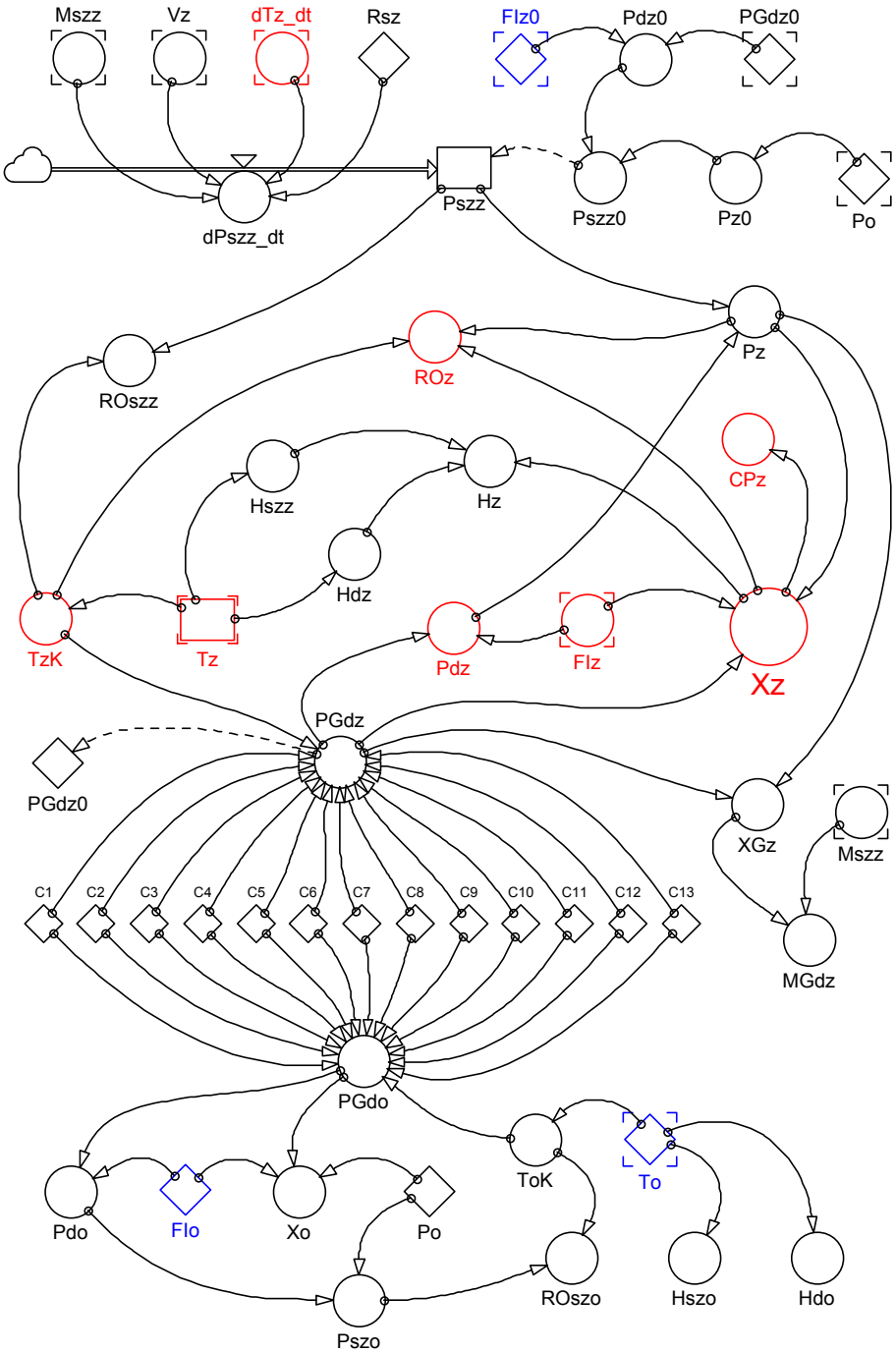
Sl. 6.1. Dijagram simulacijskog modela brodske skladišne stijenke

prijelaza topline na vanjskoj (ALFsv) i unutarnjoj površini stijenke (ALFsu), te površina unutarnje strane stijenke (Asu). Vremenska konstanta (T1) i bezdimenzijski koeficijenti pojačanja (K1 i K2) pomoćne su varijable. Dinamika temperature hlađenoga vlažnog zraka u skladištu (Tz) i brzina njezine promjene (dTz_dt) varijable su kojima se vrijednosti izračunavaju s pomoću simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka, pa su zato označene različitom bojom. Vanjska temperatura (To) i početna temperatura unutarnje površine stijenke (Tsu0) također su ulazne varijable, kojima se brojčane vrijednosti mogu mijenjati ovisno o postavljenom scenariju simulacije, pa su zbog toga označene drugom bojom. Konačno, dinamika temperature unutarnje površine stijenke (Tsu) i brzina njezine promjene (dTsu_dt), te dinamika toplinskog opterećenja zraka u skladištu kroz skladišnu stijenku (Qsz), izlazne su varijable kojih su vrijednosti rezultati simulacije.

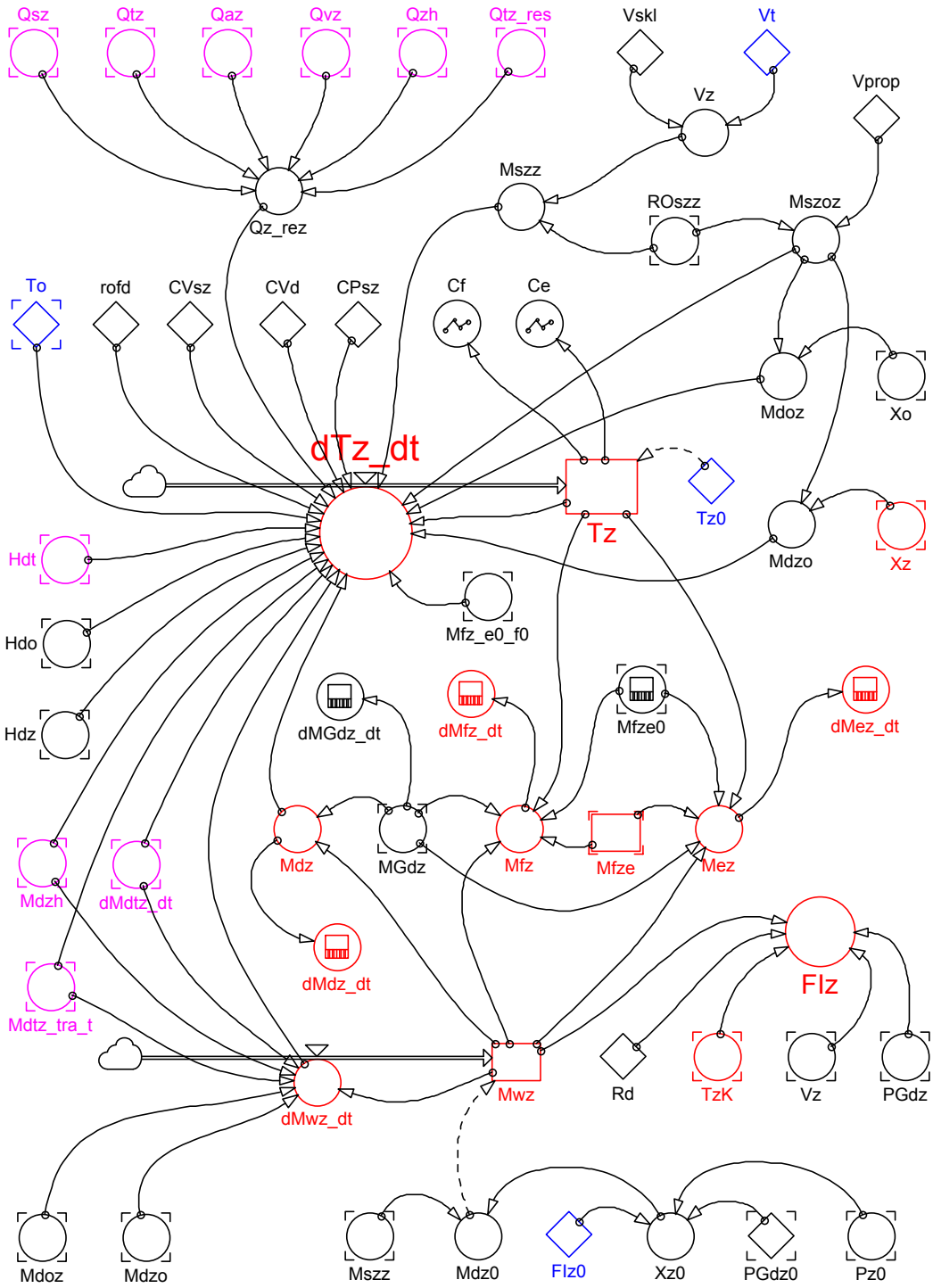
6.1.2. Simulacijski model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu

Simulacijski model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu prikazan je dijagramima na slikama 6.2., 6.3. i 6.4. Izrađen je na temelju matematičkog modela koji je postavljen i opisan u potpoglavlju 4.3. Ukupni broj varijabla koje se pojavljuju u ovome

simulacijskom modelu jest 91. Dvije varijable odnose se na fizikalno-geometrijska svojstva promatranoga brodskog skladišta: ukupni volumen skladišta (Vskl) i protočni volumen istjecanja zraka iz skladišta (Vprop). Relativna vlažnost okolišnog zraka (Flo), početne vrijednosti temperature zraka u skladištu (Tz0) i njegove relativne vlažnosti (Flz0), te volumen hlađenog tereta (Vt), ulazne su varijable kojima se brojčane



Sl. 6.2. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka – 1. dio



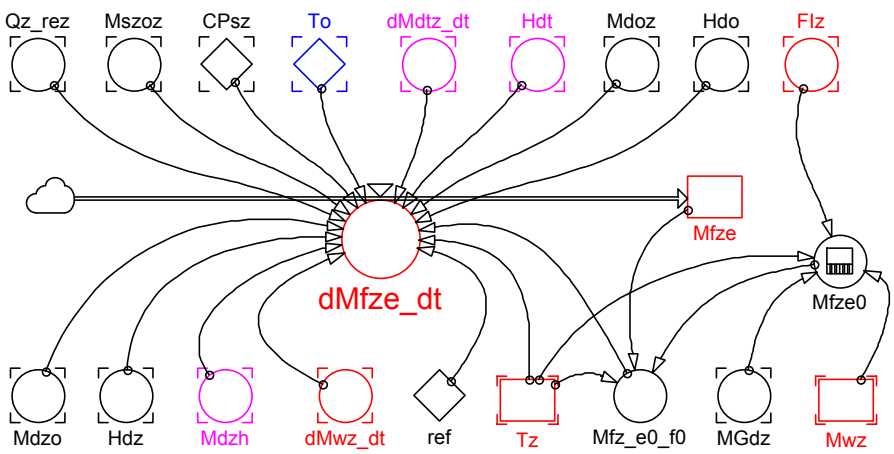
Sl. 6.3. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka – 2. dio

vrijednosti mogu mijenjati ovisno o postavljenom scenariju simulacije. Temperatura okolišnog zraka (To) također je ulazna varijabla kojoj je vrijednost već zadana u prethodnome modelu. Druga skupina ulaznih varijabla su konstante: tlak okolišnog

zraka (Po), plinske konstante suhog zraka (Rsz) i pregrijane vodene pare (Rd), specifični toplinski kapaciteti suhog zraka pri konstantnom tlaku (CPsz), suhog zraka pri konstantnom volumenu (CVsz), pregrijane vodene pare pri konstantnom volumenu (CVd), vode (Cf) i leda (Ce), unutarnja (latentna) toplina isparivanja vode pri 0 °C (rofd), toplina kopnjenja leda pri 0 °C (ref), te koeficijenti Hyland-Wexlerove jednadžbe (C1, ..., C13).

Sljedeća skupina ulaznih varijabla su one varijable kojima se vrijednosti izračunavaju u simulacijskim modelima drugih podsustava: maseni protok vodene pare iz hlađenog zraka na površinu hladnjaka (Mdzh), maseni tok ishlapljene vlage s površine hlađenog tereta u zrak (dMdtz_dt), maseni tok transpiracijske vlage s površine hlađenih plodova u skladišni vlažni zrak (Mdtz_tra_t), specifična entalpija vodene pare na površini hlađenog tereta (Hdt) i toplinski tokovi opterećenja zraka u skladištu: kroz skladišnu stijenku (Qsz), od hlađenog tereta (Qtz), od skladišne opreme (Qaz), od ventilatora hladnjaka zraka (Qvz), toplinsko opterećenje zraka u skladištu zbog respiracije hlađenog tereta (Qtz_res) i, konačno, toplinski tok iz hlađenog zraka na površinu hladnjaka (Qzh).

Najveći broj svih pomoćnih varijabla su različite varijable koje se odnose na pojedine tlakove komponenata okolišnoga i hlađenog zraka u skladištu: parcijalni tlak vodene pare u zasićenome okolišnom zraku (PGdo), parcijalni tlak vodene pare u zasićenome hlađenom zraku u skladištu (PGdz) i njegova početna vrijednost (PGdz0), početne vrijednosti ukupnog tlaka hlađenog zraka u skladištu (Pz0), parcijalnog tlaka vodene pare u hlađenom zraku u skladištu (Pdz0) i parcijalnog tlaka suhog zraka u



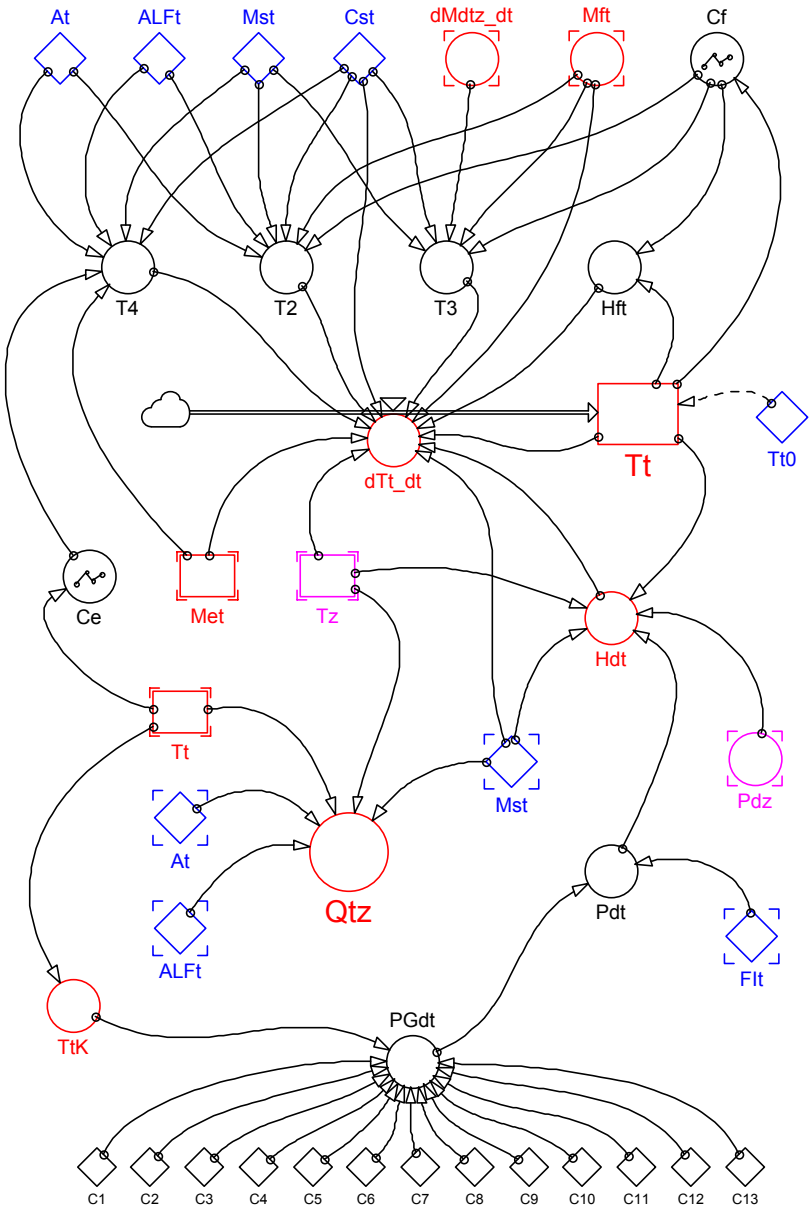
Sl. 6.4. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka – 3. dio

hlađenom zraku u skladištu (Pszz0), parcijalni tlak vodene pare u okolišnom zraku (Pdo), parcijalni tlak suhog zraka u okolišnom zraku (Pszo), parcijalni tlak suhog zraka u hlađenom zraku u skladištu (Pszz) i brzina njegove promjene (dPszz_dt), te vrijednost ukupnog tlaka hlađenog zraka u skladištu (Pz). Pomoćne varijable također su: volumen zraka u skladištu (Vz), temperatura okolišnog zraka izražena u kelvinima (ToK), sadržaj vlage okolišnog zraka (Xo), sadržaj vlage zasićenoga hlađenog zraka u skladištu (XGz), početna vrijednost sadržaja vlage hlađenog zraka u skladištu (Xz0), gustoća suhog zraka u hlađenom zraku u skladištu (ROszz), gustoća suhog zraka u okolišnom zraku (ROszo), specifične entalpije pregrijane pare u hlađenom zraku u skladištu (Hdz) i pregrijane pare u okolišnom zraku (Hdo), specifične entalpije suhog zraka u hlađenom zraku u skladištu (Hszz) i suhog zraka u okolišnom zraku (Hszo), te specifična entalpija hlađenog zraka u skladištu (Hz). Pomoćne varijable su i: maseni protok suhog zraka koji iz okoliša prodire u skladište ili iz skladišta izlazi u okoliš (Mszoz), maseni protok vodene pare koja iz okoliša prodire u skladište (Mdoz), maseni protok vodene pare koja iz skladišta izlazi u okoliš (Mdzo), masa suhog zraka u hlađenom zraku u skladištu (Mszz), početna vrijednost mase vodene pare u hlađenom zraku u skladištu (Mdz0), te masa vodene pare u zasićenome vlažnom zraku (MGdz) i brzina njezine promjene (dMGdz_dt). Rezultanta svih toplinskih tokova kojima je izložen hlađeni zrak u skladištu (Qz_rez), masa kapljevite vlage u zasićenome vlažnom zraku u trenutku početka zaleđivanja (Mfze0) i njezina promjena tijekom fazne promjene (Mfz_e0_f0) također su pomoćne varijable.

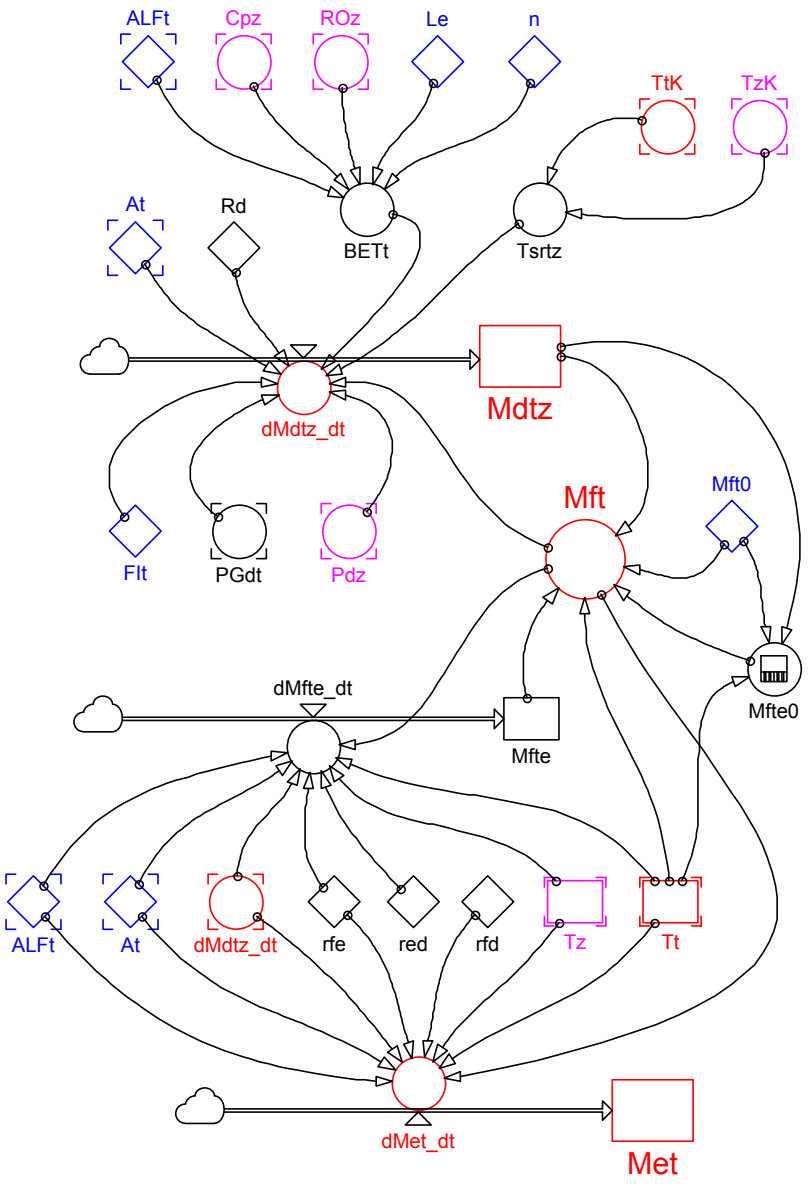
Konačno, izlazne varijable simulacijskog modela hlađenog vlažnog zraka u skladištu su: dinamika temperature hlađenog zraka u skladištu u Celzijevim stupnjevima, °C, (Tz), ili u kelvinima, K, (TzK), i brzina njezine promjene (dTz_dt), dinamika relativne vlažnosti (FIz) i sadržaja vlage hlađenoga vlažnog zraka u skladištu (Xz), parcijalni tlak pregrijane pare u hlađenome vlažnom zraku u skladištu (Pdz), te gustoća (ROz) i specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku hlađenog zraka u skladištu (CPz), zatim ukupna masa svih oblika vlage u hlađenom zraku (Mwz) i brzina njezine promjene (dMwz_dt), masa vodene pare u hlađenom zraku u skladištu (Mdz) i brzina njezine promjene (dMdz_dt), masa kapljevite vlage u obliku kapljica magle u vlažnom zraku (Mfz) i brzina njezine promjene (dMfz_dt), masa kristalića leda u obliku ledene magle u vlažnom zraku (Mez) i brzina njezine promjene (dMez_dt) te, najposlije, masa kapljevite vlage u obliku kapljica magle u zasićenome vlažnom zraku pri temperaturi od 0 °C (Mfze) i brzina njezine promjene (dMfze_dt).

6.1.3. Simulacijski model hlađenoga tereta

Na slikama 6.5. i 6.6. prikazan je dijagram simulacijskog modela hlađenog tereta. Izrađen je na temelju matematičkog modela koji je postavljen i opisan u potpoglavlju 4.4. U simulacijskom modelu pojavljuju se ukupno 54 različite varijable. Varijable koje opisuju fizikalno-geometrijska svojstva hlađenog tereta i svojstva strujanja hlađenoga vlažnog zraka oko njega su: masa suhog tereta (Mst), specifični toplinski kapacitet tereta (Cst), površina tereta izložena struji hlađenog zraka (At), koeficijent prijelaza



Sl. 6.5. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga tereta – 1. dio



Sl. 6.6. Dijagram simulacijskog modela hlađenoga tereta – 2. dio

topline na površini tereta (ALFt), početna temperatura tereta (Tt0), početna masa kapljevite vlage na teretu (Mft0), relativna vlažnost zraka uz površinu tereta (FIt), te Lewisova značajka (Le) i eksponent ovisan o režimu strujanja (n). Sve su to ujedno ulazne varijable kojima se brojčane vrijednosti mogu mijenjati ovisno o postavljenom scenariju simulacije.

Druga skupina ulaznih varijabla su one kojima se izračunate vrijednosti donose iz simulacijskog modela hlađenoga vlažnog zraka u skladištu: temperatura hlađenog vlažnog zraka u skladištu u °C (Tz), ili u K (TzK), parcijalni tlak vodene pare u

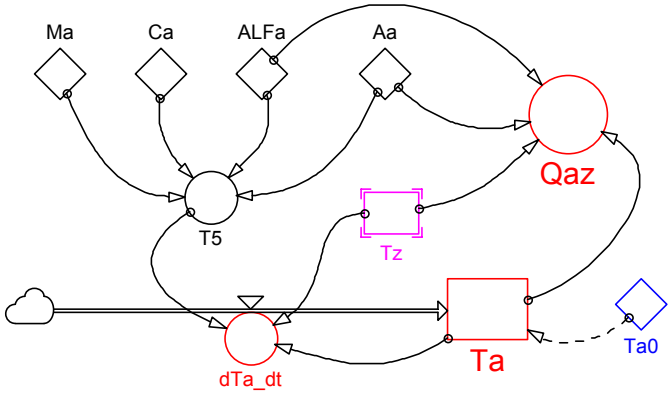
hlađenome vlažnom zraku u skladištu (Pdz), specifični toplinski kapacitet (CPz) i gustoća hlađenoga vlažnog zraka u skladištu (ROz). Za izračunavanje karakterističnih veličina kapljevite vlage, leda i vodene pare koja nastaje ishlapljivanjem vlage s tereta, upotrijebljene su u simulacijskome modelu sljedeće varijable: specifični toplinski kapacitet vode (Cf) i specifični toplinski kapacitet leda (Ce) kojima su vrijednosti dane ovisno o trenutnoj temperaturi, koeficijenti Hyland-Wexlerove jednadžbe (C1, ..., C13), plinska konstanta pregrijane pare (Rd), toplina isparivanja vode pri 0 °C (rfd), toplina zaleđivanja vode pri 0 °C (rfe) i toplina sublimacije leda pri 0 °C (red).

Pomoćne varijable u simulacijskom modelu su: granična vrijednost parcijalnog tlaka (PGdt) i vrijednost parcijalnog tlaka vodene pare u vlažnom zraku uz površinu tereta (Pdt), specifična entalpija kapljevite vlage na površini tereta (Hft), koeficijent prijenosa mase ishlapljivanjem vlage s površine tereta (BETt), vremenske konstante (T2, T3 i T4), aritmetička srednja vrijednost temperatura tereta i zraka (Tsrtz), preostala masa kapljevite vlage na površini tereta u trenutku početka zaleđivanja (Mfte0), njezina dinamika tijekom procesa zaleđivanja (Mfte) i brzina te promjene (dMfte_dt).

Konačno, izlazne su varijable simulacijskog modela hlađenoga tereta: dinamika temperature tereta izražena u °C (Tt), ili u K (TtK), i brzina promjene temperature hlađenog tereta (dTt_dt), zatim specifična entalpija vodene pare u vlažnom zraku uz površinu tereta (Hdt), dinamika toplinskog opterećenja zraka u skladištu od hlađenog tereta (Qtz), dinamika mase kapljevite vlage na teretu (Mft), dinamika vlažnosnog opterećenja zraka u skladištu od ishlapljene vlage s površine tereta (Mdtz) i brzina te promjene (dMdtz_dt), te dinamika mase leda na površini tereta (Met) i brzina te promjene (dMet_dt).

6.1.4. Simulacijski model opreme brodskoga rashladnog skladišta

Simulacijski model skladišne opreme prikazan je dijagramom na slici 6.7. Izrađen je na temelju matematičkog modela opisanog jednadžbama (4.131), (4.131.a) i (4.128). Ulazne varijable koje se odnose na fizikalno-geometrijske osobine skladišne opreme jesu: masa skladišne opreme (Ma), specifični toplinski kapacitet materijala opreme u skladištu (Ca), koeficijent prijelaza topline s površine opreme (ALFa) i površina opreme u skladištu izložena struji hlađenog zraka (Aa). Temperatura hlađenoga vlažnog zraka



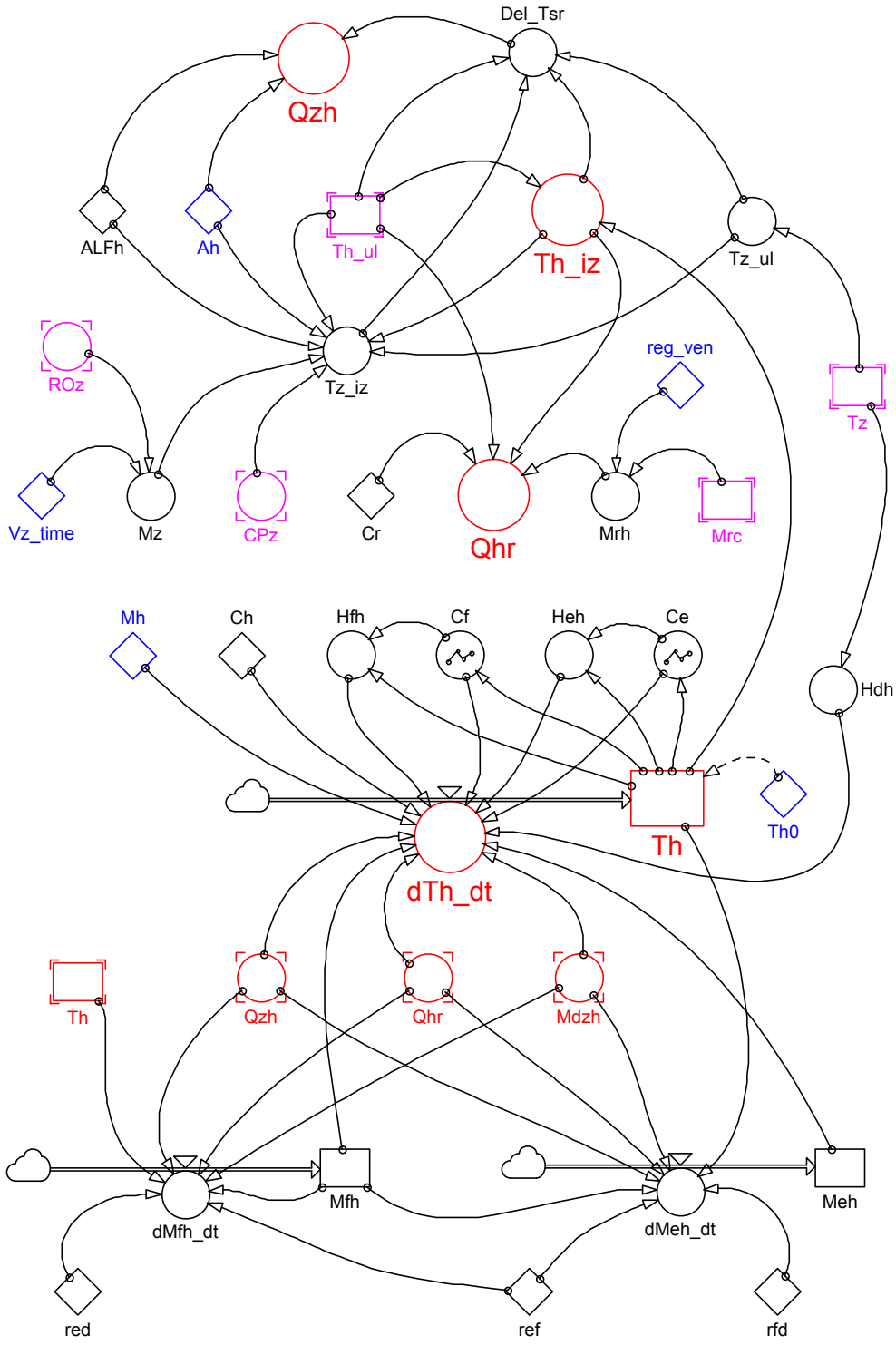
Sl. 6.7. Dijagram simulacijskog modela opreme brodskoga rashladnog skladišta

u skladištu (Tz), kojoj se vrijednost izračunava u simulacijskom modelu hlađenoga vlažnog zraka, i početna temperatura skladišne opreme (Ta0), kojoj se vrijednost zadaje ovisno o postavljenom scenariju simulacije, također su ulazne varijable. Vremenska konstanta (T5) pomoćna je varijabla, dok su izlazne varijable ovog simulacijskog modela: dinamika temperature skladišne opreme (Ta) i brzina njezine promjene (dTa_dt), te dinamika toplinskog opterećenja zraka u skladištu od pripadajuće opreme (Qaz).

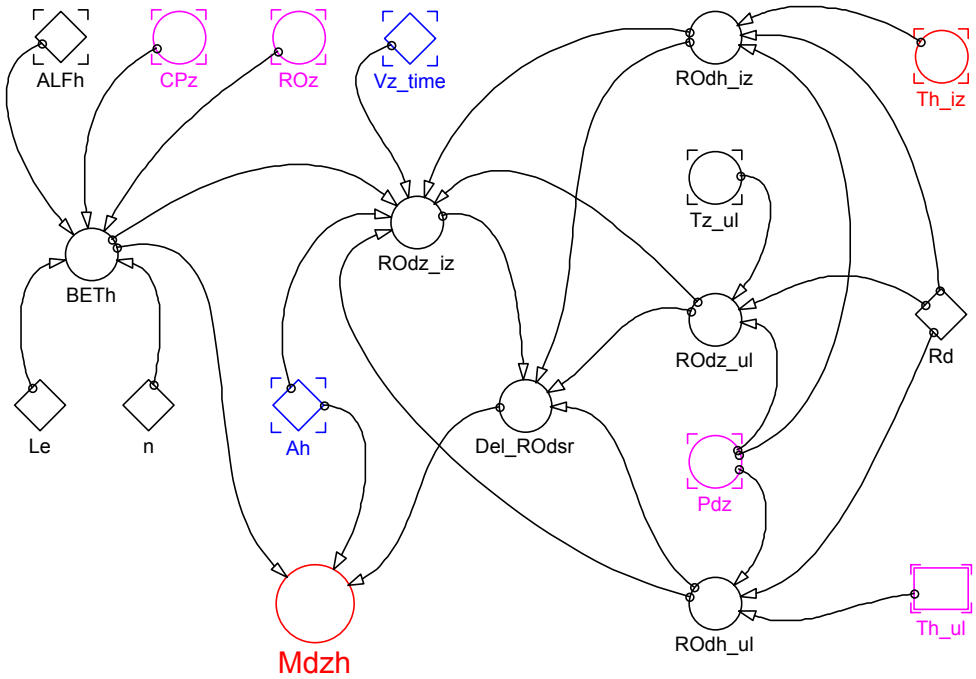
6.1.5. Simulacijski model hladnjaka zraka

Simulacijski model hladnjaka zraka izrađen je na temelju matematičkog modela razvijenog u potpoglavlju 4.6. i prikazan je dijagramima na slikama 6.8. i 6.9. U ovom modelu pojavljuje se ukupno 46 različitih varijabla, od kojih je 31 nova. Ulazne varijable što se odnose na fizikalno-geometrijske osobine hladnjaka i kojima se vrijednosti zadaju ovisno o tome koji se hladnjak želi simulirati ili ovisno o scenariju simulacije jesu: površina hladnjaka (Ah), masa materijala hladnjaka (Mh), volumni protok hlađenoga vlažnog zraka kroz hladnjak (Vz_time), koeficijent prijelaza topline na površini cijevi hladnjaka (ALFh), specifični toplinski kapacitet materijala hladnjaka (Ch), specifični toplinski kapacitet rasola (Cr) i početna vrijednost srednje temperature površine hladnjaka (Th0). Također je ulazna varijabla položaj pneumatski upravljanoga troputog ventila (reg_ven); taj proporcionalni ventil nije bio uključen u matematički model, ali je potreban pri simulaciji za nezavisnu regulaciju protoka rasola kroz hladnjak.

Druga skupina ulaznih varijabla su konstante koje se odnose na svojstva kapljevite vlage, pregrijane pare i leda: specifični toplinski kapacitet vode (Cf), specifični toplinski kapacitet leda (Ce), plinska konstanta pregrijane pare (Rd), toplina



Sl. 6.8. Dijagram simulacijskog modela hladnjaka zraka – 1. dio



Sl. 6.9. Dijagram simulacijskog modela hladnjaka zraka – 2. dio

isparivanja vode pri 0 °C (rfd), toplina otapanja leda pri 0 °C (ref), toplina sublimacije leda pri 0 °C (red), te dvije konstante koje se odnose na režim strujanja: Lewisova značajka (Le) i eksponent (n).

Treću skupinu ulaznih varijabla čine one varijable kojima se vrijednosti izračunavaju u drugim modelima: temperatura hlađenoga vlažnog zraka u skladištu (Tz), temperatura rasola na izlazu iz dovodnog cjevovoda, to jest na ulazu u hladnjak zraka (Th_ul), gustoća hlađenoga vlažnog zraka u skladištu (ROz), specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku hlađenoga vlažnog zraka u skladištu (CPz), parcijalni tlak pregrijane pare u hlađenomu vlažnom zraku u skladištu (Pdz) i maseni protok rasola kroz cjevovod (Mrc).

Pomoćne varijable u modelu hladnjaka zraka su: ulazna temperatura zračne struje (Tz_ul), izlazna temperatura zračne struje (Tz_iz), srednja logaritamska temperaturna razlika hladnjaka zraka (Del_Tsr), gustoća vodene pare u zračnoj struji na ulazu u hladnjak (ROdz_ul), gustoća vodene pare u zračnoj struji na izlazu iz hladnjaka (ROdz_iz), gustoća vodene pare u zraku uz površinu ulaza u hladnjak (ROdh_ul), gustoća vodene pare u zraku uz površinu izlaza iz hladnjaka (ROdh_iz), srednja logaritamska razlika gustoća vodene pare u zraku oko hladnjaka (Del_ROdsr), koeficijent prijenosa mase na površinu hladnjaka (BETh), maseni protok hlađenoga

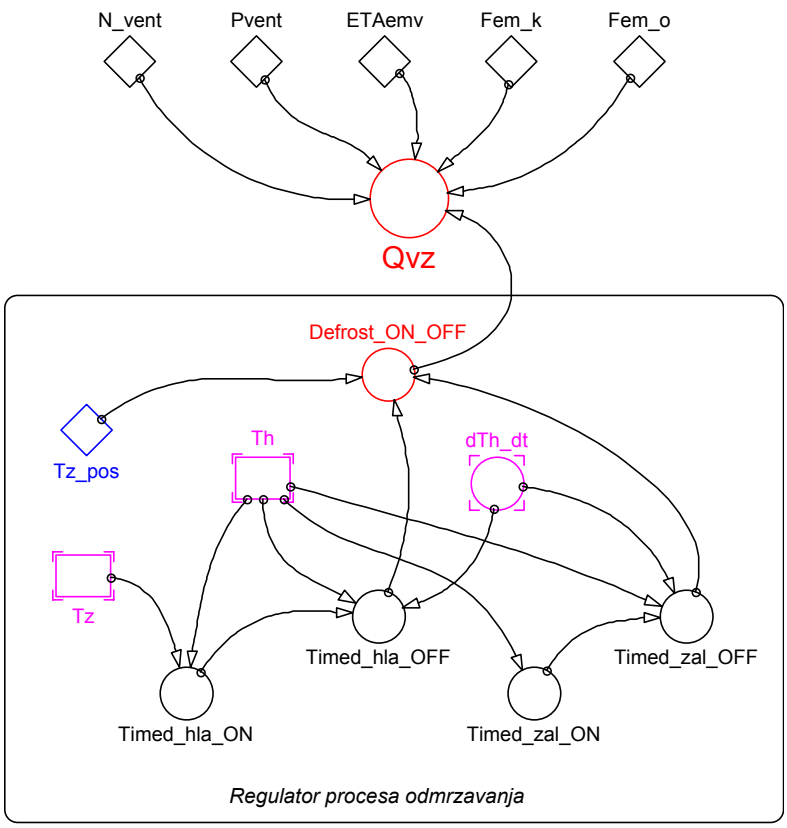
vlažnog zraka kroz hladnjak (Mz), maseni protok rasola kroz hladnjak zraka (Mrh), masa kapljevite vlage na površini cijevi hladnjaka (Mfh) i brzina njezine promjene (dMfh_dt), masa leda na površini cijevi hladnjaka (Meh) i brzina njezine promjene (dMeh_dt), specifična entalpija vodene pare u vlažnom zraku uz površinu hladnjaka (Hdh), specifična entalpija kapljevite vlage na površini hladnjaka (Hfh) i specifična entalpija leda na površini hladnjaka (Heh).

Izlazne su varijable: srednja temperatura površine hladnjaka zraka (Th) i brzina njezine promjene (dTh_dt), temperatura rasola na izlazu iz hladnjaka zraka, to jest na ulazu u povratni cjevovod (Th_iz), toplinski tok iz hlađenoga vlažnog zraka na površinu hladnjaka zraka (Qzh), toplinski tok s hladnjaka na rasol, to jest rashladni kapacitet hladnjaka zraka (Qhr) i maseni protok izlučene vlage iz hlađenoga vlažnog zraka na površinu hladnjaka (Mdzh).

6.1.6. Simulacijski model ventilatora hladnjaka zraka

Simulacijski model ventilatora hladnjaka zraka izrađen je prema jednadžbi (4.163) i prikazan je dijagramom na slici 6.10. Ulazne varijable kojima se definiraju karakteristike ventilatora jesu: broj ventilatora u skladišnom odjeljku (N_vent), potrebna snaga na vratilu svakoga pogonskog elektromotora (Pvent), stupanj djelovanja pogonskog elektromotora (ETAemv), faktor korištenja pogonskim elektromotorom (Fem_k) i faktor opterećenja pogonskog elektromotora (Fem_o). Izlazna varijabla u ovom modelu je toplinski tok s ventilatora hladnjaka na zrak u skladištu (Qvz). Ona je periodičnog karaktera i ima konstantnu vrijednost sve vrijeme dok ventilator hladnjaka radi, to jest u svim radnim režimima, osim za vrijeme trajanja režima otapanja, kad joj je vrijednost jednaka ništici.

Procesom odmrzavanja hladnjaka zraka upravlja mikroprocesorski regulator koji se koristi proporcionalno-integracijsko-derivacijskim (PID) algoritmom. S obzirom na to da je u rashladnim sustavima s nadziranom atmosferom smanjena količina leda na hladnjacima zraka dok nema dobave svježeg zraka, a samim tim je smanjena i potreba za odmrzavanjem hladnjaka, rad regulatora procesa odmrzavanja nije se u ovom radu detaljnije analizirao niti se matematički modelirao. Trenutci započinjanja periodičnih procesa odmrzavanja u simulacijskome modelu programirani su prema sljedećim kriterijima:



Sl. 6.10. Dijagram simulacijskog modela ventilatora hladnjaka zraka s regulatorom procesa odmrzavanja

- ako je temperatura površine hladnjaka niža od 18 °C, proces odmrzavanja (*Demand Defrost*) započinje kada dođe do:
  - povećanja temperaturne razlike između povratnog zraka i površine hladnjaka,
  - povećanja temperaturne razlike između dovodnoga i povratnog zraka;
- ako je temperatura površine hladnjaka niža od 10 °C, proces odmrzavanja (*Timed Defrost*) započinje uvijek jednu minutu po isteku punog sata u kojem je vremenski programiran trenutak početka odmrzavanja, i to:
  - svakih 8 sati rada ventilatora kada rashladni ciklus radi u režimu hlađenja (postavljena temperatura hlađenja je viša od –10 °C), ako je temperatura dovodnog zraka viša od 5 °C,
  - svakih 2,5 sata rada ventilatora kada rashladni ciklus radi također u režimu hlađenja, ali je temperatura dovodnog zraka 5 °C ili niža, pri čemu se nakon svakog ciklusa odmrzavanja interval povećava za 0,5 sata, pa su intervali početaka procesa odmrzavanja redom 3, 4, 4, 5, 5, 6, 6 i nakon toga stalno 7 sati,

– svakih 8 sati rada ventilatora kada rashladni ciklus radi u režimu zaleđivanja (postavljena temperatura hlađenja je –10 °C ili niža), pri čemu se nakon svakog ciklusa odmrzavanja interval povećava za 2 sata, do maksimalne duljine intervala od 24 sata.

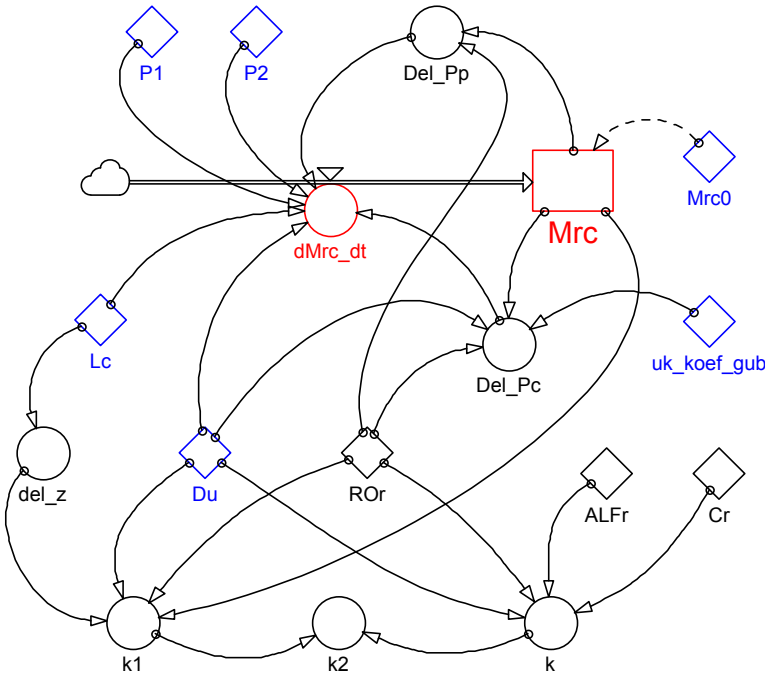
Impulsi za završetak procesa odmrzavanja programirani su u simulacijskome modelu na sljedeći način:

- na temelju izmjerene vrijednosti temperature površine hladnjaka, kada:
  - temperatura površine hladnjaka poraste do 30 °C, ili je prirast temperature veći od 18 °C tijekom 15 minuta, ako rashladni ciklus radi u režimu hlađenja,
  - temperatura površine hladnjaka poraste do 18 °C, ili je prirast temperature veći od 8 °C tijekom 15 minuta, ako rashladni ciklus radi u režimu zaleđivanja;
- ako već prethodno nije završio, vremenski program bezuvjetno prekida proces odmrzavanja nakon 90 minuta.

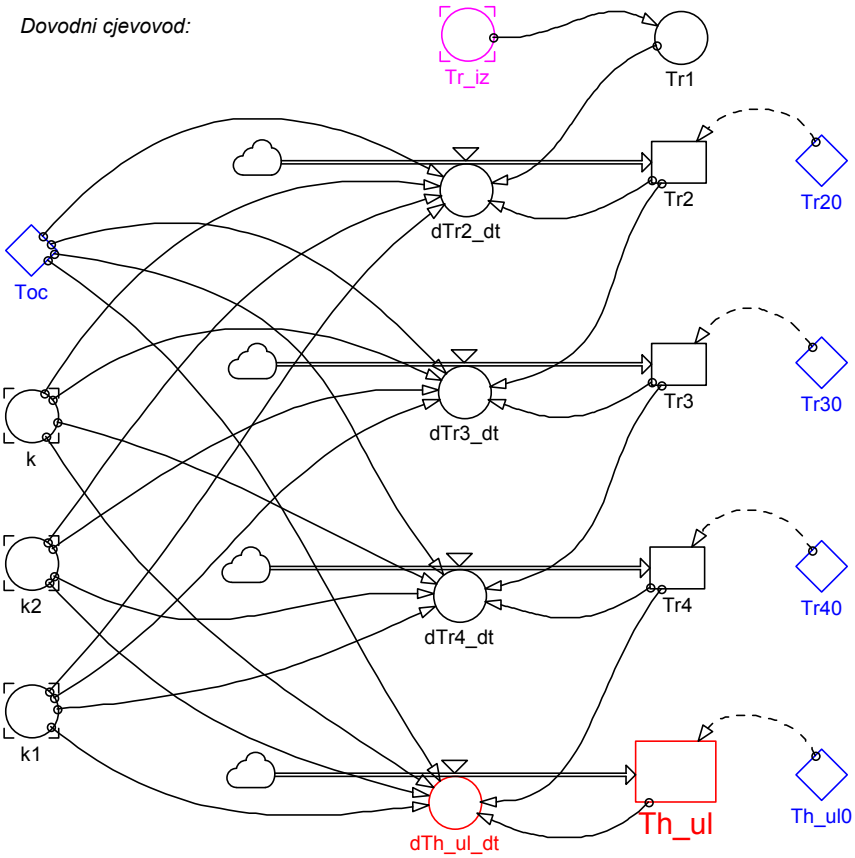
Ulazne varijable modela regulatora procesa odmrzavanja jesu: postavljena temperatura hlađenja (Tz_pos), temperatura hlađenoga vlažnog zraka u skladištu (Tz), kojoj se vrijednost izračunava u simulacijskome modelu hlađenoga vlažnog zraka, te temperatura površine hladnjaka (Th) i brzina njezine promjene (dTh_dt), kojima se vrijednosti izračunavaju u simulacijskome modelu hladnjaka zraka. Na temelju prije opisanih vremenskih i temperaturnih kriterija, pomoćnim su varijablama (Timed_hla_ON), (Timed_hla_OFF), (Timed_zal_ON) i (Timed_zal_OFF) definirani trenutci uključivanja i isključivanja periodičnih procesa odmrzavanja leda s površine hladnjaka zraka. Izlazna je varijabla indikator uključenosti procesa odmrzavanja (Defrost_ON_OFF), koja poprima vrijednosti 1 – za uključeno, ili 0 – za isključeno.

6.1.7. Simulacijski model sustava razvoda rasola

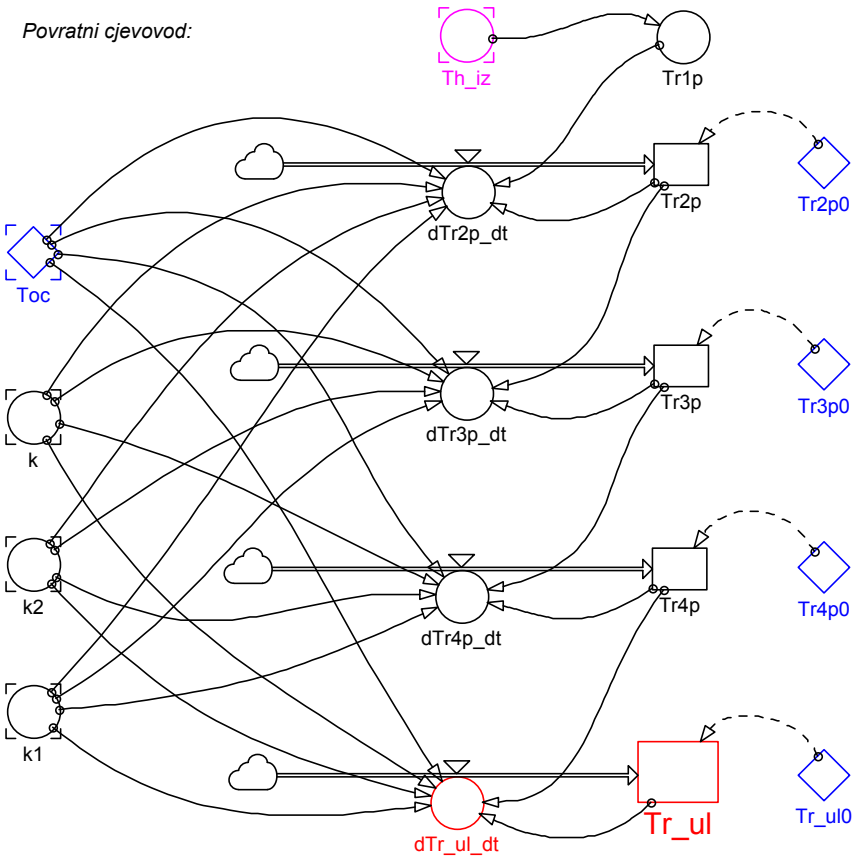
Na slikama 6.11., 6.12. i 6.13. prikazan je dijagram simulacijskog modela sustava razvoda rasola, koji je izrađen na temelju matematičkog modela postavljenoga i opisanoga u potpoglavlju 4.8. Model ima ukupno 46 različitih varijabla: 20 ulaznih, 20 pomoćnih i 6 izlaznih. Ulazne varijable kojima se definiraju fizikalno-geometrijska svojstva realnog sustava jesu: gustoća rasola (ROr), specifični toplinski kapacitet rasola (Cr) i koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini cijevne stijenke (ALFr),



Sl. 6.11. Dijagram simulacijskog modela sustava razvoda rasola – 1. dio



Sl. 6.12. Dijagram simulacijskog modela sustava razvoda rasola – 2. dio



Sl. 6.13. Dijagram simulacijskog modela sustava razvoda rasola – 3. dio

potom one varijable kojima se brojčane vrijednosti zadaju ovisno o postavljenom scenariju simulacije: temperatura okoliša cijevovoda (Toc), duljina (Lc) i unutarnji promjer cjevovoda (Du), tlakovi na ulazu (P1) i izlazu iz cjevovoda (P2) i ukupni koeficijent gubitaka strujanja kroz cjevovod (uk_koef_gub). Ulazne su varijable i početne vrijednosti: masenog protoka rasola kroz cjevovod (Mrc0) i temperatura na rubovima diskretizacijskih elemenata dovodnog (Tr20, Tr30, Tr40 i Th_ul0) i povratnog cjevovoda (Tr2p0, Tr3p0, Tr4p0 i Tr_ul0), te dvije varijable kojima se vrijednosti izračunavaju u drugim modelima: temperatura rasola na izlazu iz isparivača rashladnika, to jest na ulazu u dovodni cjevovod (Tr_iz) i temperatura rasola na izlazu iz hladnjaka zraka, to jest na ulazu u povratni cjevovod (Th_iz).

Pomoćne su varijable: visina dobave cirkulacijske pumpe rasola (Del_Pp), ukupni pad tlaka pri strujanju rasola kroz cjevovod (Del_Pc), duljina elemenata cjevovoda dobivenih diskretizacijom (del_z), dinamičke značajke (k, k1 i k2), temperature na rubovima diskretizacijskih elementa dovodnog cjevovoda (Tr1, Tr2, Tr3 i Tr4) i brzine njihovih promjena (dTr2_dt, dTr3_dt i dTr4_dt), te temperature na

rubovima diskretizacijskih elementa povratnog cjevovoda (Tr1p, Tr2p, Tr3p i Tr4p) i brzine njihovih promjena (dTr2p_dt, dTr3p_dt i dTr4p_dt).

Šest izlaznih varijabla ovog modela su: maseni protok rasola kroz cjevovod (Mrc) i brzina njegove promjene (dMrc_dt), temperatura rasola na izlazu iz dovodnog cjevovoda, to jest na ulazu u hladnjka zraka (Th_ul), i brzina njezine promjene (dTh_ul_dt), te temperatura rasola na izlazu iz povratnog cjevovoda, to jest na ulazu u isparivač rashladnika (Tr_ul), i brzina njezine promjene (dTr_ul_dt).

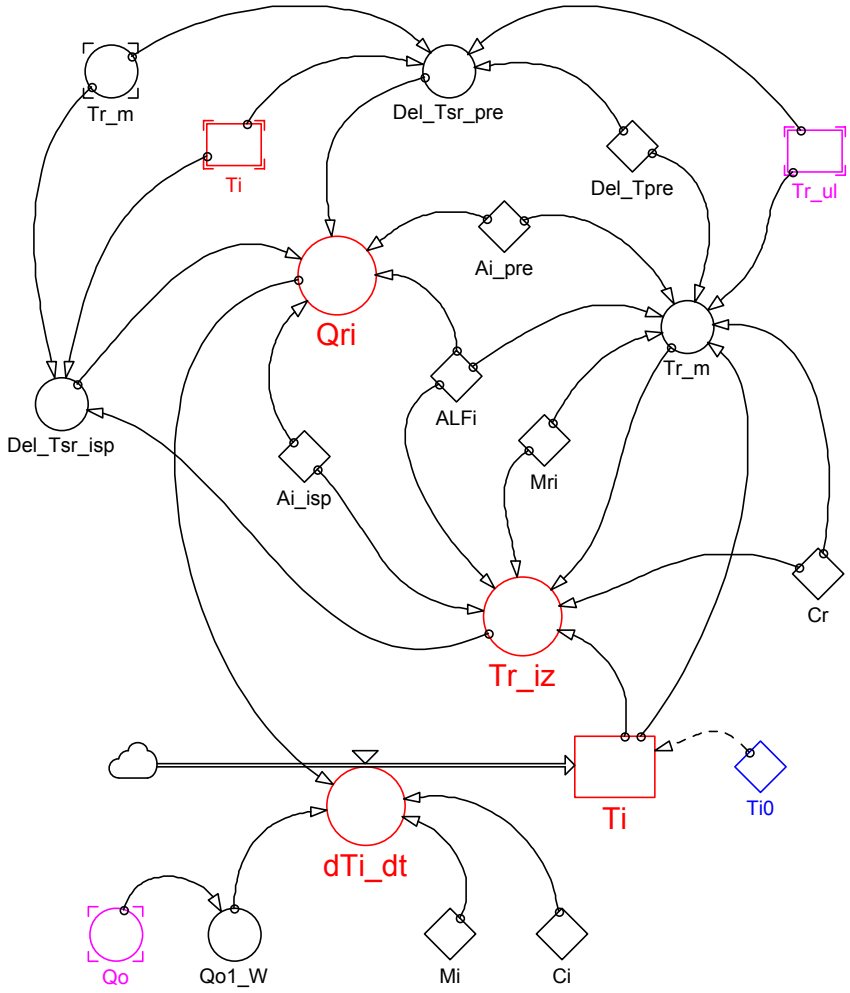
6.1.8. Simulacijski model isparivača rashladnika rasola

Dijagram simulacijskog modela isparivača rashladnika rasola prikazan je na slici 6.14. Izrađen je na temelju matematičkog modela koji je postavljen i opisan u potpoglavlju 4.9. U ovom modelu pojavljuje se 19 različitih varijabla. Sedam ih se odnosi na fizikalno--geometrijska svojstva promatranoga realnog isparivača: masa materijala isparivača (Mi), specifični toplinski kapacitet materijala isparivača (Ci), koeficijent prijelaza topline na površini isparivača (ALFi), dio površine isparivača koji se odnosi na zonu isparivanja (Ai_isp), dio površine isparivača koji se odnosi na zonu pregrijavanja (Ai_pre), temperatura pregrijanja radne tvari (Del_Tpre) i maseni protok rasola kroz isparivač (Mri).

Ulazne su varijable i: početna temperatura isparivanja (Ti0), kojoj se vrijednosti zadaje ovisno o postavljenom scenariju simulacije, specifični toplinski kapacitet rasola (Cr), kojoj se vrijednost zadaje u modelu sustava razvoda rasola, ukupni rashladni kapacitet svih rashladnika rasola (Qo), kojoj se vrijednost izračunava u modelu kondenzacijske jedinice rashladnika rasola, i temperatura rasola na ulazu u isparivač (Tr_ul), kojoj se vrijednost izračunava u modelu sustava razvoda rasola.

Pomoćne varijable su: temperatura rasola na mjestu gdje dvofazna zona prelazi u zonu pregrijavanja (Tr_m), srednja logaritamska temperaturna razlika isparivača u zoni isparivanja (Del_Tsr_isp), srednja logaritamska temperaturna razlika isparivača u zoni pregrijavanja (Del_Tsr_pre) i rashladni kapacitet koji se odnosi na jedan hlađeni odjeljak brodskog skladišta u vatima (Qo1_W).

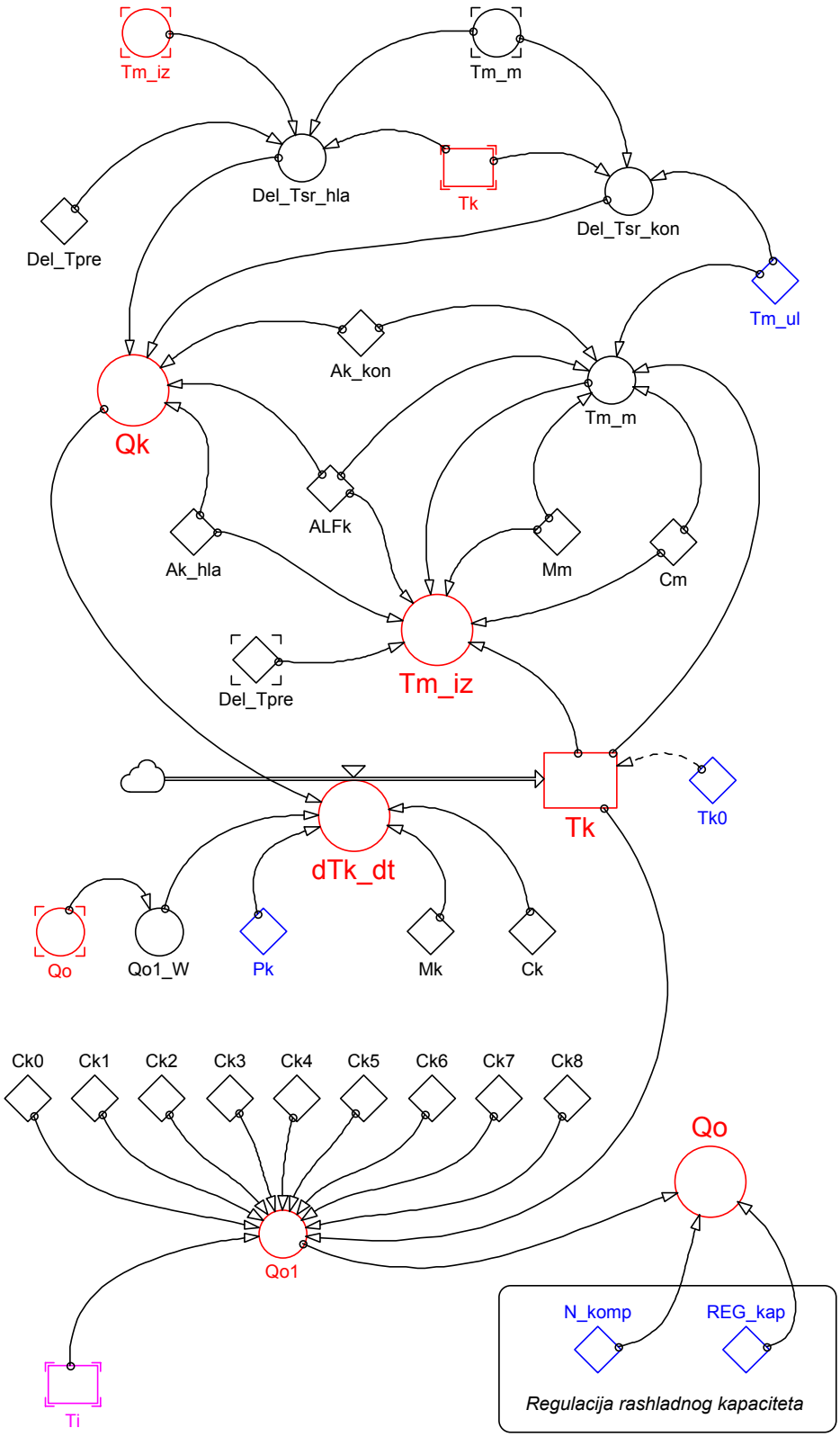
Rezultati simulacije ovoga modela vrijednosti su četiriju izlaznih varijabla: temperature rasola na izlazu iz isparivača (Tr_iz), temperature isparivanja (Ti) i brzine njezine promjene (dTi_dt), te toplinskog toka iz rasola na povšinu isparivača (Qri).



Sl. 6.14. Dijagram simulacijskog modela isparivača rashladnika rasola

6.1.9. Simulacijski model kondenzacijske jedinice rashladnika rasola

Na temelju matematičkog modela razvijenog u potpoglavlju 4.10 izrađen je simulacijski model kondenzacijske jedinice rashladnika rasola, kojemu je dijagram prikazan na slici 6.15. Od ukupno 33 varijable, 17 ih se odnosi na fizikalno-geometrijska svojstva promatrane realne kondenzacijske jedinice: masa materijala kondenzatorskih cijevi (Mk), specifični toplinski kapacitet materijala kondenzatorskih cijevi (Ck), koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj površini kondenzatorskih cijevi (ALFk), dio površine kondenzatora koji se odnosi na zonu hlađenja (Ak_hla), dio površine kondenzatora koji se odnosi na zonu kondenziranja (Ak_kon), temperatura pregrijanosti radne tvari na ulazu u kondenzator (Del_Tpre), maseni protok morske vode kroz kondenzator (Mm),



Sl. 6.15. Dijagram simulacijskog modela kondenzacijske jedinice rashladnika rasola

specifični toplinski kapacitet morske vode (Cm) i koeficijenti aproksimacijske eksponencijalne jednadžbe drugog reda (Ck0, ..., Ck8), kojima su vrijednosti određene matematičkim modelom. Temperatura isparivanja (Ti) također je ulazna varijabla kojoj se vrijednost izračunava u modelu isparivača rashladnika rasola.

Varijable kojima se vrijednosti zadaju ovisno o postavljenom scenariju simulacije jesu: temperatura morske vode na ulazu u kondenzator (Tm_ul), snaga za pogon kompresora (Pk), broj kompresora u istodobnom radu (N_komp), rashladni kapacitet u postotcima koji ostvaruje svaki kompresor (REG_kap) i početna temperatura kondenzacije (Tk0).

Pomoćne su varijable u ovom modelu: srednje logaritamske temperaturne razlike kondenzatora u zoni hlađenja (Del_Tsr_hla) i u zoni kondenziranja (Del_Tsr_kon), temperatura morske vode na izlazu iz zone kondenziranja (Tm_m) i rashladni kapacitet koji se odnosi na jedan hlađeni odjeljak brodskog skladišta u vatima (Qo1_W).

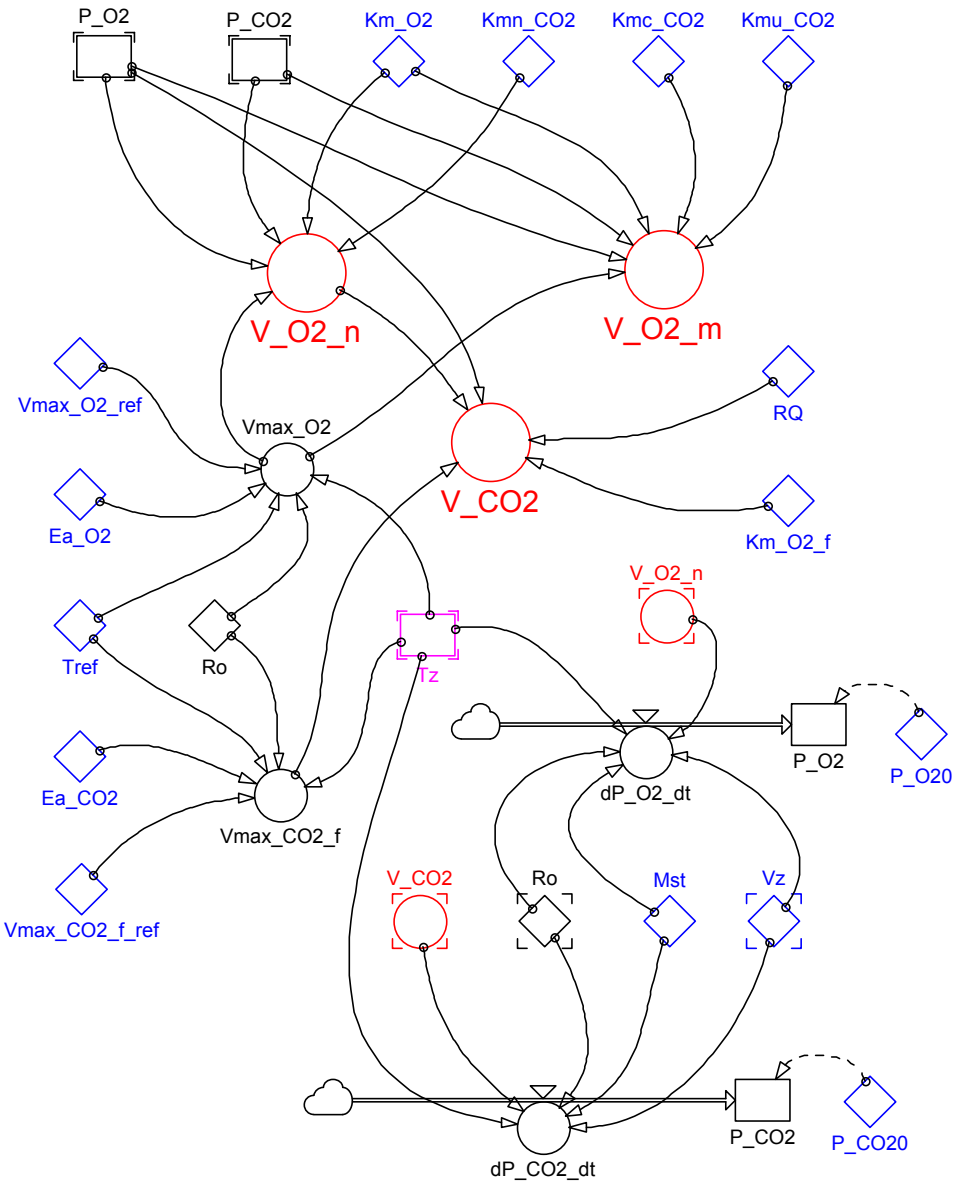
Ukupno je šest izlaznih varijabla: dinamika rashladnog kapaciteta jednog rashladnika rasola (Qo1), ukupni rashladni kapacitet svih rashladnika rasola u istodobnom radu (Qo), toplina kondenzacije (Qk), temperatura morske vode na izlazu iz kondenzatora (Tm_iz), te temperatura kondenzacije (Tk) i brzina njezine promjene (dTk_dt).

6.1.10. Simulacijski model izmjene plinova respiracijom

Simulacijski model izmjene plinova respiracijom voća i povrća zasnovan na Michaelis--Menteninu tipu enzimske kinetike, kojemu je dijagram prikazan na slici 6.16., izrađen je na temelju matematičkog modela opisanog i postavljenog u potpoglavlju 5.2. U modelu se pojavljuje ukupno 26 različitih varijabla, a od toga su 22 nove. Najveći broj varijabla su konstante koje ovise o vrsti promatranog voća ili povrća: Michaelis--Mentenina konstanta trošenja O_2 bez inhibicije (Km_O2), Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 pri nekompetitivnoj inhibiciji s CO_2 (Km_CO2), Michaelis--Mentenina konstanta trošenja O_2 pri kompetitivnoj inhibiciji s CO_2 (Kmc_CO2), Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 pri akompetitivnoj inhibiciji s CO_2 (Kmu_CO2), Michaelis-Mentenina konstanta trošenja O_2 pri inhibiciji s fermentacijskim

CO_2 (Km_O2_f), respiracijski kvocijent (RQ), maksimalna brzina trošenja O_2 pri referentnoj temperaturi (Vmax_O2_ref), maksimalna brzina nastajanja CO_2 fermentacijom pri referentnoj temperaturi (Vmax_CO2_f_ref), energija aktiviranja reakcije pri kojoj se troši O_2 (Ea_O2), energija aktiviranja reakcije pri kojoj nastaje CO_2 (Ea_CO2) i referentna temperatura (Tref).

Pomoćnih varijabla ukupno je osam: parcijalni tlakovi, to jest koncentracije O_2 i CO_2 u smjesi suhog zraka (P_O2 i P_CO2), njihove početne vrijednosti (P_O20 i P_CO20) i brzine njihovih promjena (dP_O2_dt i dP_CO2_dt).



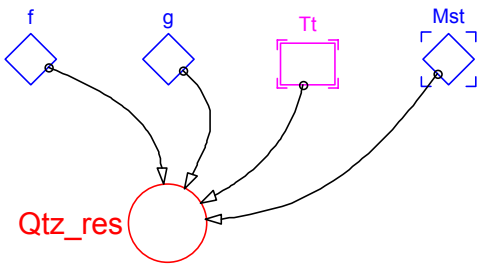
Sl. 6.16. Dijagram simulacijskog modela izmjene plinova respiracijom

Sljedeću skupinu čine četiri varijable kojima se vrijednosti izračunavaju u drugim modelima ili su zadane u drugim modelima: temperatura hlađenoga vlažnog zraka (Tz), masa tereta u skladištu (Mst), volumen zraka u skladištu, to jest slobodni volumen skladišta (Vz), i opća (molarna) plinska konstanta (Ro).

Naposljetku, tri izlazne varijable su: brzine trošenja O_2 dobivene u modelima nekompetitivne i miješane inhibicije (V_O2_n i V_O2_m) i brzina nastajanja CO_2 (V_CO2).

6.1.11. Simulacijski model oslobađanja topline respiracijom

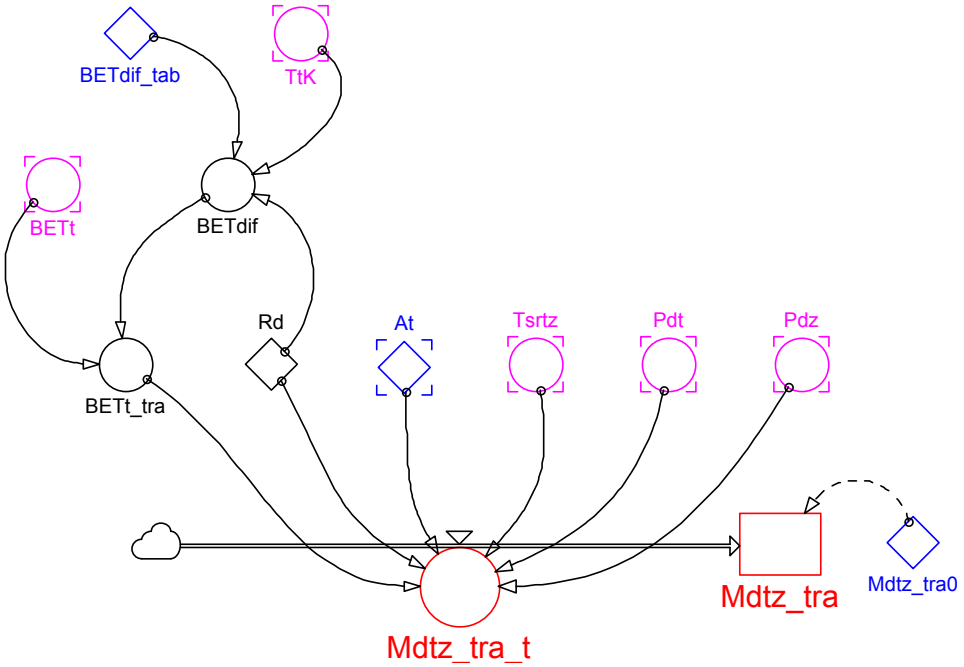
Na temelju matematičkog modela oslobađanja topline respiracijom, što je predstavljen jednadžbom (5.14), izrađen je simulacijski model kojemu je dijagram prikazan na slici 6.17. Sastoji se od samo pet varijabla: respiracijskih koeficijenata (f i g), kojima se vrijednosti zadaju ovisno o vrsti voća ili povrća prema tablici 5.2., uskladištene mase voća ili povrća (Mst), njihove temperature (Tt), koja se izračunava u modelu hlađenoga tereta, i toplinskog opterećenja zraka u skladištu zbog oslobađanja topline respiracijom hlađenog tereta (Qtz_res), što je ujedno jedina izlazna varijabla.



Sl. 6.17. Dijagram simulacijskog modela oslobađanja topline respiracijom

6.1.12. Simulacijski model oslobađanja vlage transpiracijom

Na slici 6.18. predočen je dijagram simulacijskog modela oslobađanja vlage transpiracijom. Izrađen je na temelju matematičkog modela što je postavljen i opisan u potpoglavlju 5.4. U modelu se pojavljuje ukupno 13 varijabla, od kojih je šest novih. Ulazne varijable kojima se vrijednosti izračunavaju u drugim modelima ili su im vrijednosti već zadane u drugim modelima jesu: temperatura tereta u kelvinima (TtK),



Sl. 6.18. Dijagram simulacijskog modela oslobađanja vlage transpiracijom

koeficijent prijenosa mase ishlapljivanjem vlage s površine tereta (BETt), aritmetička srednja vrijednost temperatura tereta i zraka u kelvinima (Tsrtz), parcijalni tlak vodene pare u vlažnom zraku uz površinu tereta (Pdt), parcijalni tlak pregrijane pare u hlađenome vlažnom zraku u skladištu (Pdz), površina tereta izložena struji hlađenog zraka (At) i plinska konstanta pregrijane pare (Rd). Također su ulazne varijable: početna količina vodene pare u hlađenome vlažnom zraku (Mdtz_tra0) i difuzivni koeficijent prijenosa mase kroz ovojnicu ploda (BETdif_tab), kojemu se vrijednost zadaje ovisno o vrsti uskladištenog voća ili povrća prema tablici 5.2.

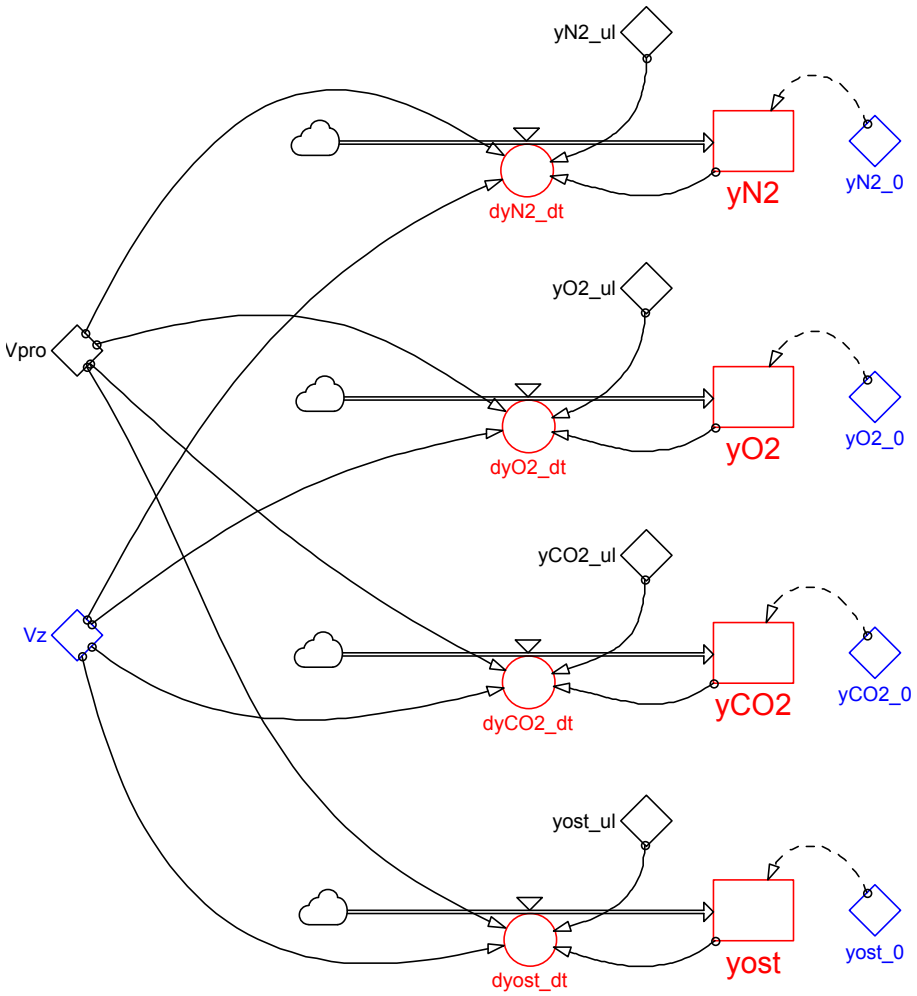
Dvije pomoćne varijable su: difuzivni koeficijent prijenosa mase (BETdif) i transpiracijski koeficijent prijenosa mase (BETtra), dok su dvije izlazne varijable: maseni tok transpiracijske vlage s površine hlađenih plodova u skladišni vlažni zrak (Mdtz_tra_t) i trenutačna količina vodene pare u hlađenome vlažnom zraku (Mdtz_tra).

6.1.13. Simulacijski model CA uređaja

Posljednji, 13. simulacijski model je model CA uređaja, kojemu je matematički model postavljen u potpoglavlju 5.5. Iz njegova dijagrama na slici 6.19. razvidno je da se

sastoji od 18 varijabla: 10 ulaznih i 8 izlaznih. Ulazne varijable su: slobodni volumen skladišta, to jest volumen zraka u skladištu (Vz), protočni volumeni dobave inertnog plina u skladište, to jest protočni volumen ispuštanja mješavine iz skladišta (Vpro), volumenski udjeli, to jest koncentracije dušika (yN2_ul), kisika (yO2_ul), ugljičnog dioksida (yCO2_ul) i ostalih sudionika (yost_ul) u inertnom plinu što se dovodi u skladište, te početne koncentracije dušika (yN2_0), kisika (yO2_0), ugljičnog dioksida (yCO2_0) i ostalih sudionika (yost_0) u skladišnoj atmosferi.

Izlazne su varijable: trenutne koncentracije dušika (yN2), kisika (yO2), ugljičnog dioksida (yCO2) i ostalih sudionika (yost) u skladišnoj atmosferi, te brzine njihovih promjena (dyN2_dt, dyO2_dt, dyCO2_dt i dyost_dt).



Sl. 6.19. Dijagram simulacijskog modela CA uređaja

6.2. Testiranje valjanosti dinamičkih modela pojedinačnih podsustava

Nakon izradbe dinamičkoga simulacijskog modela i računalne simulacije za determiniranje funkcijske i vremenske ovisnosti varijabla koje egzistiraju unutar promatranoga sustava, slijedi testiranje kvalitete i valjanosti postavljenog modela. U prvoj fazi testiranja provedeno je istraživanje valjanosti svakoga od 13 modela pojedinačnih podsustava, koristeći se pritom svim raspoloživim relevantnim znanjima o realnim modelima. U nastavku su predočena dva takva ogledna primjera testiranja.

6.2.1. Testiranje valjanosti modela brodske skladišne stijenke

Dinamički model brodske skladišne sijenke, koji je opisan jednadžbama (4.18), (4.18.a), (4.18.b), (4.18.c) i (4.15) i prikazan je dijagramom na slici 6.1., verificiran je usporedbom rezultata simulacije s rezultatima dobivenima analitičkim proračunom. Izračunavani su vremenski tokovi površinskih temperatura za različite ravne ploče poznatih i nepromjenjivih debljina δ i svojstava c, ρ, α i λ.

Pri rješavanju problema vremenski promjenjivih temperatura postoji bitna razlika u postupku između "toplinski tankih" i "toplinski debelih" ploča [111]. Kriterij za toplinsku debljinu ovisi o svojstvima materijala, debljini ploče i rubnim uvjetima, a izražava se s pomoću Biotove bezdimenzijske značajke *Bi*:

$$Bi = \frac{\alpha \frac{\delta}{2}}{\lambda}. \tag{6.1}$$

Uz Biotovu značajku, za proračun je važna i Fourierova bezdimenzijska značajka *Fo*:

$$Fo = \frac{a\,t}{\left(\frac{\delta}{2}\right)^2}, \tag{6.2}$$

gdje je: a - koeficijent temperaturne vodljivosti, m^2s^{-1}:

$$a = \frac{\lambda}{c\,\rho}. \tag{6.3}$$

Za ravne ploče kojima je:

$$\alpha \leq 0{,}2\frac{\lambda}{\delta}, \tag{6.4}$$

to jest $Bi \leq 0{,}1$, raspored temperatura u ploči ovisi samo o toplinskim otporima na površini ploče, pa se takve ploče tretiraju kao "toplinski tanke". Pritom se za proračun koristi izrazom [111]:

$$\frac{\vartheta_S - \vartheta_O}{\vartheta_{S,0} - \vartheta_O} = e^{-Bi\,Fo}, \tag{6.5}$$

gdje je: ϑ_S - temperatura površine ploče nakon isteka vremena t, s, hlađenja ili zagrijavanja, °C;

$\vartheta_{S,0}$ - jednolična početna temperatura ploče, °C;

ϑ_O - konstantna okolišna temperatura, °C.

Uvrsti li se jednadžba (6.2) u jednadžbu (6.5), nakon njezina sređivanja dobiva se izraz za izračunavanje vremena trajanja hlađenja ili zagrijavanja t, s, površine ploče od $\vartheta_{S,0}$ do ϑ_S:

$$t = -\left(\frac{\delta}{2}\right)^2 \frac{1}{a\,Bi} \ln\frac{\vartheta_S - \vartheta_O}{\vartheta_{S,0} - \vartheta_O}, \tag{6.6}$$

to jest izraz za izračunavanje temperature površine ploče ϑ_S, °C, nakon isteka vremena hlađenja ili zagrijavanja t, s, od početne temperature $\vartheta_{S,0}$, °C:

$$\vartheta_S = \vartheta_O + \left(\vartheta_{S,0} - \vartheta_O\right) e^{-\frac{a\,t}{\left(\frac{\delta}{2}\right)^2} Bi}. \tag{6.7}$$

Za ravne ploče koje imaju vrijednost Biotove značajke $Bi > 0{,}1$, što istodobno znači da je:

$$\alpha > 0{,}2\frac{\lambda}{\delta}, \tag{6.8}$$

temperaturno polje u ploči ovisi i o unutarnjim i o površinskim otporima, pa se takve ploče tretiraju kao "toplinski debele". Izrazi za analitički proračun vremenski promjenjivih temperatura u "toplinski debelim" ploča prilično su složeni, pa su, radi praktične primjenljivosti, najčešće dani u obliku nomograma. Svi ti proračuni vrijede

Tablica 6.1. Verifikacija modela brodske skladišne stijenke [1]

Geometrijska i fizikalna svojstva ravne ploče	Bezdimenzijske značajke ravne ploče	Scenarij	Rezultati simulacije	Rezultati analitičkog proračuna	Odstu-panja
$\delta = 0{,}02$ m $c = 420$ Jkg^{-1}K^{-1} $\rho = 7.900$ kgm^{-3} $\alpha = 35$ Wm^{-2}K^{-1} $\lambda = 45{,}28$ Wm^{-1}K^{-1}	***Bi* = 0,0077** *Fo* = 245,64 (*t* = 1.800 s)	**Hlađenje:** $\vartheta_{S,0} = 520$ °C $\vartheta_O = 20$ °C ϑ_S = ? (*t* =1.800 s) *t* = ? ($\vartheta_S = 22$ °C)	95,97 °C 5 273 s	95,43 °C 5 255 s	0,1% 0,3%
$\delta = 0{,}008$ m $c = 1.424$ Jkg^{-1}K^{-1} $\rho = 1.165{,}73$ kgm^{-3} $\alpha = 24{,}44$ Wm^{-2}K^{-1} $\lambda = 0{,}244$ Wm^{-1}K^{-1}	***Bi* = 0,40** *Fo* = 1,00 (*t* = 109 s) *Fo* = 10,00 (*t* = 1.089 s)	**Zagrijavanje:** $\vartheta_{S,0} = 20$ °C $\vartheta_O = 150$ °C ϑ_S = ? (*t* = 109 s) ϑ_S = ? (*t* = 1.089 s)	53,16 °C 143,14 °C	53,8 °C* 144,8 °C*	0,2% 0,4%
$\delta = 0{,}16$ m $c = 840$ Jkg^{-1}K^{-1} $\rho = 1.850$ kgm^{-3} $\alpha = 20{,}5$ Wm^{-2}K^{-1} $\lambda = 0{,}82$ Wm^{-1}K^{-1}	***Bi* = 2,00** *Fo* = 0,40 (*t* = 4.850 s) *Fo* = 4,00 (*t* = 48.510 s)	**Zagrijavanje:** $\vartheta_{S,0} = 0$ °C $\vartheta_O = 100$ °C ϑ_S = ? (*t* = 4.850 s) ϑ_S = ? (*t* = 48.510 s)	26,87 °C 95,63 °C	26,5 °C* 98,5 °C*	0,1% 0,8%
$\delta = 0{,}008$ m $c = 1.424$ Jkg^{-1}K^{-1} $\rho = 116{,}573$ kgm^{-3} $\alpha = 24{,}4$ Wm^{-2}K^{-1} $\lambda = 0{,}024$ Wm^{-1}K^{-1}	***Bi* = 4,00** *Fo* = 0,30 (*t* = 33 s) *Fo* = 4,00 (*t* = 435 s)	**Hlađenje:** $\vartheta_{S,0} = 80$ °C $\vartheta_O = 20$ °C ϑ_S = ? (*t* = 33 s) ϑ_S = ? (*t* = 435 s)	64,08 °C 21,03 °C	65,0 °C* 20,3 °C*	0,3% 0,2%
$\delta = 0{,}08$ m $c = 1.210$ Jkg^{-1}K^{-1} $\rho = 32$ kgm^{-3} $\alpha = 20$ Wm^{-2}K^{-1} $\lambda = 0{,}029$ Wm^{-1}K^{-1}	***Bi* = 27,59** *Fo* = 0,20 (*t* = 427 s) *Fo* = 2,00 (*t* = 4.273 s)	**Hlađenje:** $\vartheta_{S,0} = 50$ °C $\vartheta_O = 0$ °C ϑ_S = ? (*t* = 427 s) ϑ_S = ? (*t* = 4 273 s)	37,80 °C 3,04 °C	39,5 °C* 1,0 °C*	0,5% 0,7%

* Rezultat dobiven s pomoću Thorneova nomograma

samo za jednoličnu početnu temperaturu ploče $\vartheta_{S,0}$, za konstantnu okolišnu temperaturu ϑ_O s obje strane ploče i konstantni koeficijent prijelaza topline α s obje strane ploče, te za homogenu ploču konstantnih fizikalnih svojstava. U literaturi postoje nomogrami različitih autora, kao što su Gröberov [103], Thorneov [111] ili Heislerov [132] nomogram, koji ne daju uvijek jednake rezultate, a odstupanja su to veća što je veća vrijednost Biotove značajke.

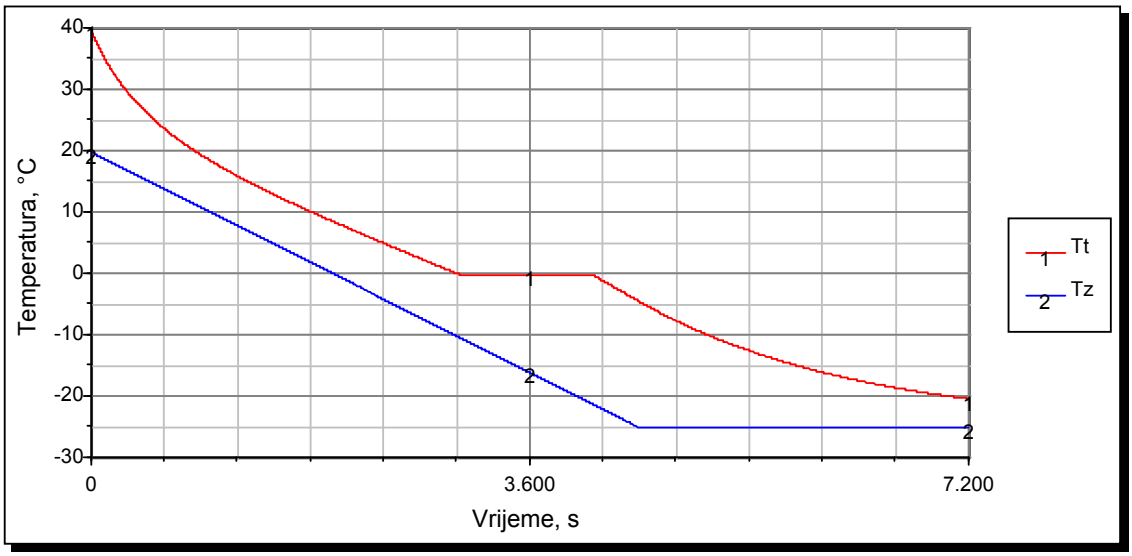
Provjera valjanosti postavljenoga dinamičkog modela brodske skladišne stijenke provedena je za stijenke različitih vrijednosti Biotove značajke. Usporedni rezultati simulacije i analitičkog proračuna prikazani su u tablici 6.1. Nešto veća odstupanja proračunskih rezultata od onih što ih daje simulacijski model pri većim vrijednostima Biotove značajke, ne bi trebala zabrinjavati, zbog definitivno utvrđene nepouzdanosti postojećih nomograma. Poradi toga se može zaključiti da je ovakvim načinom provjere valjanosti modela, kao jedinim dostupnim načinom verifikacije, potvrđeno da simulacijski model vjerno prati trend dinamike temperature na površini ravne ploče. Razvijeni model primjenljiv je i za "toplinski tanke" i za "toplinski debele" ploče. Brodske skladišne stijenke pripadaju kategoriji "toplinski debelih" ploča jer se njihove vrijednosti Biotove značajke kreću u granicama $10 < Bi < 50$.

6.2.2. Testiranje valjanosti modela hlađenog tereta

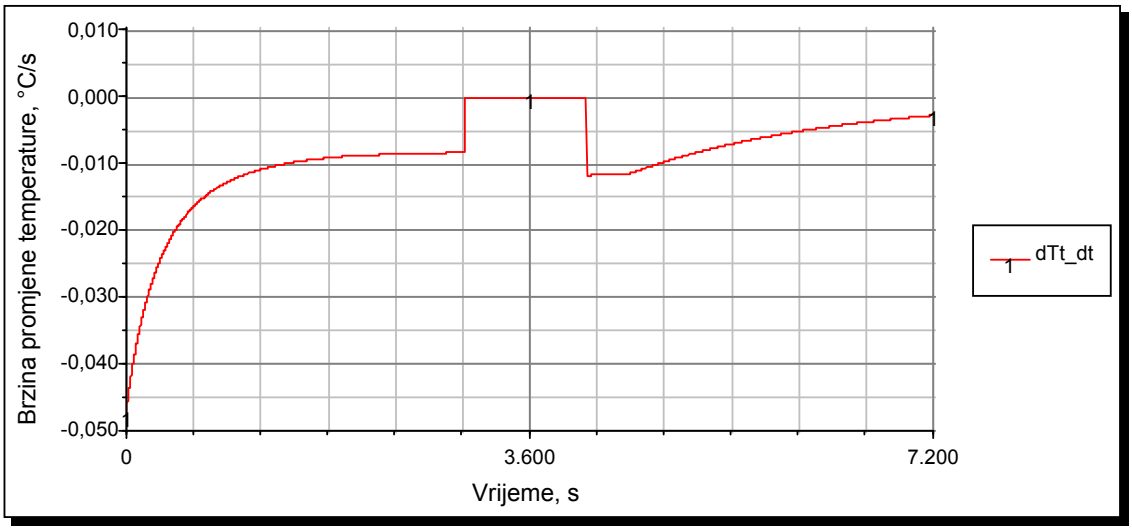
Testiranje valjanosti modela hlađenog tereta, ne uzimajući u obzir metabolične procese ni utjecaj nadzirane atmosfere, kojemu je osnovni matematički model razvijen u potpoglavlju 4.4., a simulacijski model prikazan dijagramima na slikama 6.2. i 6.3., obavljeno je temeljem usporedbe simulacijskih rezulatata s empirijski očekivanim rezultatima. Simulacija je provedena po sljedećem scenariju:

- temperatura zraka u skladištu ϑ_Z (oznaka Tz u simulacijskom modelu) linearno opada s koeficijentom nagiba $-0{,}01$ °Cs^{-1} od početne vrijednosti 20 °C do vrijednosti -25 °C (u 4.500. sekundi), nakon čega postignutu vrijednost zadržava konstantnom do kraja procesa simulacije,
- relativna vlažnost zraka φ_Z (Flz) tijekom cijelog procesa ima konstantnu vrijednost 0,9,
- početna vrijednost temperature hlađenog tereta $\vartheta_T(t = 0)$ (Tp0) je 40 °C,
- masa suhog tereta $m_{s,T}$ (Mst) je 400 kg,
- početna vrijednost mase vlage sadržane u teretu $m_{f,T}(t = 0)$ (Mft0) je 40 kg,
- površina tereta A_T (At) je 20 m^2,
- specifični toplinski kapacitet suhog predmeta $c_{s,T}$ (Cst) iznosi 1.675 Jkg^{-1}K^{-1},
- koeficijent prijelaza topline na površini predmeta α_T (ALFt) ima vrijednost 20 Wm^{-2}K^{-1}.

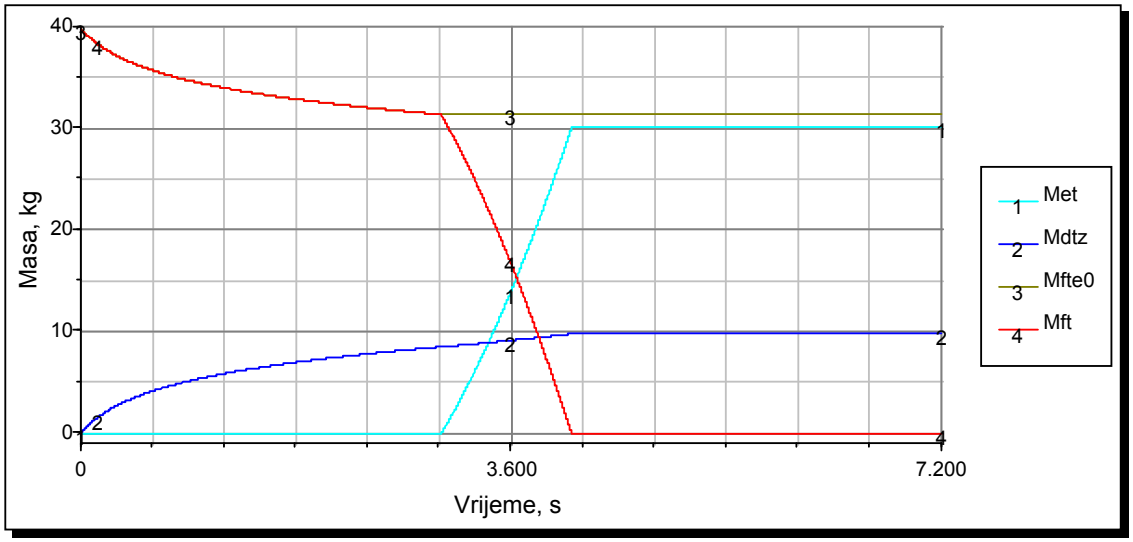
Rezultati simulacije grafički su predočeni. Dijagram na slici 6.20. prikazuje kako se tijekom vremena mijenja temperatura tereta (Tt) ovisno o temperaturi zraka u skladištu (Tz), a dijagram na slici 6.21. prikazuje brzinu u °Cs^{-1} kojom se mijenja temperatura tereta (dTt_dt) tijekom vremena. Brzina promjene temperature tereta ima najveću vrijednost na početku simulacijskog procesa, a zatim sve sporiji trend opadanja. U trenutku kad temperatura tereta postigne vrijednost od 0 °C, njezina brzina promjene padne na 0 °Cs^{-1}. Usprkos nastavljenom hlađenju i linearnom snižavanju



Sl. 6.20. Rezultati simulacije dinamike temperature tereta (Tt) ovisno o temperaturi zraka u skladištu (Tz)



Sl. 6.21. Rezultati simulacije brzine promjene temperature tereta (dTt_dt)



Sl. 6.22. Rezultati simulacije dinamike mase kapljevite vlage (Mft) i leda (Met) na površini tereta, te ishlapljene vlage (Mdtz) s površine tereta

temperature zraka u skladištu, temperatura tereta zadržava se na vrijednosti 0 °C sve dok se posljednja kapljica vlage ne zamrzne ili ishlapi. Nakon toga teret se sve sporije nastavlja hladiti zajedno s nastalim slojem leda na njegovoj površini, i temperatura tereta asimptotski se približava konstantnoj temperaturi zraka.

Dijagram na slici 6.22. predočuje kako se tijekom vremena mijenjaju mase kapljevite vlage (Mft) i leda (Met) na površini tereta, te masa ishlapljene vlage (Mdtz) s površine tereta. Sve dok je temperatura tereta u području iznad 0 °C, početna masa od 40 kg kapljevite vlage na površini tereta smanjuje se isključivo zbog ishlapljivanja vlage u zrak. U trenutku kad se hlađeni teret ohladi na 0 °C (što se događa u 3.030. sekundi), preostala masa kapljevite vlage nastavlja jednim dijelom ishlapljivati, a jednim dijelom započinje se zaleđivati, pri čemu nastali led sublimira. Nakon zaleđivanja posljednje kapljice vode (što se događa u 4.120. sekundi), više nema kapljevite vlage, a nastale mase leda i pare zadržavaju postignute vrijednosti. Zbog toga u bilo kojem trenutku simulacijskog procesa zbroj promjena vrijednosti krivulja (1) i (2) odgovara promjeni vrijednosti krivulje (4) u dijagramu na slici 6.12.

Dinamičko ponašanje modela hlađenog tereta u skladu je s relevantnim znanjima o realnom modelu i dobiveni rezultati simulacije u potpunosti su, u kvalitativnom smislu, sukladni s empirijski očekivanim rezultatima. Poradi toga se može zaključiti da je ovakvim načinom provjere, u nedostatku eksperimentalnih rezultata, potvrđena valjanost razvijenoga osnovnog modela hlađenog tereta.

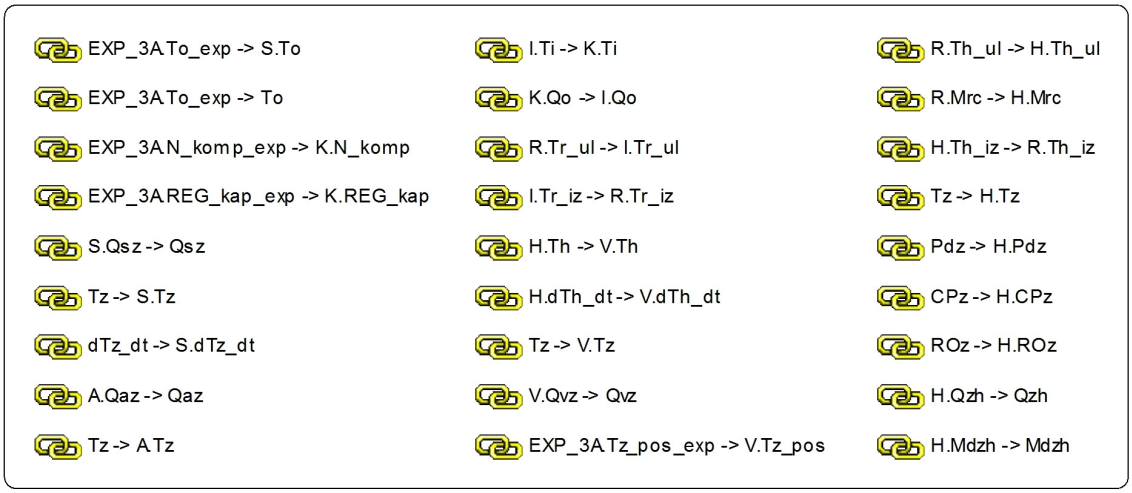
6.3. Testiranje valjanosti cjelokupnog modela brodskoga rashladnog sustava bez tereta

Valjanost cjelokupnoga dinamičkog modela brodskoga rashladnog sustava testirana je na temelju usporedbe rezultata simulacije s postojećim eksperimentalnim rezultatima. Mjerenja kojima se koristilo za verifikaciju modela provedena su na ispitivanome realnome rashladnom sustavu *m/v "Lady Račišće"*, i to:

- u uvjetima praznih skladišta, to jest bez tereta, neposredno nakon gradnje broda, pod nadzorom i u skladu sa zahtjevima klasifikacijskih društava Lloyd's Register of Shipping i Hrvatskog registra brodova,
- u eksploatacijskim uvjetima djelomičnoga i potpunog opterećenja, tijekom više različitih plovidaba, s različitim vrstama hlađenog tereta.

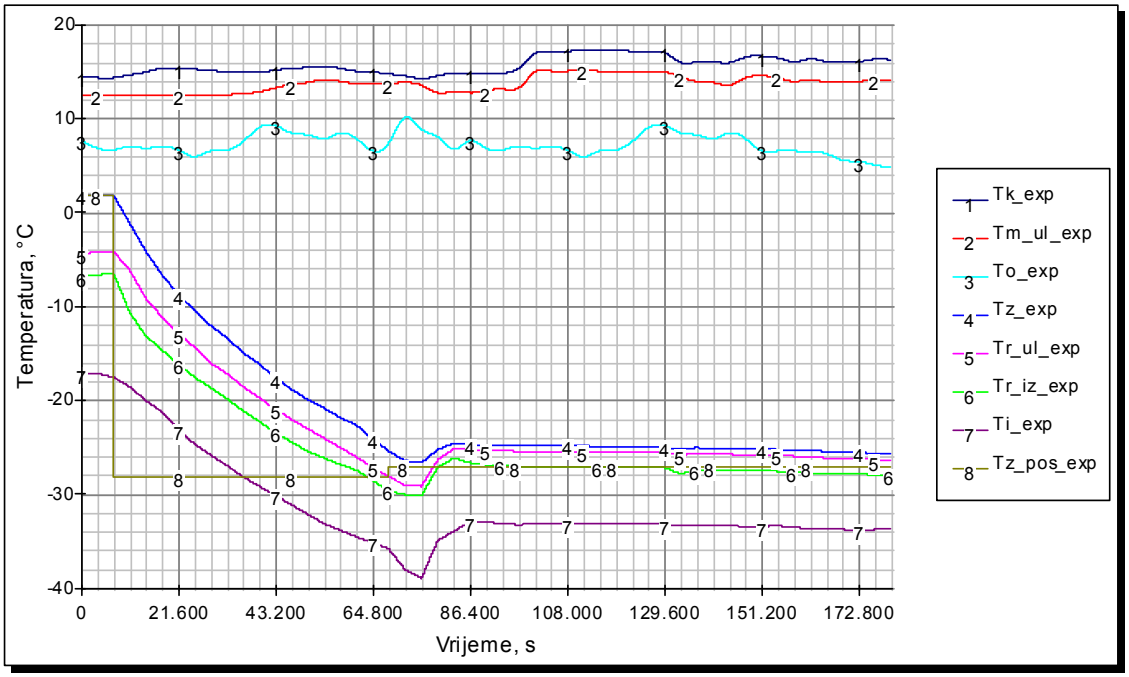
Za testiranje cjelokupnoga modela svi prethodno opisani i pojedinačno testirani modeli pripadajućih podsustava brodskoga rashladnog sustava integrirani su u cjelovit dinamički simulacijski model. Simulacijski proces odvija se paralelnim i istodobnim simulacijama svakoga pojedinačnog modela. Njihova međusobna sinkronizacija ostvaruje se u *Powersimu* tako što se jednome modelu, koji se proglasi glavnim modelom (*main model*), pridruže ostali modeli, koji tako postaju njegovi komodeli (*co-models*). U ovom slučaju kao glavni izabran je model hlađenoga vlažnog zraka u skladištu, jer je najopsežniji i sadržava najveći broj varijabla. Glavni model upravlja simulacijskim procesom svojih komodela. Pri tome svi simulacijski parametri (vrijeme početka i vrijeme završetka simulacije, vremenski korak, integracijska metoda, te apsolutna i relativna pogreška) moraju biti jednako postavljeni za glavni model i za sve njegove komodele. Komunikacija i međusobna razmjena podataka između glavnog modela i njegovih komodela, te između pojedinih komodela, ostvaruje se definiranim poveznicama (*chain object*) između odgovarajućih varijabla. Poveznica će varijabli iz jednog modela bezuvjetno dodijeliti vrijednost odgovarajuće varijable izračunane u drugom modelu. Poveznice se zadaju i definiraju u glavnome modelu.

Pri testiranju valjanosti cjelokupnoga modela brodskoga rashladnog sustava bez tereta promatran je skladišni odjeljak 3A kao karakterističan model hlađenoga skladišnog prostora. Na slici 6.23. pregledno je predočen popis svih povezanih varijabla integriranoga simulacijskog modela za promatrani odjeljak 3A. Simulirano razdoblje odgovara trajanju eksperimentalnog testa ohlađivanja praznih brodskih



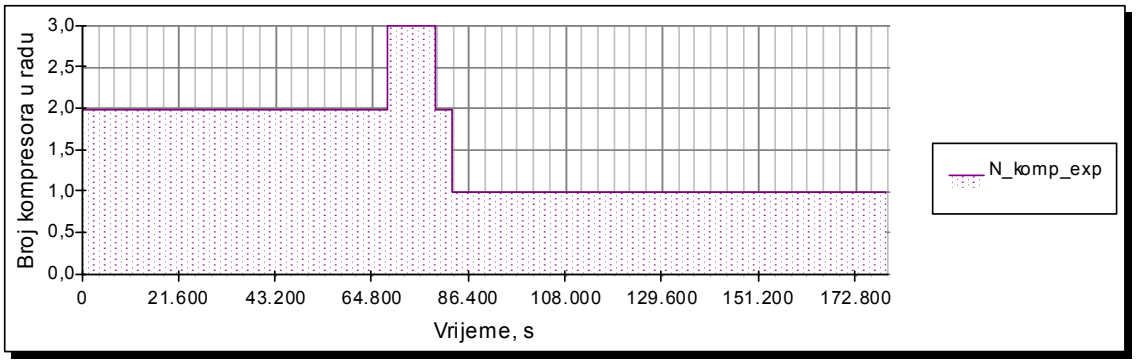
Sl. 6.23. Pregled povezanih varijabla simulacijskog modela brodskoga rashladnog sustava bez tereta

skladišta i iznosi 180.000 sekunda ili 50 sati. Vremenski korak simulacije je jedna sekunda, odabrana metoda integracije je metoda Runge-Kutta 4. reda s varijabilnim korakom, uz postavljenu vrijednost maksimalne apsolutne i relativne pogreške od 0,001.

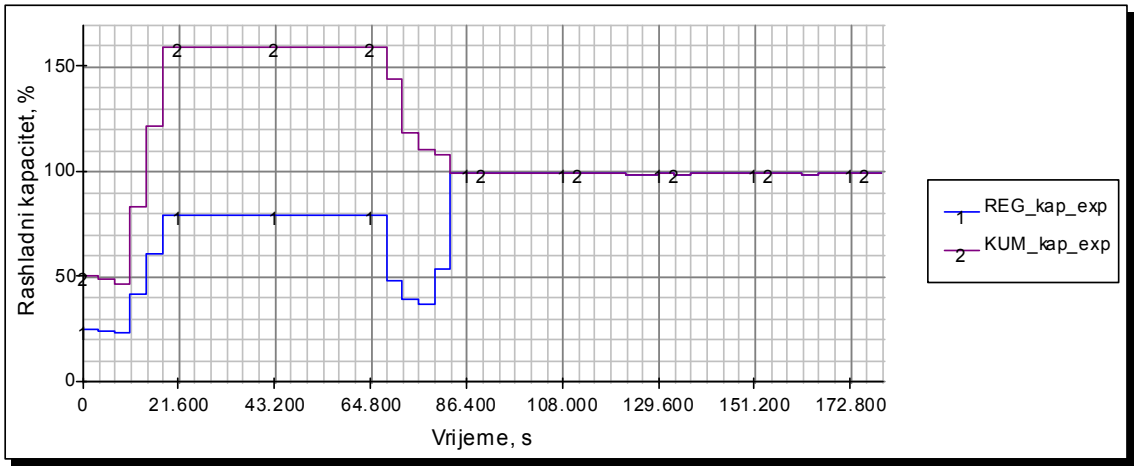


Sl. 6.24. Rezultati mjerenja temperatura (T _exp) pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta: kondenzacije (k), morske vode na ulazu u kondenzator (m_ul), okolišnog zraka (o), hlađenog zraka u skladištu (z), rasola na ulazu (r_ul) i na izlazu (r_iz) iz isparivača, isparivanja (i) i postavljena temperatura hlađenja (z_pos)

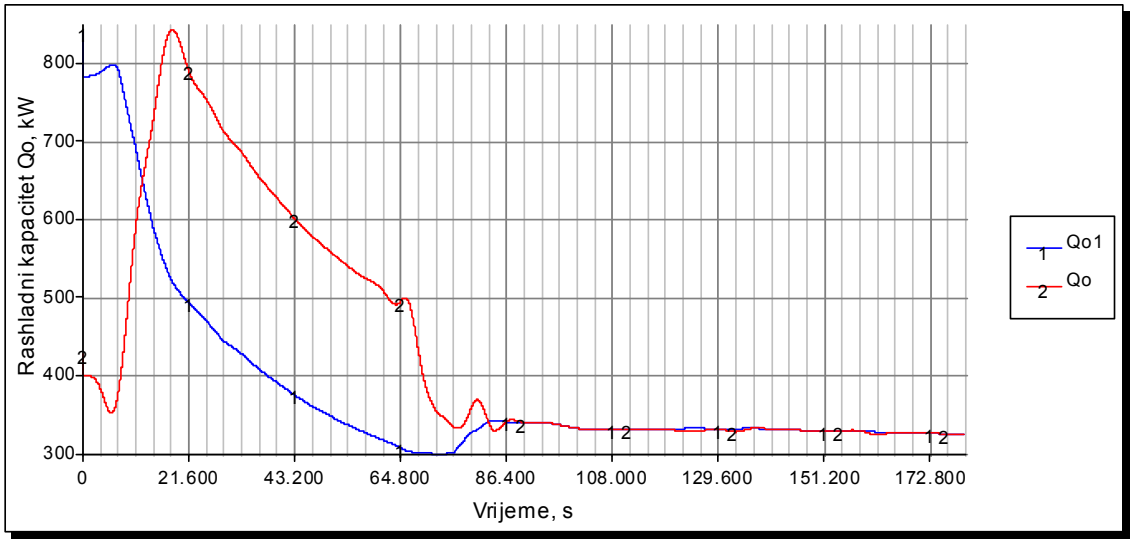
Najvažniji rezultati mjerenja radnih parametara za odjeljak 3A pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta predočeni su u tablici P-II.6. (Prilog II.), i jednako tako dijagramima na slikama od 6.24. do 6.26. Razvidno je da tijekom prva dva sata temperatura hlađenog zraka (Tz_exp) u skladišnom odjeljku 3A ima stalnu vrijednost od 2 °C, potom nastupa režim intenzivnog ohlađivanja, u kojemu se temperatura zraka za oko 18 sati ohladi na –26 °C, i zatim se do kraja ispitivanja održava stalna tempetura zraka od oko –25 °C. Simulacijski scenarij postavlja se tako da bude što sličniji uvjetima eksperimentalnog ispitivanja. U tu svrhu dijagramom na slici 6.25. prikazani su mjerenjem dobiveni podatci o broju kompresora u istodobnom radu, a dijagramom na slici 6.26. dani su izmjereni rezultati prosječnoga reguliranoga relativnog opterećenja, to jest kapaciteta svih kompresora u istodobnom radu (REG_kap_exp) i ukupni relativni rashladni kapacitet što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp).



Sl. 6.25. Rezultati mjerenja broja kompresora u istodobnom radu (N_komp_exp)



Sl. 6.26. Rezultati mjerenja prosječnog opterećenja (REG_kap_exp) i ukupni rashladni kapacitet što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp)



Sl. 6.27. Rezultati simulacije rashladnog kapaciteta jednog rashladnika rasola (Qo1) i ukupni rashladni kapacitet (Qo)

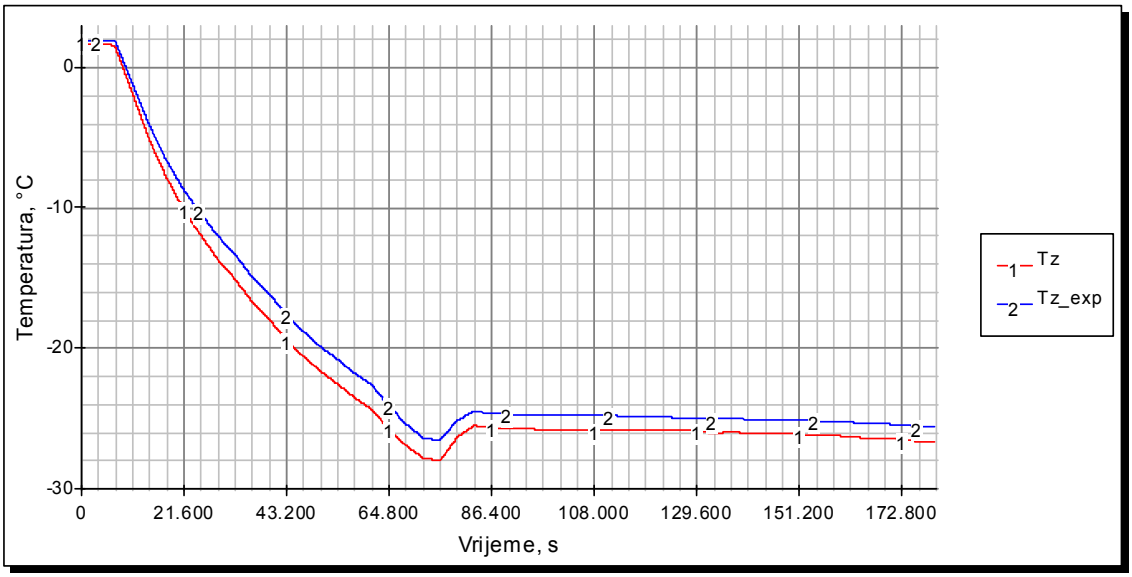
Ovisno o temperaturi isparivanja (Ti), kojoj se vrijednost izračunava u modelu isparivača rashladnika rasola, i temperaturi kondenzacije (Tk), kojoj se vrijednost izračunava ovisno o izmjerenoj temperaturi morske vode na ulazu u kondenzator (Tm_ul_exp), u modelu kondenzacijske jedinice rashladnika rasola izračunava se rashladni kapacitet jednog rashladnika rasola pri maksimalnom kapacitetu (krivulja 1 u dijagramu na slici 6.27.). Na temelju tako dobivenih vrijednosti za Qo1 i ukupnoga relativnoga rashladnog kapaciteta što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp), simulacijskim procesom iz modela kondenzacijske jedinice dobivaju se vrijednosti ukupnoga rashladnog kapaciteta (krivulja 2 u dijagramu na slici 6.27.) tijekom promatranog razdoblja.

Uz prethodno spomenute parametre (N_komp_exp, REG_kap_exp i Tm_ul_exp), koji su ulazne varijable, podatci o vrijednostima ostalih ulaznih varijabla simulacijskog modela predočeni su u tablici P-II.7. (Prilog II.).

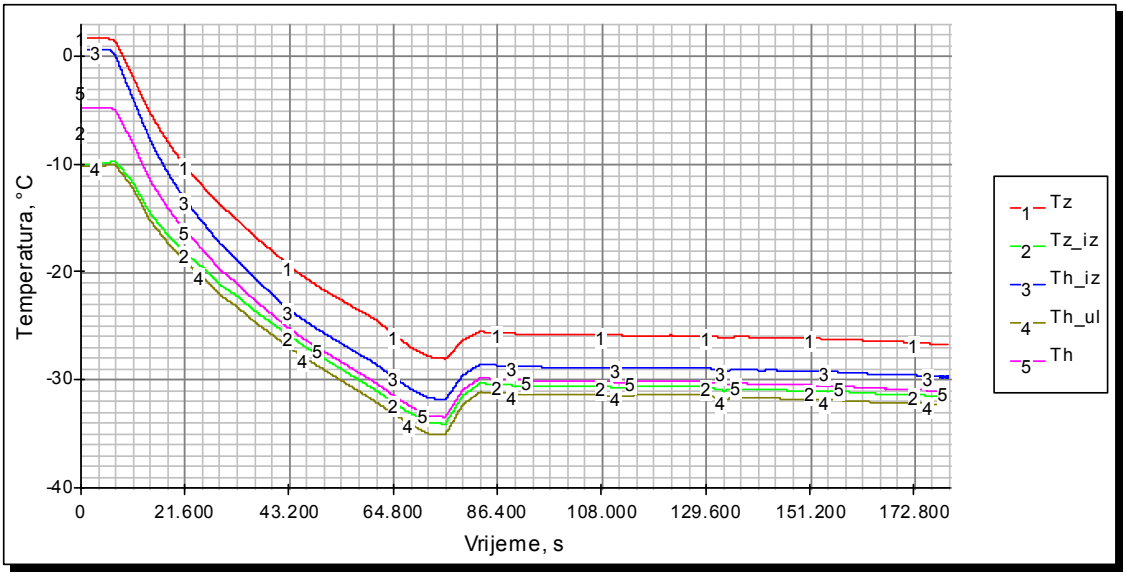
Dijagramom na slici 6.28. usporedno su prikazani rezultati simulacije (Tz) i mjerenja (Tz_exp) temperature hlađenoga vlažnog zraka u odjeljku 3A. Razvidna je dobra podudarnost simulacijskih i eksperimentalnih rezultata, uz maksimalna odstupanja od 1,83 °C. To je najbolja potvrda valjanosti razvijenog modela brodskoga rashladnog sustava bez tereta.

Dijagramom na slici 6.29. prikazani su rezultati simulacije temperatura zraka na ulazu (Tz) i na izlazu (Tz_iz) iz hladnjaka, temperatura rasola na ulazu (Th_ul) i na

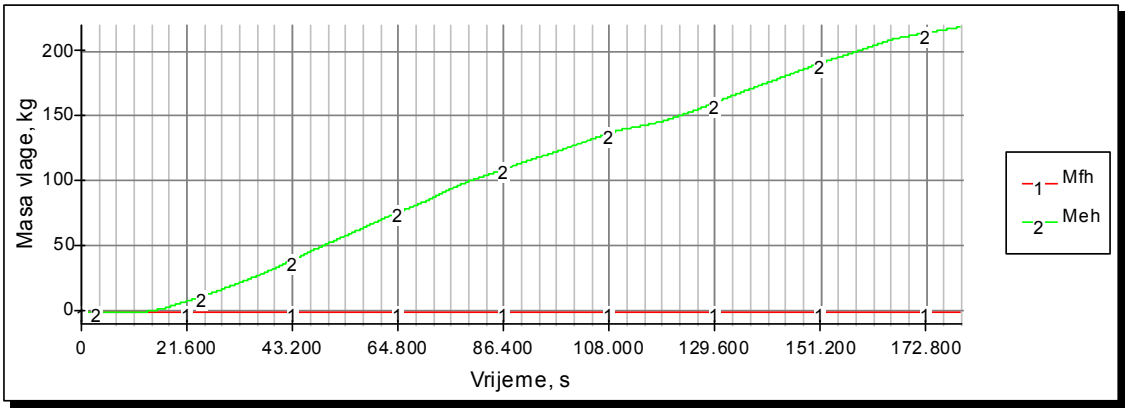
izlazu (Th_iz) iz hladnjaka i srednja temperatura površine hladnjaka zraka (Th). Ove simulirane rezultate nije moguće provjeriti usporedbom s izmjerenim rezultatima, ali je tijek dobivenih krivulja podudaran s očekivanim rezultatima: sniženjem temperature zraka i prirastom temperature rasola prolaskom kroz hladnjak, što je također potvrda valjanosti postavljenog modela. Dijagram na slici 6.30. prikazuje masu leda (Meh) i



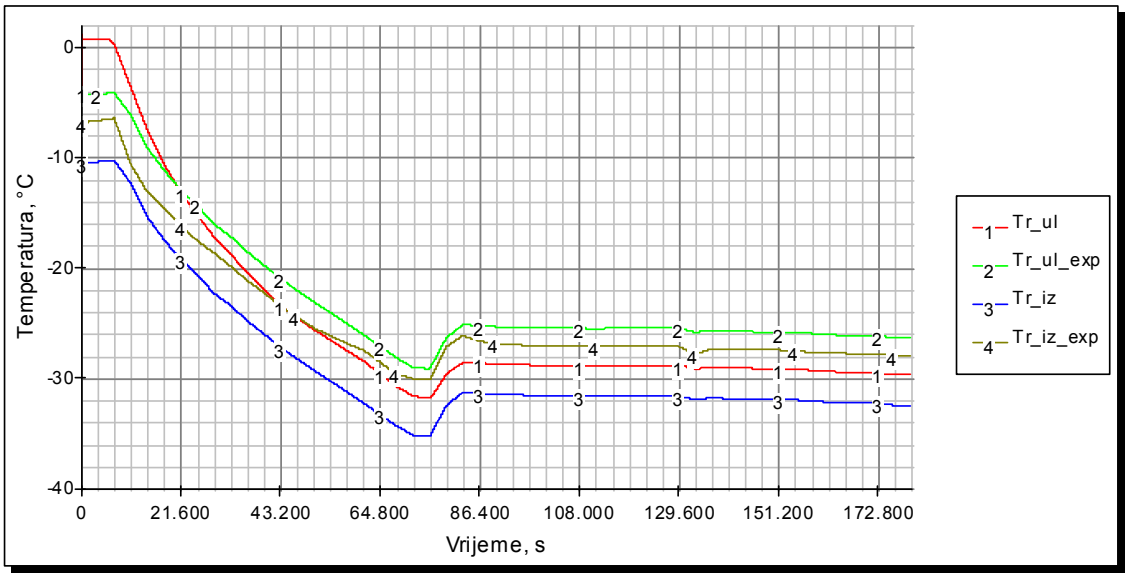
Sl. 6.28. Usporedni rezultati simulacije (Tz) i mjerenja (Tz_exp) temperature hlađenoga vlažnog zraka u odjeljku 3A



Sl. 6.29. Rezultati simulacije temperatura zraka na ulazu (Tz) i na izlazu (Tz_iz) iz hladnjaka, temperatura rasola na ulazu (Th_ul) i na izlazu (Th_iz) iz hladnjaka i srednja temperatura površine hladnjaka zraka (Th)



Sl. 6.30. Rezultati simulacije izlučene mase leda (Meh) i mase kapljevite vlage (Mfh) na površini hladnjaka zraka



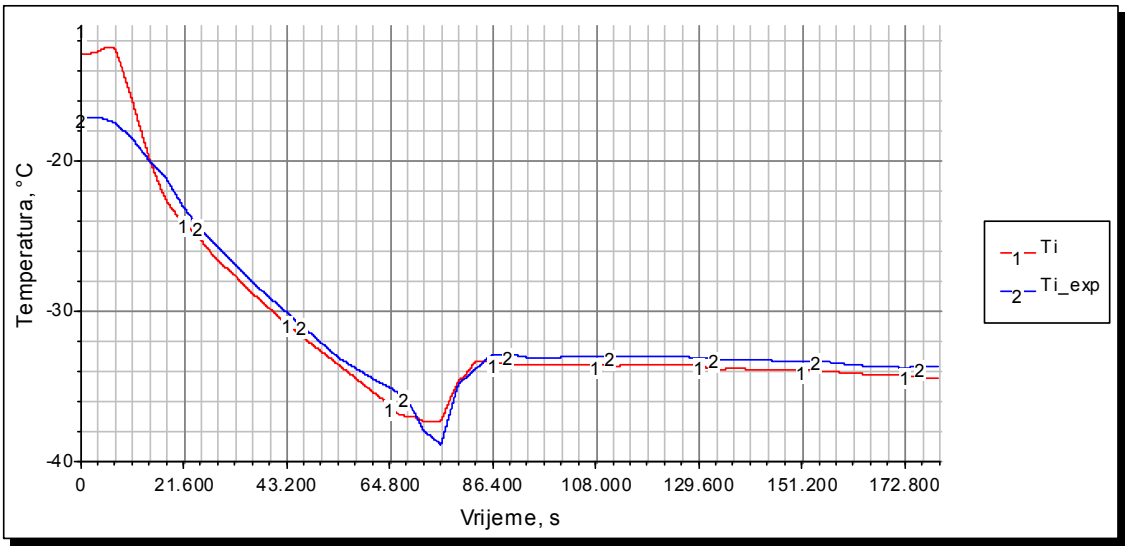
Sl. 6.31. Usporedni rezultati simulacije i mjerenja temperatura rasola na ulazu (Tr_ul i Tr_ul_exp) i na izlazu (Tr_iz i Tr_iz_exp) iz isparivača rashladnika rasola

masu kapljevite vlage (Mfh) što se izlučuje na površini hladnjaka zraka. S obzirom na to da je srednja temperatura površine hladnjaka od samog početka promatranog procesa niža od 0 °C, očekivano je da nema izlučene kapljevite vlage. Ukupna masa nastalog leda nakon 50 sati hlađenja iznosi 219,36 kg i oblikuje se u sloj debljine od oko 0,2 mm na površini hladnjaka. Treba napomenuti da je regulator periodičnog odmrzavanja hladnjaka isključen tijekom cijelog testa ohlađivanja skladišta.

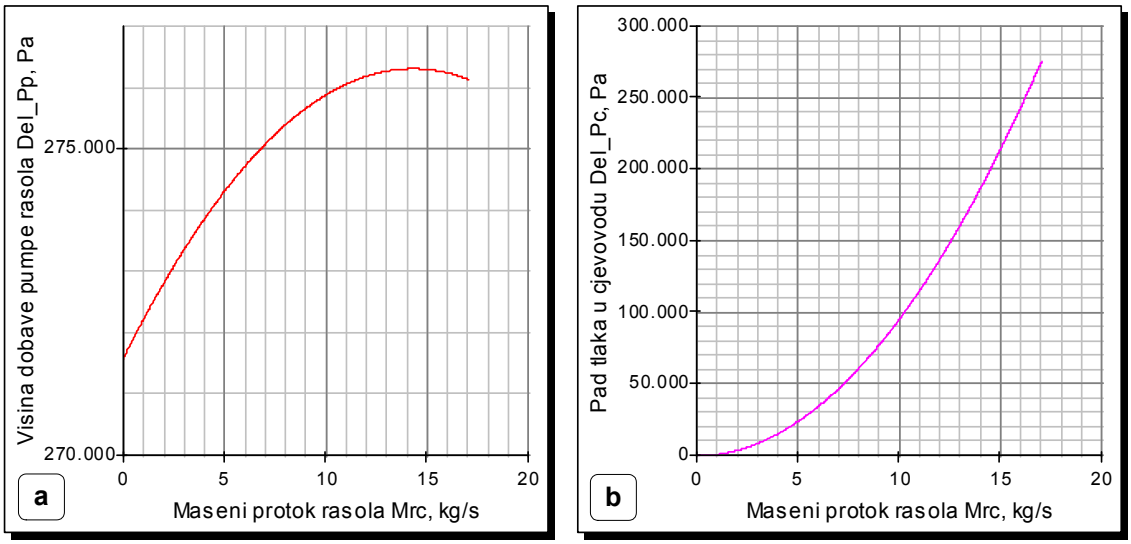
Usporedni rezultati simulacije i mjerenja temperatura rasola na ulazu (Tr_ul i Tr_ul_exp) i na izlazu (Tr_iz i Tr_iz_exp) iz isparivača rashladnika rasola prikazani

dijagramom na slici 6.31. pokazuju da simulirani rezultati slijede trend izmjerenih vrijednosti, a postignuta odstupanja mogu se protumačiti posljedicom nepreciznih vrijednosti varijabla fizikalno-geometrijskih svojstava.

Dijagram na slici 6.32. prikazuje dobru podudarnost simuliranih (Ti) i izmjerenih (Ti_exp) rezultata temperature isparivanja, a dijagram na slici 6.33. predočuje simulacijske rezultate radnih karakteristika centrifugalne pumpe i cjevovoda rasola.



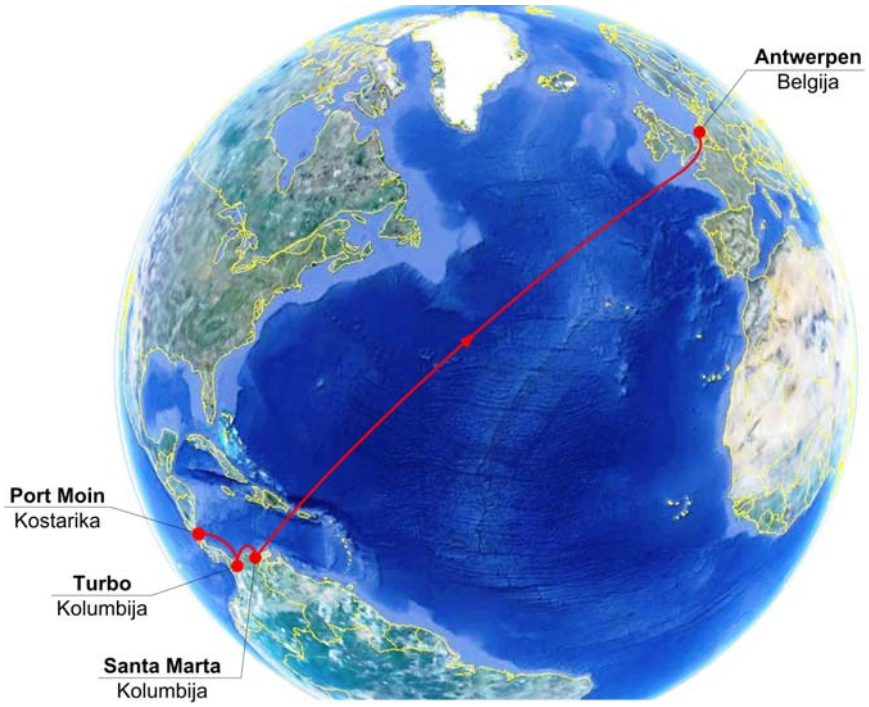
Sl. 6.32. Usporedni rezultati simulirane (Ti) i izmjerene (Ti_exp) temperature isparivanja



Sl. 6.33. Simulacijski rezultati radnih karakteristika pumpe rasola (a) i cjevovoda rasola (b)

6.4. Testiranje valjanosti cjelokupnog modela brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom u eksploatacijskim uvjetima

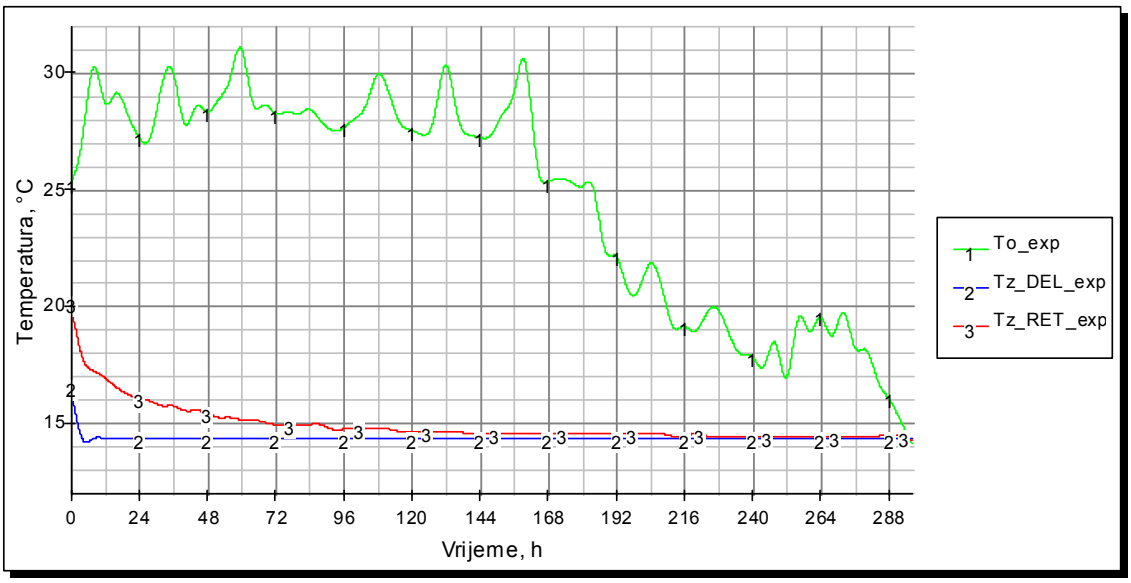
Valjanost cjelokupnoga dinamičkog modela brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom u eksploatacijskim uvjetima testirana je na temelju usporedbe rezultata simulacije s postojećim rezultatima mjerenja dobivenima tijekom više različitih plovidaba, s različitim vrstama hlađenog tereta. U nastavku su predočeni rezultati testiranja zasnovani na mjerenjima provedenima tijekom jednoga tipičnog putovanja *m/v "Lady Račišće"*, za koje je plovidbena ruta prikazana na slici 6.34. Riječ je o putovanju koje je započelo 17. kolovoza 2009. u kostarikanskoj luci Port Moinu ukrcajem 2.028 paleta banana i ananasa u rashladna skladišta i 47 FEU rashladnih kontejnera na palubu. Potom su 21. kolovoza 2009. u luci Turbo, također u Kostarici, rashladna skladišta dopunjena s 1.989 paleta banana, a na palubu je ukrcano dodatnih 20 FEU kontejnera. Na putu za Antwerpen pristalo se još u kolumbijsku luku Santa Marta radi ukrcaja 40 i iskrcaja jednog FEU kontejnera. Putovanje je trajalo ukupno 17 dana i završilo 2. rujna 2009. iskrcajem tereta u Antwerpenu. Zbirni podatci o teretu i plan rasporeda tereta u brodskih skladištima prikazani su na slikama P-II.3. i P-II.4. u Prilogu II.



Sl. 6.34. Plovidbena ruta *m/v "Lady Račišće"*

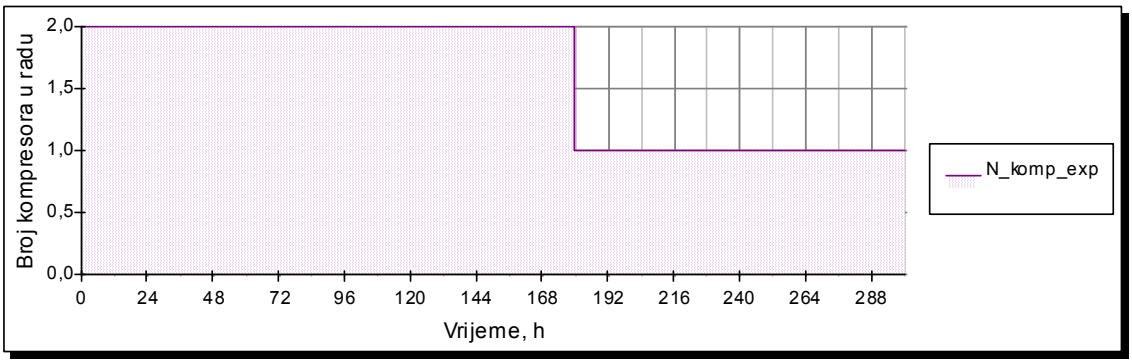
I pri ovom testiranju, kao i pri testiranju valjanosti cjelokupnoga modela bez tereta, promatran je samo skladišni odjeljak 3A kao karakteristični model hlađenoga skladišnog prostora. U tom su odjeljku uskladištene 404 palete, to jest 404 tone banana. Iz brodskih isprava o teretu i zapisnika mjerenja [133] od kojih su, uz neke već spomenute, i podatci o ukrcaju prikazani na slici P-II.5. (Prilog II.), dade se zaključiti da je ukrcaj tereta u odjeljak 3A započeo 20. kolovoza u 21:50 sati, a završio 21. kolovoza u 3:00 sati, i da je grotleni poklopac zatvoren istog dana u 3:10 sati. Srednja temperatura plodova u trenutku zatvaranja odjeljka bila je 23,7 °C, a vanjska temperatura zraka iznosila je 28,0 °C. Iskrcaj tereta iz odjeljka 3A započeo je otvaranjem poklopca 2. rujna 2009. u 10:25 sati i završio istoga dana u 12:10 sati. Srednja temperatura plodova na početku iskrcaja bila je 14,8 °C, a vanjska temperatura zraka iznosila je 18,7 °C. Prema tome, razdoblje "skrbi" o teretu u odjeljku 3A započeto zatvaranjem, a okončano otvaranjem grotlenog poklopca, trajalo je ukupno 12 dana 7 sati i 15 minuta. Rezultati mjerenja radnih parametara za odjeljak 3A, koja su se obavljala svaka četiri sata, predočeni su u tablici P-II.8. (Prilog II.), a neki od njih i u dijagramu na slici 6.35.

Simulirano razdoblje odgovara razdoblju trajanja realnog procesa hlađenja i iznosi 300 sati (12,5 dana). Vremenski korak simulacije je 225 sekunda, odabrana metoda integracije je metoda Runge-Kutta 4. reda s varijabilnim korakom.

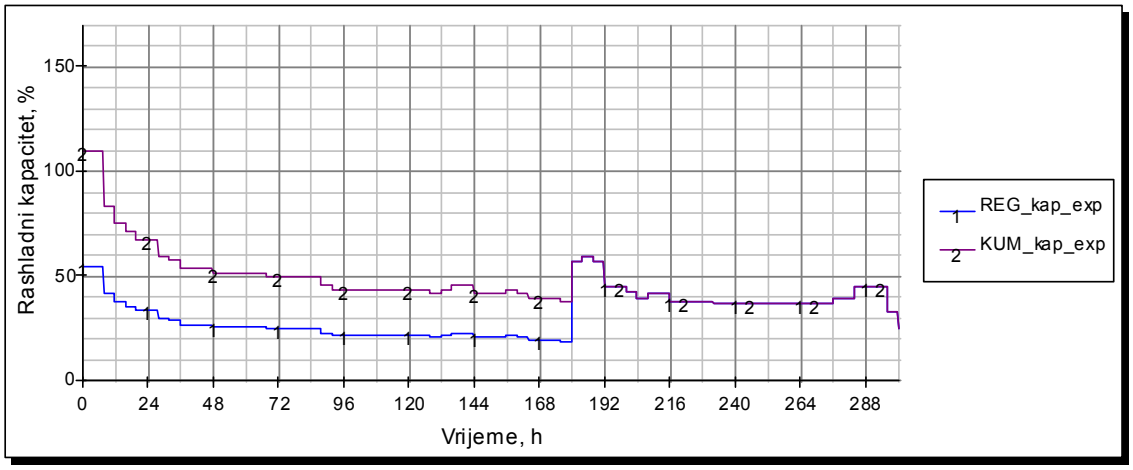


Sl. 6.35. Rezultati mjerenja okolišne temperature (To_exp) i temperatura dovodne (Tz_DEL_exp) i povratne (Tz_RET_exp) zračne struje u odjeljku 3A tijekom plovidbe od Turba do Antwerpena

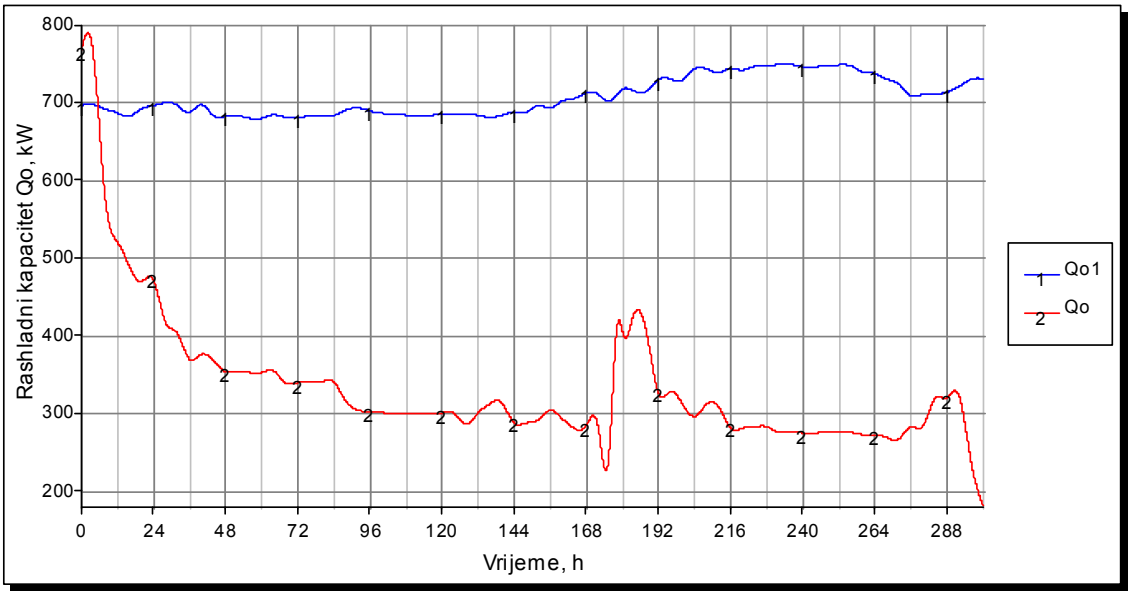
Da bi scenarij simulacije bio što sličniji uvjetima realnog procesa, postavlja se rashladni kapacitet ovisno o stvarnom broju kompresora u istodobnom radu i o njihovu stvarnome reguliranome relativnom opterećenju. U tu su svrhu dijagramom na slici 6.36. prikazani mjerenjem dobiveni podatci o broju kompresora u istodobnom radu, a u dijagramu na slici 6.37. dani su izmjereni rezultati prosječnoga reguliranoga relativnog opterećenja, to jest kapaciteta svih kompresora u istodobnom radu (REG_kap_exp) i ukupni relativni rashladni kapacitet što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp). Ovisno o temperaturi isparivanja (Ti), kojoj se vrijednost izračunava u modelu isparivača rashladnika rasola, i temperaturi kondenzacije (Tk), kojoj se vrijednost izračunava ovisno o izmjerenoj temperaturi morske vode na ulazu u kondenzator (Tm_ul_exp), u modelu kondenzacijske jedinice rashladnika rasola izračunava se rashladni kapacitet jednog rashladnika rasola pri maksimalnom



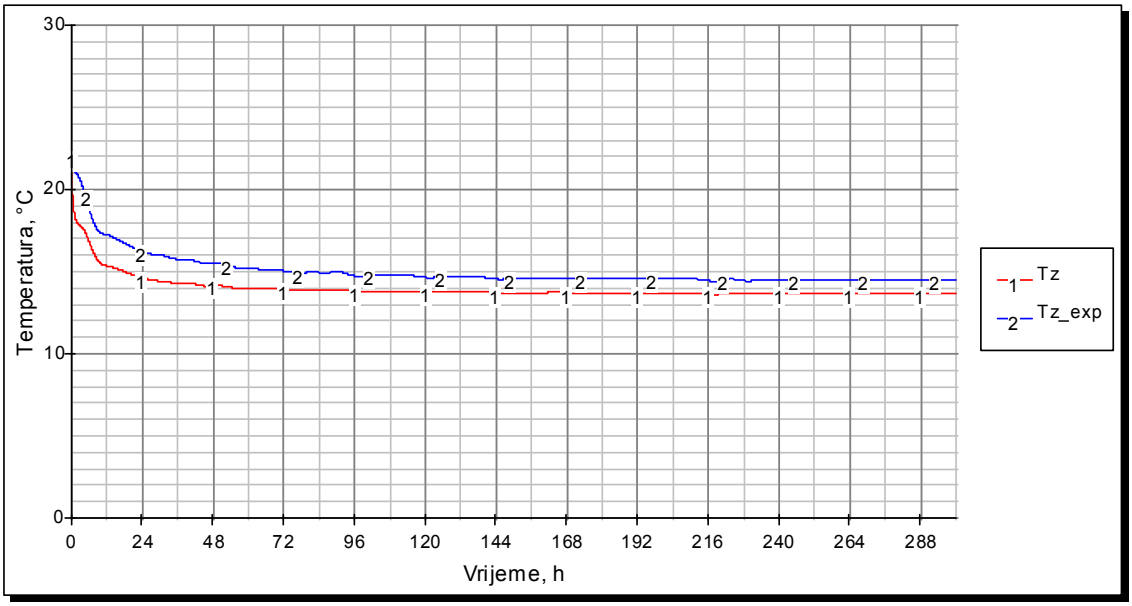
Sl. 6.36. Rezultati mjerenja broja kompresora u istodobnom radu (N_komp_exp)



Sl. 6.37. Rezultati mjerenja prosječnog opterećenja (REG_kap_exp) i ukupni rashladni kapacitet što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp)



Sl. 6.38. Rezultati simulacije rashladnog kapaciteta jednog rashladnika rasola (Qo1) i ukupni rashladni kapacitet (Qo)



Sl. 6.39. Usporedni rezultati simulacije (Tz) i mjerenja (Tz_exp) temperature hlađenoga vlažnog zraka u odjeljku 3A

kapacitetu (krivulja 1 u dijagramu na slici 6.38.). Na temelju tako dobivenih vrijednosti za Qo1 i ukupnoga relativnog rashladnog kapaciteta što ga ostvaruju svi kompresori u istodobnom radu (KUM_kap_exp), simulacijskim se procesom iz modela kondenzacijske jedinice dobivaju vrijednosti ukupnoga rashladnog kapaciteta (krivulja 2 u dijagramu na slici 6.38.) tijekom promatranog razdoblja.

Dijagramom na slici 6.39. usporedno su prikazani rezultati simulacije (Tz) i mjerenja (Tz_exp) temperature hlađenoga vlažnog zraka u odjeljku 3A. Razvidna je dobra podudarnost simulacijskih i eksperimentalnih rezultata, što je potvrda valjanosti postavljenoga simulacijskog modela. Vrijednost postavljene temperature hlađenja tijekom cijeloga promatranog razdoblja je 14,4 °C.

7. ZAKLJUČAK

Svjetski trgovinski promet hlađenom robom u stalnom je porastu. Dominantne su vrste hlađene robe: banane, voće umjerene zone i agrumi, a potom meso, riba i morski plodovi, povrće, mliječni proizvodi i suptropsko voće. Prijevoz lakopokvarljive robe morem vitalna je karika u rashladnom lancu koji se proteže od proizvođača do potrošača. Razvijena svijest suvremenog čovjeka o prijekoj potrebi zdravog načina prehrane, koji uključuje sve više svježeg voća i povrća, već stvorene navike potrošača da tijekom cijele godine mogu nabaviti sve vrste prehrambenih namirnica, te visoka razina normativa kvalitete, nastala kao posljedica konkurencije među dobavljačima – poticaj su bržem razvitku i unapređenju tehnologija dugotrajnog skladištenja i transporta kako bi se produljio vijek trajanja lakopokvarljivih proizvoda. Nadzirana atmosfera zajedno s hlađenjem, najuspješniji je tehnološki postupak za poboljšanje skladišne sposobnosti nekim vrstama voća i povrća. Sniženje koncentracije kisika i povećanje koncentracije ugljičnog dioksida u skladišnoj komori bitno utječu na fiziološke procese u voću i povrću. Dolazi do usporenja metaboličnih procesa u plodovima i smanjenja njihove produkcije etilena, čime se usporavaju procesi dozrijevanja, starenja i razgradnje vitamina, kiselina i šećera, pa plodovi duže vremena zadržavaju prirodnu boju, čvrstoću jezgre, miris i okus. Njihova trajnost može se tako produljiti od nekoliko dana do nekoliko mjeseci, ovisno o primijenjenim uvjetima, te vrsti i sorti voća i povrća.

Dinamičkim modeliranjem rashladnih uređaja, poradi njihova poboljšanja, optimizacije i postizanja ušteda, znanstvenici se bave proteklih četrdesetak godina, a modeliranjem metaboličnih procesa u voću i povrću još i dulje. O modeliranju i simulaciji cjelokupnoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom, koji bi uz rashladni uređaj uključivao i rashladnu komoru, zrak u komori i hlađenu robu, tek su nedavno objavljeni prvi radovi, dok se, prema dostupnim spoznajama, još nitko nije bavio dinamičkim modeliranjem cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava s

nadziranom atmosferom. Razvojem dinamičkog modela s usredotočenim parametrima za simulaciju nestacionarnog režima rada cjelokupnoga složenog sustava brodskih rashladnih skladišta s nadziranom atmosferom na brodu hladnjači ostvaren je postavljeni cilj ovome doktorskom radu.

Dobiveni rezultati simulacije omogućuju praktično sagledavanje dinamičkog ponašanja složenoga brodskoga rashladnog sustava s nadziranom atmosferom, to jest praćenje stanja zraka u skladištu i promjena temperature hlađenog tereta, koncentracije plinova u skladišnom prostoru, njihov utjecaj na stanje i kvalitetu hlađenog tereta, uz analizu međusobnog utjecaja pojedinih parametara u složenim i ekstremnim uvjetima, kakvi vladaju pri radu brodskoga rashladnog postrojenja. Time je dokazana osnovna znanstvena hipoteza ovoga doktorskog rada.

Temeljem upotrijebljene metode sistemske dinamike, koja na lak način omogućuje izmjenu vrijednosti varijabla simulacijskog modela kojima se opisuju fizikalno-geometrijske karakteristike ispitivanoga realnog sustava i uvjeti postavljenog scenarija simulacije, razvijeni model primjenjiv je i na slične rashladne sustave na kopnu. Osim toga, zbog vizualnog načina formuliranja simulacijskog modela s pomoću grafičkih objekata i kvalitativnog prikazivanja njegovih rezultata, što je karakteristika uporabljene metode modeliranja, dinamički model razvijen i opisan u ovom radu osobito je prikladan za edukacijske svrhe. Uz više prednosti uporabe ove metode, ustanovljena je i dobra podudarnost dobivenih rezultata simulacije s rezultatima postojećih eksperimentalnih ispitivanja, čime je verificiran razvijeni dinamički model.

Na temelju izloženoga može se zaključiti da se izvorni znanstveni doprinos ovog rada sastoji u sljedećem:

- U usporedbi s dosadašnjim istraživanjima u području dinamičkog modeliranja rashladnih sustava primjenjen je novi pristup koji obuhvaća razvoj novih programa, simulaciju i analizu cjelokupnoga rashladnog sustava, koji se uz sam rashladni uređaj sastoji od sustava hlađenih skladišta i hlađenog tereta u njima, uključujući sustav rasola i sustav nadzirane atmosfere, čime se dosad bavio mali broj autora.
- Dodatni doprinos dosadašnjim istraživanjima je u implementiranosti promatranoga sustava na brod. Način punjenja robe u skladišta i atmosferske prilike tijekom plovidbe čine one specifičnosti koje rashladni sustav nema na kopnu i obuhvaćene su razvijenim modelom.

- Tome treba pridodati i posebnost zbog odabrane metode sistemske dinamike, kojom se najviše koristi za dinamičko modeliranje u područjima društveno--gospodarskih problema, procesa učenja, problema populacije, medicinskih problema, te bioloških i kemijskih procesa. Ovim radom pokazana je njezina praktična primjenjivost i na složeni tehnički sustav.

Nastavkom istraživanja kojim bi se postiglo poboljšanje razvijenoga dinamičkog modela i proširila njegova primjenjivost na slične sustave, trebalo bi:

- dodati mogućnost opisivanja višeslojnih stijenka, kakve su u rashladnim komorama,
- uzeti u obzir izmjenu topline zračenjem,
- za hlađeni teret postaviti model s raspodijeljenim parametrima, kako bi se mogla pratiti vremenska promjena temperature i po dubini predmeta, to jest i po prostornoj koordinati,
- razviti detaljniji model kondenzacijske jedinice rashladnika rasola na taj način da se posebno razviju još dinamički modeli kompresora, izmjenjivača topline i termoekspanzijskog ventila,
- u modele isparivača i kondenzatora rashladnika rasola uvesti jednadžbu očuvanja količine gibanja, čime bi se uzeo u obzir pad tlaka radne tvari u cijevima,
- koeficijente prijelaza topline, koeficijente gubitaka strujanja i pojedine varijable koje se odnose na fizikalno-geometrijska svojstva realnog sustava preciznije odrediti,
- razviti model gubitaka topline zbog otvaranja vrata rashladne komore,
- istražiti vrijednosti parametara modela izmjene plinova respiracijom za veći broj različitih vrsta voća i povrća,
- u nastavku istraživanja također razviti detaljniji model regulatora temperature zraka.

Pri određivanju stupnja složenosti poboljšanoga dinamičkog modela treba uzeti u obzir svrhu njegove uporabe, te računalno-tehnička, ekonomska i druga ograničenja u procesu razvijanja i rješavanja modela.

LITERATURA

[1] **M. Bupić:** *Dinamički model sustava brodskog rashladnog kontejnera (Magistarski rad)*, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 2004.

[2] **Drewry:** *Annual Reefer Shipping Market Review and Forecast 2009*, Drewry Shipping Consultants Ltd, London, United Kingdom, 2008

[3] **S. Touber:** Principles and Methods for Mathematical Modelling the Steady-State and Dynamic Behaviour of Refrigeration Components and Installations, *Proceedings of the IIR Commission B2*, pp. 163-175, Dresden, German Democratic Republic, 1984

[4] **S. A. Marshall and R. W. James:** An Investigation into the Modelling and Control of an Industrial Refrigeration System, *Proceedings of the 5th Control Convention*, United Kingdom Automation Council, pp. 171-185, Bath, United Kingdom, 1973

[5] **S. A. Marshall and R. W. James:** Dynamic Analysis of an Industrial Refrigeration System to Investigate Capacity Control, *Proceedings of the Inst. Mech. Eng.*, Vol. 189, No. 44, pp. 437-444, 1975

[6] **M. Dhar and W. Soedel:** Transient Analysis of a Vapour Compression Refrigeration System: Part I – the Mathematical Model, *Proceedings of the XV International Congress of Refrigeration*, Vol. II, pp. 1035-1048, Venice, Italy, 1979

[7] **H. Yasuda, C. H. M. Machielsen, S. Touber, S. W. Brok and M. De Bruijn:** *Simulation of Transient Behaviour of a Compression-Evaporation Refrigeration System: Report WTHD 133*, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1981

[8] **H. Yasuda, S. Touber and C. H. M. Machielsen:** Simulation Model of a Vapour Compression Refrigeration System, *ASHRAE Transactions*, Vol. 89, Part 2A, pp. 408-425, Atlanta, Georgia, USA, 1983

[9] **P. M. T. Broersen:** Control with a Thermostatic Expansion Valve, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 5, No. 4, pp. 209-212, 1982

[10] **J. Chi and D. Didion:** A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 5, No. 3, pp. 176-184, 1982

[11] **A. C. Cleland:** Simulation of Industrial Refrigeration Plants under Variable Load Conditions, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 6, No. 1, pp. 11-19, 1983

[12] **J. W. MacArthur:** Transient Heat Pump Behaviour: a Theoretical Investigation, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 7, No. 2, pp. 123-132, 1984

[13] **J. W. MacArthur:** Analytical Representation of the Transient Energy Interactions in Vapour Compression Heat Pumps, *ASHRAE Transactions*, Vol. 90, Part 1B, pp. 982-996, Atlanta, Georgia, USA, 1984

[14] **W. E. Murphy and V. W. Goldschmidt:** Cyclic Characteristics of a Typical Residential Air Conditioner – Modelling of Start-up Transients, *ASHRAE Transactions*, Vol. 91, Part 2A, pp. 427-444, Atlanta, Georgia, USA, 1985

[15] **W. E. Murphy and V. W. Goldschmidt:** Cyclic Characteristics of a Residential Air Conditioner – Modelling of Shutdown Transients, *ASHRAE Transactions*, Vol. 92, Part 1A, pp. 186-202, Atlanta, Georgia, USA, 1986

[16] **N. Rajendran and M. B. Pate:** A Computer Model of the Start-up Transients in a Vapour-Compression Refrigeration System, *Proceedings of Progress in the Design and Construction of Refrigeration Systems*, Vol. 1, pp. 201-213, Purdue University, USA, 1986

[17] **T. J. Beckey:** Modelling and Verification of a Vapour Compression Heat Pump, *Proceedings of the IIR Commissions B1, B2, E1, E2*, pp. 175-183, Purdue University, USA, 1986

[18] **S. M. Sami, T. N. Duong, Y. Mercadier and N. Galanis:** Prediction of the Transient Response of Heat Pumps, *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 2, pp. 471-490, Atlanta, Georgia, USA, 1987

[19] **J. W. MacArthur and E. W. Grald:** Prediction of Cyclic Heat Pump Performance with a Fully Distributed Model and Comparison with Experimental Data, *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 2, pp. 1159-1178, Atlanta, Georgia, USA, 1987

[20] **J. W. MacArthur and E. W. Grald:** Unsteady Compressible Two-Phase Flow Model for Predicting Cyclic Heat Pump Performance and a Comparison with Experimental Data, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 12, No. 1, pp. 29-41, 1989

[21] **S. V. Patankar:** *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,* Hemisphere Publishing Corporation, Washington, USA, 1980

[22] **C. Melo, R. T. S. Ferreira, R. H. Pereira and C. O. R. Negrão:** Dynamic Behaviour of a Vapor Compression Refrigerator: a Theoretical and Experimental Analysis, *Proceedings of the IIR Commissions B1, B2, E1, E2*, pp. 141-149, Purdue University, USA, 1988

[23] **M. J. P. Janssen, L. J. M. Kuijpers and J. A. De Wit:** Theoretical and Experimental Investigation of a Dynamic Model for Small Refrigerating Systems, *Proceedings of the IIR Commissions B1, B2, E1, E2*, pp. 245-257, Purdue University, USA, 1988

[24] **ASHRAE:** *Annotated Guide to Models and Algorithms for Energy Calculations Relating to HVAC Equipment,* American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, USA, 1990

[25] **S. M. Sami and T. N. Duong:** Dynamic Performance of Heat Pumps Using Refrigerant R134A, *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 2, pp. 41-47, Atlanta, Georgia, USA, 1991

[26] **Z. J. Chen and W. H. Lin:** Dynamic Simulation and Optimal Matching of a Small-Scale Refrigeration System, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 14, No. 6, pp. 329-335, 1991

[27] **H. Wang and S. Touber:** Distributed and Non-Steady-State Modelling of an Air Cooler, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 14, No. 2, pp. 98-111, 1991

[28] **J. Nyers and G. Stoyan:** A Dynamical Model Adequate for Controlling the Evaporator of a Heat Pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 17, No. 2, pp. 101-108, 1994

[29] **J. V. C. Vargas and J. A. R. Parise:** Simulation in Transient Regime of a Heat Pump with Closed-Loop and on-off Control, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 4, pp. 235-243, 1995

[30] **X. Jia, C. P. Tso, P. K. Chia and P. Jolly:** A Distributed Model for Prediction of the Transient Response of an Evaporator, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 5, pp. 336-342, 1995

[31] **M. Becker:** *Automatisierung kältetechnischer Analgen auf Basis der mathematischen Modellierung des Gesamtsystems (Dissertation),* VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, Deutschland, 1996

[32] **H. Hasse, M. Becker, K. Grossmann and G. Maurer:** Top-Down Model for Dynamic Simulation of Cold-Storage Plants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 19, No. 1, pp. 10-18, 1996

[33] **T. W. Botsch, K. Stephan, J. L. Alcock and D. R. Webb:** Modelling and Simulation of the Dynamic Behaviour of a Shell-and-Tube Condenser, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 17, pp. 4137-4149, 1997

[34] **J. L. Alcock, D. R. Webb, T. W. Botsch and K. Stephan:** An Experimental Investigation of the Dynamic Behaviour of a Shell-and-Tube Condenser, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 17, pp. 4129-4135, 1997

[35] **L. Ploug-Sørensen, J. P. Fredsted and M. Willatzen:** Improvements in the Modelling and Simulation of Refrigeration Systems: Aerospace Tools Applied to a Domestic Refrigerator, *International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research*, Vol. 3, No. 4, 1997

[36] **J. P. Bourdouxhe, M. Grodent and J. Lebrun:** *Reference Guide for Dynamic Models of HVAC Equipment,* ASHRAE, Atlanta, Georgia, USA, 1998

[37] **S. J. Lovatt, M. P. F. Loeffen and A. C. Cleland:** Improved Dynamic Simulation of Multi-Temperature Industrial Refrigeration Systems for Food Chilling, Freezing and Cold Storage, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 3, pp. 247-260, 1998

[38] **J. M. Corberán and M. G. Melón:** Modelling of Plate Finned Tube Evaporators and Condensers Working with R134A, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 4, pp. 273-284, 1998

[39] **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, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 5, pp. 398-403, 1998

[40] **N. B. O. L. Pettit, M. Willatzen and L. Ploug-Sørensen:** A General Dynamic Simulation Model for Evaporators and Condensers in Refrigeration. Part II: Simulation and Control of an Evaporator, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 5, pp. 404-414, 1998

[41] **B. Pavković:** *Matematičko modeliranje termoenergetskih sustava s dizalicama topline pri promjenjivim uvjetima rada (Doktorska disertacija)*, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Rijeka, 1999.

[42] **A. López and G. Lacarra:** Mathematical Modelling of Thermal Storage for the Food Industry, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 8, pp. 650-658, 1999

[43] **X. Jia, C. P. Tso, P. Jolly and Y. W. Wong:** Distributed Steady and Dynamic Modelling of Dry-Expansion Evaporators, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 2, pp. 126-136, 1999

[44] **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, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, No. 2, pp. 112-126, 2000

[45] **M. Bupić, L. Milić i D. Radan:** Dinamički simulacijski model brodskog rashladnog spremišta, *Zbornik radova XIV. Simpozija "Teorija i praksa brodogradnje" Sorta 2000*, str. 141-148, Rijeka, 2000.

[46] **P. Mithraratne, N. E. Wijeysundera and T. Y. Bong:** Dynamic Simulation of a Thermostatically Controlled Counter-flow Evaporator, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, No. 3, pp. 174-189, 2000

[47] **C. C. Yang and M. S. Chinnan:** Modelling the Effect of O_2 and CO_2 on Respiration and Quality of Stored Tomatoes, *Transactions of the ASAE*, Vol. 31, No. 3, pp. 920-925, 1988

[48] **C. A. Cameron, W. Boylan-Pett and J. Lee:** Design of Modified Atmosphere Packaging Systems: Modelling Oxygen Concentration within Sealed Packages of Tomato Fruit, *Journal of Food Science*, Vol. 54, No. 6, pp. 1413-1421, 1989

[49] **G. S. V. Raghavan and Y. Gariépy:** Respiration Activity of Vegetables under CA, *Proceedings of ASAE Annual International Meeting*, Québec, Canada, 1989

[50] **D. S. Lee, P. E. Haggar, J. Lee and K. L. Yam:** Model for Fresh Produce Respiration in Modified Atmospheres Based on Principles of Enzyme Kinetics, *Journal of Food Science*, Vol. 56, No. 6, pp. 1580-1585, 1991

[51] **P. C. Talasila, K. V. Chau and J. K. Brecht:** Effects of Gas Concentrations and Temperature on O_2 Consumption of Strawberries, *Transactions of the ASAE*, Vol. 35, No. 1, pp. 221-224, 1992

[52] **B. R. Becker and B. A. Fricke:** Transpiration and Respiration of Fruits and Vegetables, *New Developments in Refrigeration for Food Safety and Quality*, pp. 110-121, International Institute of Refrigeration, Paris, and American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, Michigan, USA, 1996

[53] **B. R. Becker and B. A. Fricke:** Simulation of Moisture Loss and Heat Loads in Refrigerated Storage of Fruits and Vegetables, *New Developments in Refrigeration for Food Safety and Quality*, pp. 210-221, International Institute of Refrigeration, Paris, France and American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, Michigan, USA, 1996

[54] **B. R. Becker, A. Misra and B. A. Fricke:** Bulk Refrigeration of Fruits and Vegetables, Part I: Theoretical Consideration of Heat and Mass Transfer, *International Journal of HVAC&R Research*, Vol. 2, No. 2, pp. 122-134, 1996

[55] **B. R. Becker, A. Misra and B. A. Fricke:** Bulk Refrigeration of Fruit and Vegetables, Part II: Computer Algorithm for Heat Loads and Moisture Loss, *International Journal of HVAC&R Research*, Vol. 2, No. 3, pp. 215-230, 1996

[56] **M. L. A. T. M. Hertog, H. W. Peppelenbos, R. G. Evelo and L. M. M. Tijskens:** A Dynamic and Generic Model of Gas Exchange of Respiring Produce: the Effects of Oxygen, Carbon Dioxide and Temperature, *Postharvest Biology and Technology*, Vol. 14, No. 3, pp. 335-349, 1998

[57] **J. Lammertyn, C. Franck, B. E. Verlinden and B. M. Nicolaï:** Comparative Study of the O_2, CO_2 and Temperature Effect on Respiration between "Conference" Pear Cell Protoplasts in Suspension and Intact Pears, *Journal of Experimental Botany*, Vol. 52, No. 362, pp. 1769-1777, 2001

[58] **H. B. Nahor:** *A Continuous/Discrete Event Modeling Methodology for Simulating Controlled Atmosphere Cool Storage Systems (PhD Thesis)*, Faculty of Agricultural and Applied Biological Sciencies of Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, Belgium, 2004

[59] **H. B. Nahor, N. Scheerlinck, P. Verboven, J. Van Impe and B. M. Nicolaï:** Continuous/Discrete Simulation of Controlled Atmosphere (CA) Cool Storage Systems: Model Development and Validation Using Pilot Plant CA Cool Storage, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 8 , pp. 884-894, 2004

[60] **H. B. Nahor, N. Scheerlinck, P. Verboven, J. Van Impe and B. M. Nicolaï:** Continuous/Discrete Simulation of Controlled Atmosphere (CA) Cool Storage Systems: Validation Using Industrial CA Cool Storage, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 4, pp. 461-470, 2005

[61] **H. B. Nahor, N. Scheerlinck, P. Verboven, J. Van Impe and B. M. Nicolaï:** Continuous/Discrete Simulation of Controlled Atmosphere (CA) Cool Storage Systems: Evaluation of Plant Performance/Design and Product Quality Evolution, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 4, pp. 471-480, 2005

[62] **R. Thevenot:** *A History of Refrigeration throughout the World*, International Institute of Refrigeration, Paris, France, 1979

[63] **A. Dellacasa:** Refrigerated Transport by Sea, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 10, No. 6, pp. 349-352, 1987

[64] **I. Belamarić:** *Brod i entropija*, Književni krug, Split, 1998.

[65] **IIR:** *Guide to Refrigerated Transport*, International Institute of Refrigeration, Paris, France, 1995

[66] **A. M. Friis:** Reefer Ships, T. Lamb (ed.): *Ship Design and Construction*, Vol. II, pp. 28.1-28.29, The Society of Naval Architects and Marine Engineer, Jersey City, New Jersey, USA, 2004

[67] **HRB:** *Pravila za tehnički nadzor pomorskih brodova: Dio 11. – Rashladni uređaj,* Hrvatski registar brodova, Split, 2008.

[68] **D. Bishop:** Controlled Atmosphere Storage, C. V. J. Dellino (ed.): *Cold and Chilled Storage Technology*, Blackie A & P, pp. 53-92, London, United Kingdom, 1997

[69] **T. Lovrić i V. Piližota:** *Konzerviranje i prerada voća i povrća*, Nakladni zavod Globus, Zagreb, 1994.

[70] **M. Janković:** *Tehnologija hlađenja – opšti deo*, Poljoprivredni fakultet Beograd, Beograd, 2002.

[71] **C. Y. Wang and A. E. Watada:** Controlled Atmospheres for Fresh Fruits and Vegetables, *Encyclopedia of Food Science and Technology,* 2nd Edition, Vol. 1, pp. 408-414, John Wiley & Sons, Inc., New York, USA, 2000

[72] **G. L. Robertson:** *Food Packaging: Principles and Practice*, 2nd Edition, CRC Press Taylor & Francis Group, New York, USA, 2006

[73] **M. E. Garrett and T. Hudson:** Controlled Atmospheres and the Future, *Proceedings of the meeting of the IIR Commission D2/3: "Refrigeration in Sea Transport: Today and in the Future"*, pp. 150-157, Gdansk, Poland, 1994

[74] *****:** Knjiga postanka, 41, *Biblija*, Kršćanska sadašnjost, str. 53-55, Zagreb, 1996.

[75] **R. O. Sharples:** Introductory essay: F. Kidd and C. West (1930): The Gas Storage of Fruit. II. Optimum Storage Temperatures and Atmospheres, J. Janick (ed.): *Classic Papers In Horticultural Science*, pp. 212-219, The Blackburn Press, Caldwell, New Jersey, USA, 2000

[76] **D. G. Dalrymple:** *The Development of Controlled Atmosphere Storage of Fruit,* Division of Marketing and Utilization Sciences, Federal Extension Service, US Department of Agriculture, Washington, USA, 1967

[77] **E. Kupferman:** The Early Beginnings of Controlled Atmosphere Storage*, Post Harvest Pomology Newsletter*, Vol. 7, No. 2, pp. 3-4, 1989

[78] **A. R. Lawton:** Controlled Atmosphere during Transportation – Why is Every Line Not Using It?, *Proceedings of the meeting of the IIR Commission D2/3: "Refrigeration in Sea Transport: Today and in the Future"*, pp. 141-149, Gdansk, Poland, 1994

[79] **Z. Ilić, E. Fallik, M. Đurovka, Đ. Martinovski i R. Trajković:** *Fiziologija i tehnologija čuvanja povrća i voća*, Autorska naklada, Kosovska Mitrovica, 2007.

[80] **A. K. Thompson:** *Controlled Atmosphere Storage of Fruits and Vegetables*, CAB International, Oxon, United Kingdom, 1998

[81] **Gazcon:** *On-site Nitrogen Generators for Marine Application*, http://www.gazcon.com/sw19858.asp, listopad 2009.

[82] **M. S. Reid and M. Serek:** *Guide to Food Transport: Controlled Atmosphere*, Mercantila Publishers, Copenhagen, Denmark, 1999

[83] **Brodosplit:** *Refrigerated Cargo Vessel m/v Lady Račišće*, Brodosplit Brodogradilište d.o.o., Split, 2000.

[84] **Sabroe Marine AB:** *User's Manual for Cargo Refrigeration Plant M/V Racisce – Brodosplit Dockyard Nb. No. 403*, Sabroe Marine AB, Norrköping, Sweden, 1997

[85] **Brodosplit:** *Nb 403/404 – projektna dokumentacija*, Brodosplit Brodogradilište d.o.o., Split, 1997.

[86] **Sabroe Marine AB:** *Manual and Maintenance Instruction for Cargo Refrigeration Plant Nb. No. 403*, Sabroe Marine AB, Norrköping, Sweden, 1999

[87] **Brodosplit:** *M/v Lady Racisce – Yard 403: Refrigerated Cargo Plant Cooling Down and Balance Test*, Brodosplit Brodogradilište d.o.o. i Lloyd's Register of Shipping, Split, 2000.

[88] **J. W. Forrester:** *Industrial Dynamics,* Productivity Press, Portland, USA, 1961

[89] **The System Dynamics Society:** *System Dynamics Home Page*, http://www.systemdynamics.org/, svibanj 2010.

[90] **N. Roberts, M. Garet, D. Andersen, W. Shaffer and R. Deal:** *Introduction to Computer Simulation: A System Dynamics Modelling Approach,* Addison-Wesley Publishing Company Inc., Reading, Massachusetts, USA, 1983

[91] **MIT Sloan:** *Faculty and Research – System Dynamics Group,* http://mitsloan.mit.edu/faculty/research/dynamics.php, svibanj 2010.

[92] **M. Bupić, L. Milić and N. Koboević:** System Dynamics Computer Modelling and Simulation in Maritime Education and Training, *Proceedings (CD-ROM) of the International Conference on Engineering Education ICEE '99*, Ostrava - - Prague, Czech Republic, 1999

[93] **A. Munitić:** *Kompjuterska simulacija uz pomoć sistemske dinamike,* Brodosplit, Split, 1989.

[94] **A. Munitić i P. Ristov:** *Sistemska dinamika,* Pomorski fakultet Sveučilišta u Splitu, Split, 2009.

[95] **B. A. W. Baugstø, A. H. Byrknes, A. Kråkenes and M. Myrtveitm:** *Powersim – Software Package and User's Guide and Reference,* ModellData AS, Manger, Norway, 1993

[96] **Powersim:** *Powersim Studio 2003 – User's Guide*, Powersim Software AS, Bergen, Norway, 2003

[97] **Powersim:** *Powersim Studio 2003 – Reference Manual*, Powersim Software AS, Bergen, Norway, 2003

[98] **Powersim Software AS:** *Powersim Software,* http://www.powersim.com/, svibanj 2010.

[99] **D. A. Anderson, J. C. Tannehill and R. H. Pletcher:** *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer,* Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1984

[100] **T. M. Shih:** *Numerical Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1984

[101] **V. Kecman:** *Dinamika procesa*, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 1988.

[102] **ASHRAE:** *2009 ASHRAE Handbook – Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, USA, 2009

[103] **F. Bošnjaković:** *Nauka o toplini, II. dio,* Tehnička knjiga, Zagreb, 1976.

[104] **A. Galović:** *Termodinamika II,* 3. promijenjeno izdanje, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 2003.

[105] **O. Fabris:** *Osnove inženjerske termodinamike,* Pomorski fakultet u Dubrovniku, Dubrovnik, 1994.

[106] **F. Bošnjaković:** *Nauka o toplini, I. dio,* Tehnička knjiga, Zagreb, 1978.

[107] **D. Voronjec i Đ. Kozić:** *Vlažan vazduh,* Naučna knjiga, Beograd, 1989.

[108] **A. Mersmann:** *Thermische Verfahrenstechnik – Grundlagen und Methoden*, Springer-Verlag, Berlin - Heidelberg - New York, 1980

[109] **B. Slipčević:** *Razmjenjivači topline sa primjerima iz rashladne tehnike,* SMEITS, Beograd, 1989.

[110] **O. Fabris:** *Prelaz toplote putem orebrenih površina,* Mašinski fakultet Univerziteta u Sarajevu, Sarajevo, 1976.

[111] **W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett and E. N. Ganić:** *Handbook of Heat Transfer Fundamentals,* McGraw-Hill Book Company, New York, USA, 1985

[112] **B. Kraut:** *Krautov strojarski priručnik,* 11. dopunjeno izdanje, Sajema d.o.o, Zagreb, 2009.

[113] **M. Malinovec Puček:** *Proračun pada tlaka kod Shell&Tube izmjenjivača,* FSB Zagreb, http://www.fsb.unizg.hr/termolab/nastava/Proracun%20pada%20tlaka-v 10.pdf, lipanj 2007.

[114] **H. Recknagel, E. Sprenger und E. R. Schramek:** *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*, R. Oldenbourg Verlag GmbH, München, Deutschland, 2000.

[115] **ASHRAE:** *2008 ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, USA, 2008

[116] **B. Pavković:** *Tehnika hlađenja,* Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, mudri.uniri.hr, prosinac 2011.

[117] **S. Vujić:** *Rashladni uređaji,* Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, 1988.

[118] **N. Stošić, I. K. Smith and A. Kovačević:** *Screw Compressors: Mathematical Modelling and Performance Calculation*, Springer-Verlag, Berlin - Heidelberg - - New York, 2005

[119] **A. Kovačević, N. Stošić and I. K. Smith:** Numerical Simulation of Combined Screw Compressor – Expander Machines for Use in High Pressure Refrigeration Systems, *Simulation Modelling Practice and Theory*, Vol. 14, No. 8, pp. 1143-1154, 2010

[120] **Y. Song, H. K. Kim and K. L. Yam:** Respiration Rate of Blueberry in Modified Atmosphere at Various Temperatures, *Journal of the American Society for Horticultural Science*, Vol. 117, No. 6, pp. 925-929, 1992

[121] **H. W. Peppelenbos and J. van 't Leven:** Evaluation of Four Types of Inhibition for Modelling the Influence of Carbon Dioxide on Oxygen Consumption of Fruits and Vegetables, *Postharvest Biology and Technology*, Vol. 7, No. 1-2, pp. 27-40, 1996

[122] **H. W. Peppelenbos, L. M. M. Tijskens, J. van 't Leven and E. C. Wilkinson:** Modelling Oxidative and Fermentative Carbon Dioxide Production of Fruit and Vegetables, *Postharvest Biology and Technology*, Vol. 9, No. 3, pp. 283-295, 1996

[123] **C. P. McLaughlin and D. O'Beirne:** Respiration Rate of a Dry Coleslaw Mix as Affected by Storage Temperature and Respiratory Gas Concentrations, *Journal of Food Science*, Vol. 64, No. 1, pp. 116-119, 1999

[124] **S. Geysen:** *Model – Based Design of Superatmospheric Oxygen Modified Atmosphere Packages (PhD Thesis)*, Faculty of Bioscience Engineering of Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, Belgium, 2006

[125] **S. D. Bhande, M. R. Ravindra and T. K. Goswami:** Respiration Rate of Banana Fruit under Aerobic Conditions at Different Storage Temperature, *Journal of Food Engineering*, Vol. 87, No. 1, pp. 116-123, 2008

[126] **A. Heydari, K. Shayesteh, N. Eghbalifam, H. Bordbar and S. Falahatpisheh:** Studies on the Respiration Rate of Banana Fruit Based on Enzyme Kinetics, *International Journal of Agriculture & Biology*, Vol. 12, No. 1, pp. 145-149, 2010

[127] **Q. T. Ho, P. Verboven, B. E. Verlinden, E. Herremans, M. Wevers, J. Carmeliet and B. M. Nicolaï:** A Three-Dimensional Multiscale Model for Gas Exchange in Fruit, *Plant Physiology*, Vol. 155, No. 3, pp. 1158-1168, 2011

[128] **M. Bošković i R. Podhorsky:** Enzimi, *Tehnička enciklopedija*, Leksikografski zavod Miroslav Krleža, svezak 5, str. 334-345, Zagreb, 1976.

[129] **Z. Jakobović (ur.):** Kinetika, enzimska, *Tehnički leksikon*, Leksikografski zavod Miroslav Krleža, str. 379, Zagreb, 2007.

[130] **N. Trinajstić:** Kemija, *Tehnička enciklopedija*, Leksikografski zavod Miroslav Krleža, svezak 7, str. 1-33, Zagreb, 1980.

[131] **ASHRAE:** *2010 ASHRAE Handbook – Refrigeration*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, USA, 2010

[132] **D. Milinčić:** *Prostiranje toplote,* Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, 1984.

[133] **Korkyra:** Brodske isprave o teretu i zapisnici mjerenja za različite plovidbe *m/v "Lady Račišće",* Korkyra Shipping d.o.o., Korčula, 2004. – 2010.

[134] **M. Biggs, J. McVicar i B. Flowerdew:** *Enciklopedija voća, povrća i začinskog bilja*, Naklada Uliks, Rijeka, 2005.

[135] **D. Lj. Debeljković:** *Dinamika objekata i procesa*, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, 1983.

[136] **K. Ražnjević:** *Termodinamičke tablice*, Narodna tehnika Hrvatske, Zagreb i Svjetlost, Sarajevo, 1989.

[137] **R. Zelenika:** *Znanost o znanosti*, Ekonomski fakultet u Rijeci, Rijeka, 2004.

[138] **R. Zelenika:** *Metodologija i tehnologija izrade znanstvenog i stručnog djela*, Ekonomski fakultet u Rijeci, Rijeka, 2000.

[139] **IIR:** *New International Dictionary of Refrigeration*, International Institute of Refrigeration, Paris, France, 1975

ŽIVOTOPIS

Matko Bupić rođen je 14. kolovoza 1959. u Dubrovniku kao prvo dijete u obitelji Jele i Balda. U Dubrovniku je završio osnovno školovanje i srednju pomorsku školu brodostrojarskog smjera. Studij strojarstva završio je na Fakultetu elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Splitu 23. siječnja 1985. obranivši diplomski rad **Rekonstrukcija proizvodnog procesa izrade kompresora *Hatlapa***. Poslijediplomski znanstveni studij za stjecanje magisterija znanosti započeo je na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Sarajevu, a nastavio i završio na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, smjer "Energetika", usmjerenje "Termotehnika i procesna tehnika", gdje je 29. lipnja 2004. obranio magistarski rad **Dinamički model sustava brodskog rashladnog kontejnera**.

Od 1985. do 1987. zaposlen je bio u Tvornici ugljenografitnih proizvoda **TUP Nikola Mašanović** u Dubrovniku, na radnome mjestu konstruktora u Odjelu za projekt i nadzor. Na ondašnjem Pomorskom fakultetu u Dubrovniku, zatim Veleučilištu u Dubrovniku i, danas, **Sveučilištu u Dubrovniku**, neprekidno radi od 1986. Na Pomorskom odjelu Sveučilišta u Dubrovniku, u nastavnom zvanju višega predavača, danas izvodi nastavu iz kolegija: **Termodinamika i prijenos topline**, **Brodski rashladni uređaji**, **Inženjerska grafika u brodostrojarstvu** i **Brodski klimatizacijski sustavi**. Tijekom prethodnih godina izvodio je nastavu i iz kolegija: **Grijanje, hlađenje i klimatizacija**, **Brodski generatori pare i toplinske turbine**, **Grafičko komuniciranje**, **Tehničko crtanje s nacrtnom geometrijom**, **Tehnika mjerenja i kontrola** i **Osnove primjene elektroničkih računala**. Od 2008. voditelj je studija **Brodostrojarstvo**. Koautor je nastavnog programa stručnoga dodiplomskog trogodišnjeg studija **Strojarstvo**, koji se na Veleučilištu u Dubrovniku izvodio od 1998./1999. do 2005./2006. ak. god.

Od 1995. do 1998. obnašao je dužnost direktora tvrtke **Auto-Dubrovnik d.d.** u Dubrovniku, ne prekidajući ni u tom razdoblju rad na Pomorskom fakultetu i, zatim, Veleučilištu u Dubrovniku. Od 1998. voditelj je **Centra za izobrazbu pomoraca** na Veleučilištu i, nakon toga, Sveučilištu u Dubrovniku. Istraživač je na znanstvenoistraživačkim projektima Ministarstva znanosti, obrazovanja i športa RH: **Optimiziranje sustava pomorskog transporta** (br. 224-005, 2000.-2002.), **Numeričko modeliranje i optimizacija opreme i sustava rashladne tehnike** (br. 0069-017, 2002.-2006.), **Primijenjena istraživanja rashladnih sustava s novim radnim tvarima** (br. 069-0692972-2203, 2007.-2012.) i **Optimizacija čuvanja breskve i nektarine tretmanima poslije berbe** (br. 178-0000000-3583, od ožujka 2008.). Bio je mentor pri izadbi **53** diplomska i završna rada studentima brodostrojarskog i strojarskog usmjerenja. Objavio je **34** znanstvena i stručna rada, te izradio **6** projekata i elaborata. Godina 1998. i 1999. bio je na studijskim boravcima u Češkoj, na Vysoká škola báňská – Technical University of Ostrava, i 2000. na Taiwanu, u Hsinchu Science-based Industrial Park. Služi se engleskim jezikom.

Član je **ASHRAE** – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, **SCS** – the Society for Computer Simulation International, **ASEE** – American Society for Engineering Education, **HESO** – Hrvatske stručno-znanstvene udruge za energetiku, strojarske tehnologije i obnovljive izvore energije, **HDK** – Hrvatskog društva za kvalitetu, **Matice hrvatske**, **HKD Napredak** i **Hrvatske Mense**. Bio je član Senata Sveučilišta u Dubrovniku, Upravnog vijeća Veleučilišta u Dubrovniku, Skupštine Sveučilišta u Splitu, Savjeta Pomorskog fakulteta u Dubrovniku i predsjednik HKD Napredak u Dubrovniku.

Matko Bupić oženjen je i ima dva sina (23 i 21 godina) i dvije kćeri (19 i 13 godina).

BIOGRAPHY

Matko Bupić was born on August 14th 1959 in Dubrovnik as the first child in the family of Jele and Baldo. He completed primary education and secondary education in marine engineering in Dubrovnik too. He graduated from the Faculty of Electrical Engineering, Mechanical Engineering and Naval Architecture of the University of Split, receiving his B.Sc. degree in mechanical engineering on January 23rd 1985 with the thesis **Manufacturing Process Reconstruction of *Hatlapa* Compressor Production**. He began his postgraduate studies at the Faculty of Mechanical Engineering of the University of Sarajevo, and continued and finished it on the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture of the University of Zagreb. He graduated receiving his academic M.Sc. degree in the field Power Engineering, branch Thermal and Processing Engineering, on June 29th 2004 with the thesis **Dynamic Model of Ship's Refrigerated Container System**.

From 1985 to 1987 he was employed at the Factory of Carbon-Graphite Products **TUP Nikola Mašanović** in Dubrovnik as a designer in the Design and Supervision Department. Former Maritime Faculty of Dubrovnik i.e. the Polytechnic of Dubrovnik and recently the **University of Dubrovnik** employed him as a lecturer in 1986 and he has been continuously lecturing mechanical and marine engineering courses ever since. As a senior lecturer of Maritime Department he has been designing and teaching following courses: **Thermodynamics and Heat Transfer**, **Marine Refrigerating Plants**, **Engineering Design in Marine Engineering** and **Marine Air-Condition Systems**. Previously he also kept the courses in: **Heating, Refrigeration and Air-Conditioning**, **Marine Steam Generators and Steam Turbines**, **Graphic Communication**, **Technical Drawing with Descriptive Geometry**, **Measuring and Control Techniques** and the **Basics of Computer Applications**. Since 2008 he has been the head of the **Marine Engineering** studies. Also, he was the co-author of the curriculum of three-year undergraduate studies in **Mechanical Engineering** kept at the Polytechnic of Dubrovnik for eight year.

From 1995 to 1998 he performed the duty of general manager of the **Auto-Dubrovnik Ltd.**, while being lecturer at the same time at the Maritime Faculty i.e. the Polytechnic of Dubrovnik. From 1998 onwards he has been the head of the **Maritime Training Centre** at the Polytechnic i.e. the University of Dubrovnik. He was the researcher of scientific projects of Ministry of Science, Education and Sports of the Republic of Croatia: **Optimisation of Sea Transport Systems** (no. 224-005, 2000-2002), **Numerical Modelling and Optimization of Equipment and Refrigerating Systems** (no. 0069-017, 2002-2006), **Applied Research of Refrigeration Systems with New Refrigerants** (no. 069-0692972-2203, 2007-2012), **Postharvest Treatments for Optimization of Peach and Nectarine Storage** (no. 178-0000000-3583, from March 2008). He was the mentor of **53** graduate and undergraduate theses. Also, he published **34** scientific and professional papers and made **6** projects and elaborates. In 1998 and 1999 he went for the study visits in Czech Republic, at Vysoká škola báňská – Technical University of Ostrava, and additionally in 2000 in Taiwan, at Hsinchu Science-based Industrial Park. He speaks English.

He is the member of **ASHRAE** – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, **SCS** – the Society for Computer Simulation International, **ASEE** – American Society for Engineering Education, **HESO** – Croatian Professional and Scientific Association for the Energetic, Mechanical Engineering Technology and Renewable Energy Sources, **HDK** – Croatian Society for Quality, **Matica hrvatska**, Croatian Cultural Association **Napredak** and **Mensa Croatia**. Earlier, he was a member of the Senate of the University of Dubrovnik, the Governing Council of the Polytechnic of Dubrovnik, the Assembly of the University of Split, the Council of Maritime Faculty in Dubrovnik and the president of CCA Napredak of Dubrovnik.

Matko Bupić is married and has two sons (aged 23 and 21) and two daughters (aged 19 and 13).

PRILOG I.

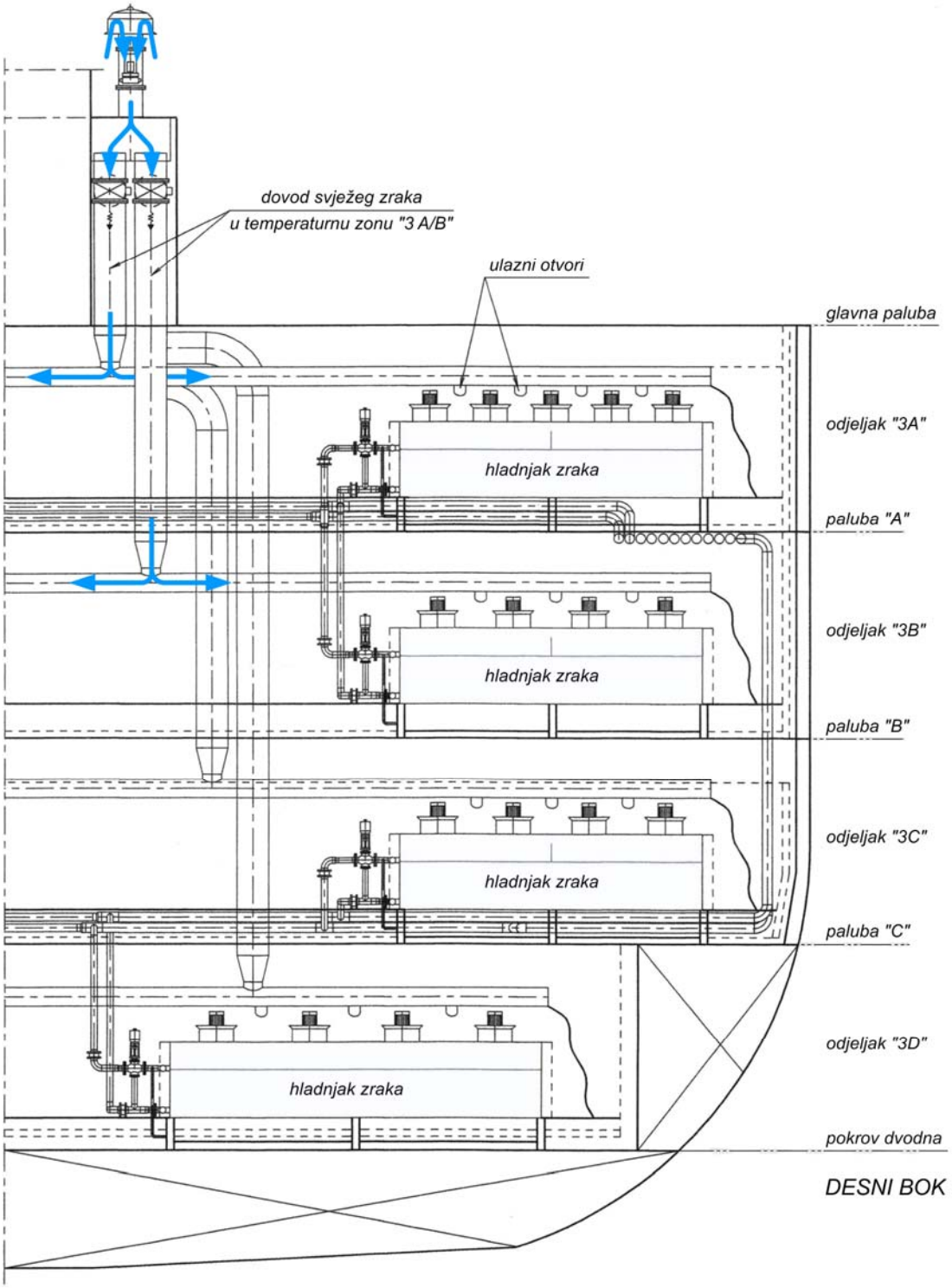
Dodatni podatci o brodu
i rashladnom sustavu *m/v "Lady Račišće"*

Tablica P-I.1. Osnovni podatci o *m/v "Lady Račišće"* [83]

Izgrađen	2000. godine, Brodosplit Brodogradilište d.o.o., Split
Tip	brod za hlađeni teret / kontejnerski brod
Klasa	Lloyd's Register of Shipping Hrvatski registar brodova
Luka upisa / zastava	Majuro / Republika Maršalovi Otoci
Pozivni znak / IMO broj / broj upisa	V7FC9 / 9160724 / 1908
Vlasnik	Lady Navigation Inc., Monrovia, Liberija
Operator	Korkyra Shipping d.o.o., Korčula
Duljina / širina / dubina	155,25 / 23,43 / 13,20 m
Nosivost / gaz s punim teretom	12.912 t / 9.515 mm
Kapacitet hlađenog prostora	16.713 m^3 (590.227 cu. ft.), 6.906,5 m^2
Skladišta / grotla	4 / 4
Nosivost kontejnera	na palubi: 20 TEU + 120 FEU ili 168 TEU + 46 FEU u skladištu: 72 TEU ili 36 FEU priključaka: 120 (na palubi)
Palubne dizalice	4 x SWL 199 kN svaka ili 2 x 392 kN, 23 m
Glavni porivni stroj	*MAN - B&W* 7L60MC, 13.440 kW, 123 min^{-1}
Brzina	21,6 čv
Članova posade	21

Tablica P-I.2. Specifikacija brodskoga skladišnog prostora *m/v "Lady Račišće"* [83]

Odjeljak		Pozicija prema rebrima	Obujam		Površina
red. br.	oznaka		m^3	cu. ft.	m^2
1.	1 FC	149 - 188	1.219,50	43.067	465,8
2.	1 A	149 - 188	976,94	34.501	357,0
3.	1 B	149 - 181	605,12	21.370	240,6
4.	1 C	149 - 181	467,66	16.515	173,7
5.	2 A	113 - 149	1.345,80	47.526	539,9
6.	2 B	113 - 149	1.214,70	42.896	504,6
7.	2 C	113 - 149	1.043,20	36.841	444,2
8.	2 D	113 - 149	701,88	24.787	312,4
9.	3 A	79 - 113	1.342,00	47.392	533,6
10.	3 B	79 - 113	1.212,40	42.817	534,6
11.	3 C	79 - 113	1.203,30	42.493	530,0
12.	3 D	79 - 113	955,68	33.750	424,8
13.	4 A	43 - 79	1.380,40	48.750	558,1
14.	4 B	43 - 79	1.330,40	46.983	539,8
15.	4 C	43 - 79	1.045,50	36.922	444,8
16.	4 D	43 - 79	668,75	23.617	302,6
Ukupno:			**16.713,23**	**590.227**	**6.906,5**



Sl. P-I.1. Hladnjaci zraka u skladištu 3 (presjek 79. rebrom)
***m/v "Lady Račišće"* [85]**

Tablica P-I.3. Podatci o hladnjacima zraka u skladišnim odjeljcima *m/v "Lady Račišće"* [85]

Odjeljak		Površina hladnjaka zraka, m^2	Obujam rasola, dm^3	Broj ventilatora, kom.
red. br.	oznaka			
1.	1 FC	504	205	5
2.	1 A	359	145	4
3.	1 B	215	90	3
4.	1 C	172	70	2
5.	2 A	545	220	6
6.	2 B	507	205	6
7.	2 C	440	180	6
8.	2 D	341	135	4
9.	3 A	545	220	6
10.	3 B	492	200	6
11.	3 C	492	200	6
12.	3 D	422	170	5
13.	4 A	554	220	6
14.	4 B	492	195	6
15.	4 C	447	180	5
16.	4 D	331	135	4
Ukupno*:		6.858 x 2 **= 13.716 m^2**	2.770 x 2 **= 5.540 dm^3**	80 x 2 **= 160 kom**

* U svakom odjeljku smještena su dva hladnjaka zraka.

PRILOG II.

Rezultati mjerenja
i podatci o simulacijskom modelu

Tablica P-II.1. Rezultati mjerenja okolišnih temperatura, °C, pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87] – 1. dio

Položaj mjernog mjesta	Mjerno mjesto*	1. dan						2. dan	
		18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	00:00	01:00
Električna oprema	**1**	8,4	7,8	7,8	7,4	7,0	6,5	6,2	6,0
Električna oprema	**2**	8,4	7,7	7,5	7,2	6,7	6,2	5,9	5,7
Spremište vođe palube	**3**	8,7	7,9	7,5	7,3	6,9	6,6	6,5	6,3
Lančanik sidrenog lanca	**4**	6,7	6,8	6,8	6,8	6,8	6,6	6,6	6,3
Balastni spremnik 1	**5**	14,3	14,3	14,3	14,3	14,3	14,2	14,2	14,2
Balastni spremnik 1	**5a**	8,8	8,6	8,5	8,3	8,2	8,0	7,9	11,2
Spremnik teškog goriva 1	**6**	16,1	16,1	16,0	16,0	15,9	15,8	15,8	15,7
Spremnik teškog goriva 1	**6a**	12,5	12,3	12,0	11,8	11,5	11,4	11,2	11,0
Iznad grotlenog poklopca 1	**7**	7,4	10,1	9,0	8,2	7,0	7,7	6,9	6,7
Lijevi brodski bok, naprijed	**8**	7,7	10,7	9,3	8,5	7,2	8,0	7,4	7,2
Desni brodski bok, naprijed	**9**	7,3	10,4	9,3	8,5	7,2	7,9	7,4	7,3
Balast. spr. 2, dvobok lijevo	**10**	12,1	12,0	11,9	11,8	11,8	11,7	11,7	11,6
Balast. spr. 2, dvobok lijevo	**10a**	9,0	8,8	8,2	7,9	7,6	7,4	7,3	7,1
Balast. spr. 2, dvobok desno	**11**	11,7	11,8	11,5	11,4	11,3	11,1	10,9	10,7
Spremnik teškoga goriva 2	**12**	11,5	11,6	11,7	11,5	11,3	11,2	11,2	11,1
Iznad grotlenog poklopca 2	**13**	6,9	9,9	8,7	7,9	6,5	7,3	6,6	6,4
Spremnik teškoga goriva 3	**14**	12,1	12,2	12,1	11,8	11,6	11,4	11,3	11,3
Balast. spr. 3, dvobok lijevo	**15**	10,1	10,0	10,2	9,9	9,7	9,7	9,6	9,6
Balast. spr. 3, dvobok desno	**16**	11,4	11,4	11,2	10,9	10,7	10,5	10,4	10,1
Iznad grotlenog poklopca 3	**17**	7,6	10,3	9,0	8,2	6,9	7,8	7,0	6,8
Balastni spremnik 4, lijevo	**18**	16,7	16,5	11,8	11,5	11,4	11,3	11,2	11,2
Balastni spremnik 4, desno	**19**	18,1	18,7	11,8	11,5	11,4	11,2	11,1	11,1
Spremnik teškoga goriva 4	**20**	–11,3	–11,5	10,9	10,6	10,5	10,4	10,4	10,4
Spr. dizel. goriva 4, lijevo	**21**	22,0	22,0	9,5	9,5	9,4	9,3	9,2	9,1
Spr. dizel. goriva 4, desno	**22**	15,8	16,0	10,7	10,5	10,4	10,2	10,0	9,9
Iznad grotlenog poklopca 4	**23**	11,4	11,5	9,1	8,3	7,0	7,7	7,1	7,0
Lijevi brodski bok, natrag	**24**	8,8	8,8	8,6	8,2	6,9	7,1	7,2	7,1
Desni brodski bok, natrag	**25**	12,3	12,3	9,1	8,6	7,0	8,0	7,3	7,2
Podnica strojarnice	**26**	12,5	12,6	18,3	16,3	16,2	16,2	16,0	15,8
Strojarnica	**27**	12,6	12,5	17,5	16,7	16,3	16,0	15,9	15,7
Strojarnica, 2. platforma	**28**	16,7	16,5	16,5	15,3	15,0	14,7	14,9	14,4
Strojarnica, 2 platforma	**29**	18,1	18,7	18,8	18,0	17,8	17,5	17,5	17,1
Prostorija rasolnih pumpi	**30**	–11,3	–11,5	–11,2	–9,6	–9,5	–10,8	–11,4	–11,6
Kontrolna kabina strojarnice	**31**	22,0	22,0	22,1	22,4	21,4	23,0	20,0	21,2
Strojarnica, 1 platforma	**32**	15,8	16,0	15,8	15,0	14,5	14,1	14,0	13,6
Balast. spr. 2, dvodno lijevo	**33**	11,4	11,5	11,6	11,3	11,1	11,1	11,0	10,9
Balast. spr. 2, dvodno desno	**34**	8,8	8,8	8,8	8,6	8,4	8,3	8,2	8,1
Balast. spr. 3, dvodno lijevo	**35**	12,3	12,3	12,5	12,2	12,0	11,9	11,8	11,8
Balast. spr. 3 dvodno desno	**36**	12,5	12,6	12,5	12,2	12,1	11,9	11,8	11,8
More	**37**	12,6	12,5	12,2	12,0	12,0	12,1	21,1	11,5

Tablica P-II.2. Rezultati mjerenja okolišnih temperatura, °C, pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87] – 2. dio

Mjerno mjesto*	2. dan											
	02:00	03:00	04:00	05:00	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00
1	5,9	5,9	5,7	5,3	4,8	4,6	4,5	5,0	6,3	7,1	8,3	8,2
2	5,7	5,8	5,5	5,1	4,7	4,6	4,7	5,1	6,1	6,9	8,3	8,1
3	6,2	6,2	6,0	5,9	5,6	5,4	5,5	6,2	7,2	7,2	9,0	8,6
4	6,3	6,2	6,2	6,1	5,8	5,5	6,2	5,7	7,0	6,6	7,1	7,8
5	14,2	14,1	14,1	14,1	14,1	14,2	14,1	14,1	14,1	14,0	14,1	14,2
5a	11,0	10,8	10,7	10,6	10,3	10,4	10,4	10,4	10,2	10,2	10,1	10,1
6	15,7	15,6	15,6	15,5	15,5	15,4	15,3	15,2	15,2	15,1	15,2	15,1
6a	10,8	10,7	10,6	10,3	10,4	10,4	10,4	10,2	10,2	10,1	10,1	10,1
7	7,3	7,0	7,3	6,7	6,1	6,5	6,7	7,8	9,5	9,6	9,3	8,5
8	7,5	7,3	7,7	7,1	6,7	7,5	7,2	8,9	9,9	9,7	8,9	8,5
9	7,5	7,3	7,6	6,3	6,5	7,4	7,0	7,4	7,9	8,7	8,5	8,6
10	11,6	11,5	11,5	11,6	11,6	11,8	11,9	11,9	11,9	11,8	11,9	11,8
10a	7,0	7,0	6,9	7,0	7,2	7,2	7,3	7,3	7,4	7,5	7,7	7,8
11	10,5	10,4	10,2	10,4	10,6	11,1	11,2	11,2	11,0	10,8	11,1	11,2
12	11,0	11,0	11,2	11,4	11,8	12,0	12,2	12,3	12,5	12,2	12,1	12,1
13	6,9	6,6	6,9	6,2	5,5	6,2	6,5	7,4	8,6	8,8	8,0	7,9
14	11,2	11,2	11,7	11,9	12,3	12,5	12,6	12,7	12,8	12,8	12,6	12,5
15	9,4	9,4	9,5	9,3	9,8	10,1	10,3	10,4	10,0	9,8	9,8	9,9
16	10,0	9,9	9,9	10,1	10,4	10,8	10,9	10,9	10,8	10,7	10,8	10,9
17	7,2	7,0	7,2	6,8	6,1	6,7	6,8	7,7	9,2	9,4	8,6	8,4
18	11,1	11,2	11,6	11,9	12,2	12,3	12,4	12,5	12,6	12,5	12,3	12,2
19	11,0	11,2	11,5	11,8	12,1	12,3	12,4	12,5	12,0	12,5	12,4	12,3
20	10,3	10,4	10,6	11,0	11,1	11,3	11,6	11,7	11,8	11,9	11,9	11,8
21	9,0	8,9	9,0	8,8	9,0	9,0	9,1	9,1	9,2	9,2	9,2	9,2
22	9,8	9,6	9,6	9,7	9,8	10,2	10,4	10,6	10,6	10,5	10,4	10,2
23	7,3	7,0	7,3	6,8	6,8	6,7	6,5	9,2	10,0	11,0	9,5	8,7
24	7,0	6,6	7,1	5,8	5,6	6,8	6,7	7,0	7,4	8,0	8,0	8,4
25	7,4	7,2	7,6	7,0	6,5	7,3	7,0	9,9	11,2	10,2	8,9	8,5
26	15,7	16,1	16,1	16,3	16,2	15,9	15,7	15,3	15,7	17,2	18,6	19,0
27	15,6	15,6	15,6	15,6	15,6	15,4	15,4	15,4	15,3	16,7	16,6	16,9
28	14,5	14,6	14,5	14,5	14,3	13,9	13,8	13,2	13,0	15,1	15,0	15,4
29	17,1	17,1	17,0	16,9	16,9	16,7	16,6	16,9	16,8	18,0	18,3	18,3
30	–11,9	–12,0	–12,1	–12,3	–12,4	–12,5	–12,7	–12,7	–12,3	–12,8	–12,6	–11,6
31	23,0	21,4	21,6	21,5	21,4	21,2	19,4	20,1	20,7	19,3	20,6	20,6
32	13,8	13,6	13,7	13,7	13,5	13,0	12,6	12,5	12,4	14,2	14,3	14,8
33	10,8	10,8	11,0	11,2	11,6	11,9	12,1	12,2	12,4	12,0	11,9	12,0
34	8,0	7,9	8,1	8,2	8,6	8,7	8,9	9,0	9,1	9,0	8,8	8,9
35	11,6	11,6	11,9	12,3	12,5	12,8	13,0	13,1	13,2	12,9	12,8	12,8
36	11,7	11,7	12,1	12,3	12,8	13,0	13,1	13,2	13,2	13,1	12,9	12,8
37	12,0	12,4	12,4	14,4	14,8	14,8	14,9	14,9	14,5	14,7	14,7	14,3

Tablica P-II.3. Rezultati mjerenja okolišnih temperatura, °C, pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87] – 3. dio

Mjerno mjesto*	2. dan										3. dan	
	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	00:00	01:00
1	8,1	8,0	7,6	7,9	6,2	5,6	5,3	5,0	4,7	4,4	4,2	3,9
2	8,1	8,3	8,2	7,6	6,7	5,9	5,4	5,1	4,6	4,3	4,1	3,8
3	8,4	8,5	8,3	7,7	7,1	6,5	6,1	5,8	5,5	5,2	5,0	4,7
4	7,6	7,6	7,4	7,1	6,8	6,5	6,2	6,0	5,7	5,6	5,4	5,2
5	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,3	14,3	14,3	14,2	14,2
5a	10,1	9,9	9,8	9,7	9,7	9,6	9,6	9,5	9,5	9,4	9,4	9,3
6	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,9	14,9	14,8	14,8	14,8	14,7	14,7
6a	10,1	9,9	9,8	9,7	9,7	9,6	9,6	9,5	9,5	9,4	9,3	9,1
7	8,8	8,8	8,7	6,7	6,8	6,7	6,5	6,4	6,1	5,7	5,3	5,1
8	7,5	7,7	7,5	7,0	7,1	7,4	7,3	7,1	6,6	6,2	5,7	5,8
9	10,3	9,4	8,7	6,7	7,2	7,3	7,2	7,0	6,5	5,9	5,4	5,7
10	11,7	11,7	11,7	11,7	11,7	11,7	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8
10a	7,5	7,3	7,1	7,1	7,2	7,2	7,2	7,1	7,1	7,0	6,9	7,0
11	11,1	11,0	11,0	11,1	11,1	11,3	11,5	11,6	11,7	11,7	11,7	11,8
12	12,1	12,1	11,9	11,9	12,1	12,0	12,0	12,0	12,1	12,1	12,1	12,1
13	7,5	8,0	7,5	6,4	6,4	6,4	6,2	6,0	5,5	5,2	4,7	4,6
14	12,3	12,3	12,2	12,2	12,3	12,4	12,3	12,3	12,3	12,3	12,3	12,2
15	9,8	9,7	9,6	9,6	9,6	9,9	10,0	10,0	9,9	9,9	9,9	9,9
16	10,8	10,8	10,7	10,8	10,8	11,0	11,2	11,3	11,3	11,3	11,3	11,4
17	8,0	8,6	8,0	6,7	6,7	6,7	6,6	6,4	5,7	5,6	5,2	5,0
18	12,1	12,0	11,9	12,0	12,1	12,1	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
19	12,2	12,2	12,1	12,1	12,2	12,2	12,2	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1
20	11,6	12,0	12,1	12,4	12,2	12,1	12,0	12,0	11,9	11,8	11,6	11,5
21	9,2	9,3	9,2	9,2	9,1	9,3	9,3	9,3	9,2	9,1	9,0	8,9
22	10,2	10,1	10,1	10,1	10,0	10,2	10,4	10,3	10,5	10,5	10,5	10,5
23	8,6	9,2	8,5	6,9	6,8	6,9	6,5	6,3	5,7	5,7	5,2	5,2
24	10,8	10,1	10,2	6,5	6,6	6,8	6,8	6,3	5,4	5,8	4,6	5,4
25	7,4	7,7	7,3	6,9	7,0	7,0	7,0	6,7	6,1	5,9	5,4	5,5
26	17,8	16,6	16,7	16,6	16,3	15,3	15,0	15,1	14,6	14,2	13,7	14,1
27	16,5	16,4	16,2	15,9	15,9	14,1	13,6	13,4	13,0	12,6	12,0	12,2
28	15,4	15,0	14,6	14,7	14,3	14,9	14,3	14,3	13,8	13,3	12,8	13,1
29	17,7	17,9	17,7	17,6	17,4	12,7	12,1	11,8	11,2	10,7	9,8	10,4
30	−12,4	−11,7	−12,5	−12,7	−13,6	−14,7	−15,4	−15,7	−15,9	−16,2	−16,3	−16,5
31	21,3	22,9	21,2	21,1	21,1	24,0	24,6	24,9	25,1	22,3	21,0	21,1
32	14,2	14,2	14,1	14,0	14,0	12,5	12,2	12,1	11,7	11,1	10,5	10,9
33	12,0	12,0	11,7	11,8	12,0	11,9	12,0	11,9	11,9	12,0	12,0	12,0
34	8,9	8,9	8,7	8,8	8,9	8,8	8,9	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
35	12,7	12,7	12,5	12,5	12,7	12,6	12,6	12,6	12,6	12,6	12,6	12,6
36	12,8	12,7	12,6	12,6	12,9	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	12,7
37	14,5	14,4	14,1	14,3	14,3	14,3	14,3	14,3	14,2	14,2	14,1	14,1

* Mjerna mjesta temperatura prikazana su na slici 2.12.

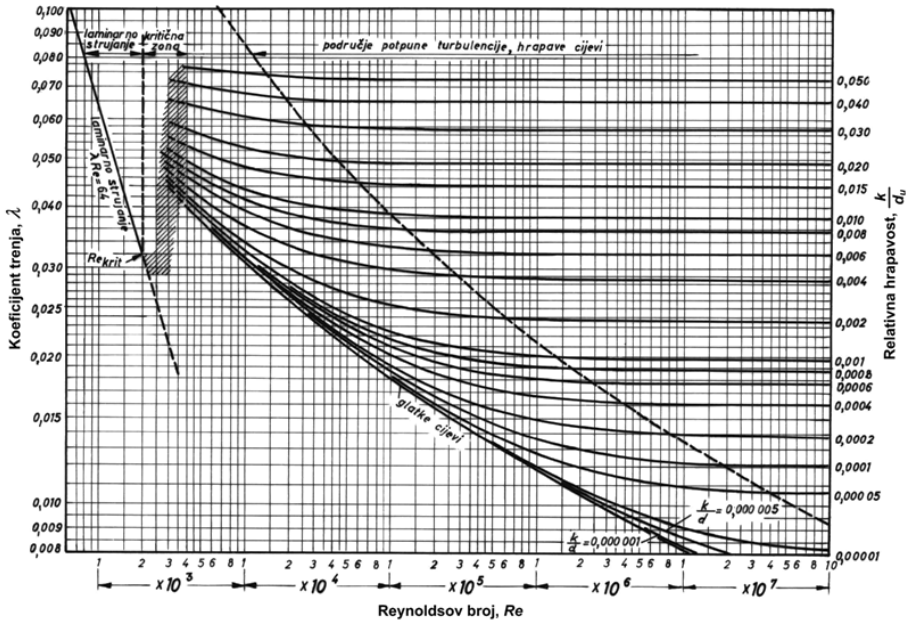
Tablica P-II.4. Rezultati mjerenja protoka zraka kroz brodska rashladna skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87]

Odjeljak		Broj izmjena svježeg zraka na sat*	Broj izmjena povratnog zraka na sat**	Prosječna brzina strujanja povratnog zraka, ms^{-1}
red. br.	oznaka			
1.	1 FC	3,06	108,07	10,14
2.	1 A	3,84	108,24	10,31
3.	1 B	2,89	110,00	9,09
4.	1 C	3,37	130,32	11,97
5.	2 A	2,73	101,50	7,85
6.	2 B	1,84	90,00	8,18
7.	2 C	2,78	103,00	8,42
8.	2 D	2,92	108,60	8,36
9.	3 A	2,61	105,23	6,86
10.	3 B	2,36	95,78	6,75
11.	3 C	2,47	101,72	6,82
12.	3 D	3,51	101,19	7,66
13.	4 A	1,87	108,30	8,49
14.	4 B	2,60	93,60	8,88
15.	4 C	2,45	104,80	9,09
16.	4 D	4,04	111,60	10,42

* Projektirani broj izmjena svježeg zraka na sat iznosi 2.
** Projektirani broj izmjena povratnog zraka na sat iznosi 90.

Tablica P-II.5. Prosječne visine neravnina *k* (po Richteru) [112]

Materijali i stanje površine cijevnih stijenka	Prosječne visine neravnina *k*, mm
Vučene cijevi od bakra, mjedi, bronce, aluminija, stakla, umjetnih tvari, i dr.	- 0,002
Vučene čelične cijevi - nove	0,02 - 0,10
- malo zahrđale	- 0,40
- jako zahrđale	- 3,00
Zavarene čelične cijevi - nove	0,04 - 0,10
- nove, presvučene bitumenom	≈ 0,05
- rabljene, jednoliko zahrđale	≈ 0,15
- nakon višegodišnje uporabe	≈ 0,50
- malo zahrđale	≈ 1,50
- jako zahrđale	2,00 - 4,00
Zakivane čelične cijevi (ovisno o načinu izvedbe)	0,50 - 10,0
Pocinčane čelične cijevi, nove	0,07 - 0,15
Cijevi od lijevanog željeza - nove	0,25 - 1,00
- nove, presvučene bitumenom	0,10 - 0,15
- rabljene, malo zahrđale	1,00 - 1,50
- zahrđale	1,50 - 4,00
Drvene cijevi, nove (uporabom postaju glađe)	0,20 - 1,00
Betonske cijevi - sirove	1,00 - 3,00
- zaglađene	0,30 - 0,80



Sl. P-II.1. Moodyjev λ, *Re* - dijagram [113]

Tablica P-II.6. Rezultati mjerenja radnih parametara za odjeljak 3A pri testu ohlađivanja praznih brodskih skladišta *m/v "Lady Račišće"* [87]

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Vrijeme mjerenja		Tz_pos_exp	Tz_exp	Ti_exp	Tm_ul_exp	Tm_iz_exp	Tk_exp	Tr_ul_exp	Tr_iz_exp	REG_kap_exp		
										1.	2.	3.
	23:00	2,0	2,0	−17,1	12,7	13,7	14,5	−4,2	−6,7	23	---	28
1. dan	00:00	2,0	2,0	−17,0	12,7	13,7	14,5	−4,1	−6,5	22	---	27
	01:00	−28,0	2,0	−17,4	12,7	13,7	14,5	−4,0	−6,3	21	---	26
	02:00	−28,0	−1,0	−18,4	12,7	14,0	14,8	−6,0	−10,5	42	---	42
	03:00	−28,0	−4,0	−19,9	12,7	14,2	15,1	−9,0	−13,0	61	---	61
	04:00	−28,0	−6,5	−21,1	12,7	14,5	15,5	−11,0	−14,5	80	---	80
	05:00	−28,0	−8,6	−23,0	12,7	14,4	15,5	−12,8	−16,0	80	---	80
	06:00	−28,0	−10,3	−24,5	12,7	14,3	15,4	−14,2	−17,4	80	---	80
	07:00	−28,0	−11,9	−25,7	12,7	14,3	15,3	−15,9	−18,5	80	---	80
	08:00	−28,0	−13,2	−26,8	12,7	14,2	15,1	−17,0	−19,7	80	---	80
	09:00	−28,0	−14,8	−28,0	12,8	14,3	15,1	−18,4	−21,0	80	---	80
	10:00	−28,0	−16,0	−29,0	13,0	14,3	15,1	−19,6	−22,1	80	---	80
	11:00	−28,0	−17,5	−30,0	13,4	14,6	15,3	−20,8	−23,3	80	---	80
	12:00	−28,0	−18,7	−31,0	13,8	14,9	15,5	−21,9	−24,3	80	---	80
	13:00	−28,0	−19,8	−32,0	14,0	15,1	15,6	−22,9	−25,3	80	---	80
	14:00	−28,0	−20,7	−33,0	14,3	15,3	15,7	−23,9	−26,0	80	---	80
	15:00	−28,0	−21,7	−33,7	14,1	15,1	15,5	−24,9	−26,7	80	---	80
	16:00	−28,0	−22,5	−34,4	13,9	14,8	15,2	−25,9	−27,3	80	---	80
	17:00	−28,0	−24,0	−35,0	13,9	14,7	15,1	−27,0	−28,4	80	---	80
	18:00	−28,0	−25,3	−35,7	13,9	14,7	14,9	−28,0	−29,5	44	51	50
	19:00	−27,0	−26,3	−37,9	14,0	14,6	14,7	−28,9	−29,9	42	49	28
	20:00	−27,0	−26,5	−38,8	13,7	14,3	14,4	−29,0	−30,0	42	50	19
	21:00	−27,0	−25,1	−34,8	12,9	13,4	14,7	−26,2	−27,0	19	90	---
	22:00	−27,0	−24,4	−33,8	13,0	14,1	15,0	−25,0	−26,0	---	100	---
	23:00	−27,0	−24,6	−32,8	12,9	14,1	15,0	−25,1	−26,5	---	100	---
2. dan	00:00	−27,0	−24,6	−32,8	13,1	14,3	15,0	−25,2	−26,7	---	100	---
	01:00	−27,0	−24,7	−33,0	13.3	14,5	15,0	−25,2	−26,8	---	100	---
	02:00	−27,0	−24,7	−33,1	13,4	14,6	15,5	−25,3	−26,9	---	100	---
	03:00	−27,0	−24,7	−33,0	15,1	16,2	17,1	−25,3	−26,9	---	100	---
	04:00	−27,0	−24,7	−32,9	15,2	16,3	17,2	−25,3	−26,9	---	100	---
	05:00	−27,0	−24,7	−32,9	15,2	16,4	17,3	−25,3	−26,9	---	100	---
	06:00	−27,0	−24,7	−32,9	15,3	16,5	17,4	−25,4	−26,9	---	100	---
	07:00	−27,0	−24,8	−32,9	15,2	16,4	17,4	−25,3	−26,9	---	100	---
	08:00	−27,0	−24,8	−32,9	15,2	16,4	17,4	−25,3	−26,9	---	100	---
	09:00	−27,0	−24,8	−32,9	15,1	16,3	17,3	−25,3	−26,9	---	99	---

Tablica P-II.6. – nastavak

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Vrijeme mjerenja		Tz_pos_exp	Tz_exp	Ti_exp	Tm_ul_exp	Tm_iz_exp	Tk_exp	Tr_ul_exp	Tr_iz_exp	REG_kap_exp		
										1.	2.	3.
2. dan	10:00	–27,0	–24,9	–32,9	15,1	16,2	17,2	–25,3	–26,9	---	99	---
	11:00	–27,0	–24,9	–33,1	15,1	16,3	17,2	–25,3	–27,0	---	100	---
	12:00	–27,0	–25,0	–33,1	14,6	16,1	16,1	–25,7	–27,7	---	99	---
	13:00	–27,0	–24,9	–33,2	14,1	15,3	16,2	–25,5	–27,2	---	100	---
	14:00	–27,0	–25,0	–33,2	14,0	15,2	16,2	–25,6	–27,3	---	100	---
	15:00	–27,0	–25,0	–33,2	13,7	14,9	16,1	–25,6	–27,3	---	100	---
	16:00	–27,0	–25,0	–33,3	14,5	15,7	16,7	–25,7	–27,3	---	100	---
	17:00	–27,0	–25,0	–33,3	14,7	15,9	16,8	–25,7	–27,3	---	100	---
	18:00	–27,0	–25,1	–33,2	14,5	15,7	16,6	–25,7	–27,4	---	100	---
	19:00	–27,0	–25,1	–33,4	14,1	15,3	16,2	–25,8	–27,5	---	100	---
	20:00	–27,0	–25,2	–33,5	14,3	15,5	16,5	–25,9	–27,6	---	99	---
	21:00	–27,0	–25,3	–33,6	14,0	15,3	16,2	–26,0	–27,6	---	100	---
	22:00	–27,0	–25,3	–33,6	14,1	15,3	16,2	–26,0	–27,7	---	100	---
	23:00	–27,0	–25,4	–33,7	14,1	15,3	16,2	–26,0	–27,7	---	100	---
3. dan	00:00	–27,0	–25,5	–33,6	14,3	15,5	16,5	–26,2	–27,8	---	100	---
	01:00	–27,0	–25,5	–33,6	14,2	15,3	16,4	–26,2	–27,8	---	100	---

1 - vrijeme mjerenja,

2 - postavljena temperatura hlađenja (Tz_pos_exp),

3 - temperatura zraka (Tz_exp) – temperatura povratne zračne struje na ulazu u hladnjak zraka,

4 - temperatura isparivanja (Ti_exp) – srednja vrijednost za sve isparivače rashladnika rasola u istodobnom radu,

5 - temperatura mora na ulazu u kondenzator (Tm_ul_exp) – srednja vrijednost za sve kondenzatore rashladnika rasola u istodobnom radu,

6 - temperatura mora na izlazu iz kondenzatora (Tm_iz_exp) – srednja vrijednost za sve kondenzatore rashladnika rasola u istodobnom radu,

7 - temperatura kondenzacije (Tk_exp) – srednja vrijednost za sve kondenzatore rashladnika rasola u istodobnom radu,

8 - temperatura rasola na ulazu u isparivač (Tr_ul_exp) – srednja vrijednost za sve isparivače rashladnika rasola u istodobnom radu,

9 - temperatura rasola na izlazu iz isparivača (Tr_iz_exp) – srednja vrijednost za sve isparivače rashladnika rasola u istodobnom radu,

10 - regulirano opterećenje, to jest kapacitet kompresora 1 (REG_kap_exp, %),

11 - regulirano opterećenje, to jest kapacitet kompresora 2 (REG_kap_exp, %),

12 - regulirano opterećenje, to jest kapacitet kompresora 3 (REG_kap_exp, %).

◆ Sve su temperature u °C.

Lady Racisce VOYAGE NO: cooling down test DATE: 00-01-19 TIME: 07:00:02

REFIGERATION REPORT ALL TEMP. IN DEGREES CENTIGRADE < = LOW ALARM D = DEFROST > = HIGH ALARM B = BLOCKED ALARM ------- = NOT USED

MODE	SET-P	DC	DEL	RET	CO2	RH	CARGO FAN	REN FAN SUPPLY	REN FAN SUPPLY	BRINE LINE	SYST	1	2	3
1F SB OPEN	-27.0	100	-24.8	-24.5B	0.0	34B	FC	Stop		X	A	1	210	0
PS OPEN	-27.0	100	-24.7	-24.3B										
1A SB OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B	0.0	31B	FC	Stop		X	LOAD	0	100	0
PS OPEN	-27.0	100	-24.9	-24.6B										
1B SB OPEN	-27.0	100	-25.3	-25.0B	0.0	28B	FC		Stop	X	SUCT P	-2.5	-32.9	-20.2
PS OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.9B										
1C SB OPEN	-27.0	100	-24.9	-24.7B	0.0	30B	FC		Stop	X	SUCT T	26.3	-26.0	28.3
PS OPEN	-27.0	100	-25.0	-24.7B										
2A SB OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B	0.0	41B	FC	Stop		Y	DISC	26.4	70.6	27.3
PS OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B										
2B SB OPEN	-27.0	100	-25.4	-25.1B	0.0	35B	FC	Stop		Y	COND	-2.9	17.4	-20.6
PS OPEN	-27.0	100	-25.3	-25.1B										
2C SB OPEN	-27.0	100	-25.2	-24.9B	0.0	35B	FC		Stop	Y	CW IN	17.8	15.2	19.4
PS OPEN	-27.0	100	-24.8	-24.8B										
2D SB OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B	0.0	32B	FC		Stop	Y	CW OUT	16.6	16.4	17.6
PS OPEN	-27.0	100	-25.0	-24.7B										
3A SB OPEN	-27.0	100	-25.0	-24.8B	0.0	36B	FC	Stop		Y				
PS OPEN	-27.0	100	-25.0	-24.8B							BRINE	X	Y	Y
3B SB OPEN	-27.0	100	-25.0	-25.0B	0.0	31B	FC	Stop		Y	LINE			
PS OPEN	-27.0	100	-25.3	-25.1B										
3C SB OPEN	-27.0	100	-25.2	-25.1B	0.0	24B	FC		Stop	Y	R-22			
PS OPEN	-27.0	100	-25.3	-25.1B							(ppm)	1	0	1
3D SB OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B	0.0	25B	FC		Stop	Y				
PS OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B										
4A SB OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B	0.0	41B	FC	Stop		X	R-22	Safety valve		Receiver
PS OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B							(ppm)	0		0
4B SB OPEN	-27.0	100	-25.3	-25.1B	0.0	34B	FC	Stop		X				
PS OPEN	-27.0	100	-25.4	-25.1B							BRINE TEMP X	= -25.2		
4C SB OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.9B	0.0	34B	FC		Stop	X	BRINE TEMP Y	= -26.9		
PS OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.9B										
4D SB OPEN	-27.0	100	-25.1	-24.8B	0.0	24B	FC		Stop	X	BRINE TEMP H	= -10.7		
PS OPEN	-27.0	100	-25.2	-24.9B										
											OUT DOOR TEMP =	7.4		

Lady Racisce VOYAGE NO: cooling down test < = LOW ALARM D = DEFROST > = HIGH ALARM B = BLOCKED ALARM ------- = NOT USED

USDA REPORT ALL TEMP. IN DEGREES CENTIGRADE

DATE: 00-01-19 TIME: 07:00:02

HOLD	1	2	3	4	5	6	7	8
1FC	-23.6B	-24.2B	-24.0B	-24.1B	-24.0B	-24.2B	-24.4B	
1A	-23.9B	-24.7B	-24.3B	-24.4B	-24.5B	-24.7B	-24.8B	
1B	-24.0B	-24.8B	-24.5B	-24.5B	-25.0B	-24.9B		
1C	-23.8B	-24.7B	-24.4B	-24.6B	-24.6B	-24.7B		
2A	-24.3B	-24.2B	-24.7B	-24.7B	-24.7B	-24.7B	-24.8B	
2B	-24.8B	-25.2B	-24.9B	-24.9B	-25.0B	-24.9B	-25.1B	-25.1B
2C	-24.3B	-24.7B	-24.7B	-24.8B	-24.6B	-24.8B	-24.8B	
2D	-23.6B	-24.7B	-24.1B	-24.6B	-24.5B	-24.7B	-24.8B	

HOLD	1	2	3	4	5	6	7	8
3A	-24.0B	-24.6B	-24.6B	-24.8B	-24.8B	-24.9B	-24.8B	
3B	-24.9B	-25.2B	-25.0B	-25.2B	-25.0B	-25.2B	-25.1B	-25.3B
3C	-25.0B	-25.2B	-25.1B	-25.0B	-25.1B	-25.2B	-25.2B	
3D	-24.5B	-25.0B	-24.7B	-24.5B	-24.7B	-24.7B	-24.8B	
4A	-24.6B	-23.5B	-24.8B	-24.9B	-24.8B	-24.8B	-24.8B	
4B	-25.2B	-24.0B	-25.2B	-25.2B	-25.0B	-25.1B	-25.0B	-24.8B
4C	-24.8B	-24.1B	-24.8B	-24.9B	-24.9B	-24.6B	-24.8B	
4D	-24.7B	-24.0B	-24.7B	-24.8B	-24.8B	-24.7B	-24.5B	

Sl. P-II.2. Izvadak iz zapisnika o testu ohlađivanja praznih skladišta *m/v "Lady Račišće"* (*Refrigeration Report* i *USDA Report*) [87]

Tablica P-II.7. Vrijednosti fizikalno-geometrijskih varijabla simulacijskog modela cjelokupnoga brodskoga rashladnog sustava bez tereta

Oznaka		Naziv i mjerna jedinica varijable	Vrijednost
matem. model	simulac. model		
brodska skladišna stijenka (S)			
c_s	Cs	specifični toplinski kapacitet materijala stijenke, $Jkg^{-1}K^{-1}$	837
ρ_s	ROs	gustoća materijala stijenke, kgm^{-3}	30
δ_s	DELs	debljina stijenke, m	0,3*
λ_s	LAMs	koeficijent toplinske vodljivosti materijala stijenke, $Wm^{-1}K^{-1}$	0,04
$\alpha_{S,v}$	ALFsv	koeficijent prijel. topl. na vanjskoj povr. stijenke, $Wm^{-2}K^{-1}$	5
$\alpha_{S,u}$	ALFsu	koeficijent prijel. topl. na unutarnjoj povr. stijenke, $Wm^{-2}K^{-1}$	10
$A_{S,u}$	Asu	površina unutarnje strane stijenke, m^2	652*
ϑ_o	To	vanjska, okolišna temperatura, °C	To_exp*
hlađeni vlažni zrak u skladištu (Z)			
V_{skl}	Vskl	ukupni volumen skladišta, m^3	1.342*
V_{prop}	Vprop	volumen istjecanja zraka iz skladišta, m^3s^{-1}	0,97*
V_T	Vt	volumen hlađenog tereta, m^3	0
c_f	Cf	specifični toplinski kapacitet vode, $Jkg^{-1}K^{-1}$	$f(\vartheta)$
c_e	Ce	specifični toplinski kapacitet leda, $Jkg^{-1}K^{-1}$	$f(\vartheta)$
$c_{p\,s,Z}$	CPsz	specifični topl. kapac. suhog zraka pri p = konst., $Jkg^{-1}K^{-1}$	1.005
$c_{v\,s,Z}$	CVsz	specifični topl. kapac. suhog zraka pri V = konst., $Jkg^{-1}K^{-1}$	718
$c_{v\,d}$	CVd	spec. topl. kapac. pregr. vod. pare pri , V = konst., $Jkg^{-1}K^{-1}$	1.368,48
p_o	Po	tlak okolišnog zraka, Pa	101.325
r_{fd}	rfd	toplina isparivanja vode pri 0 °C, Jkg^{-1}	2.500.357
r_{ef}	ref	toplina kopnjenja leda pri 0 °C, Jkg^{-1}	334.000
$R_{s,Z}$	Rsz	plinska konstanta suhog zraka, $Jkg^{-1}K^{-1}$	287,055
R_d	Rd	plinska konstanta pregrijane vodene pare, $Jkg^{-1}K^{-1}$	461,52
ρ_{fd}	rofd	unutarnja (latentna) toplina isparivanja vode pri 0 °C, Jkg^{-1}	2.374.358
oprema brodskoga rashladnog skladišta (A)			
m_a	Ma	masa skladišne opreme, kg	9.300*
c_a	Ca	specifični topl. kapac. materijala skl. opreme $Jkg^{-1}K^{-1}$	879
α_A	ALFa	koeficijent prijel. topl. s površine skl. opreme, $Wm^{-2}K^{-1}$	10
A_a	Aa	površina skl. opreme izložena struji hlađenog zraka, m^2	865*

Tablica P-II.7. – nastavak

Oznaka		Naziv i mjerna jedinica varijable	Vrijednost
matem. model	simulac. model		
hladnjak zraka (H)			
c_H	Ch	specifični toplinski kapacitet materijala hladnjaka, $Jkg^{-1}K^{-1}$	460
α_H	ALFh	koeficijent prijel. topl. na povr. cijevi hladnjaka, $Wm^{-2}K^{-1}$	62
A_H	Ah	površina hladnjaka, m^2	1.090*
$\dot{V}_Z$	Vz_time	volumni protok hlađenoga vlaž. zraka kroz hladnjak, m^3s^{-1}	39,23*
m_H	Mh	masa materijala hladnjaka, kg	1.500*
---	reg_ven	položaj regulacijskog ventila	$f(\vartheta)$
r_{ed}	red	toplina sublimacije leda pri 0 °C, Jkg^{-1}	2.834.357
Le	Le	Lewisova značajka	0,937
n	n	eksponent	0
c_R	Cr	specifični toplinski kapacitet rasola, $Jkg^{-1}K^{-1}$	2.740
ventilator hladnjaka zraka (V)			
n	N_vent	broj ventilatora u skladišnom odjeljku	12*
P_v	Pvent	potrebna snaga svakoga pogonskog elektromotora, W	1.500*
η_{emV}	ETAemv	stupanj djelovanja pogonskog elektromotora	1
$f_{em,k}$	Fem_k	faktor korištenja pogonskim elektromotorom	1
$f_{em,o}$	Fem_o	faktor opterećenja pogonskog elektromotora	1
---	Tz_pos	postavljena temperatura hlađenja, °C	Tz_pos_exp*
sustav razvoda rasola (R)			
ρ_R	ROr	gustoća rasola, kgm^{-3}	1.286
c_R	Cr	specifični toplinski kapacitet rasola, $Jkg^{-1}K^{-1}$	2.740
α_R	ALFr	koeficijent prijel. topl. na vanjskoj povr. cijev. stij., $Wm^{-2}K^{-1}$	20
L_c	Lc	duljina cjevovoda, m	120*
d_u	Du	unutarnji promjer cjevovoda, m	0,1*
$\Sigma\xi$	uk_koef_gub	ukupni koeficijent gubitaka strujanja kroz cjevovod	120*
ϑ_o	Toc	temperatura okoliša cjevovoda, °C	Tz_exp*
isparivač rashladnika rasola (I)			
m_I	Mi	masa materijala isparivača, kg	2.000
c_I	Ci	specifični toplinski kapacitet materijala isparivača, $Jkg^{-1}K^{-1}$	380
α_I	ALFi	koeficijent prijel. topl. na površini isparivača, $Wm^{-2}K^{-1}$	150

Tablica P-II.7. – nastavak

Oznaka		Naziv i mjerna jedinica varijable	Vrijednost
matem. model	simulac. model		
$A_{I,isp}$	Ai_isp	dio površine isparivača - zona isparivanja, m^2	60
$A_{I,pre}$	Ai_pre	dio površine isparivača - zona pregrijavanja, m^2	20
$\vartheta_I''-\vartheta_I'$	Del_Tpre	temperatura pregrijanja radne tvari, °C	5,5
$\dot{m}_R$	Mri	maseni protok rasola kroz isparivač, kgs^{-1}	75,017
c_R	Cr	specifični toplinski kapacitet rasola, $Jkg^{-1}K^{-1}$	2.740
kondenzacijska jedinica rashladnika rasola (K)			
m_K	Mk	masa materijala kondenzatorskih cijevi, kg	1.600
c_K	Ck	spec. topl. kapac. mater. kondenzatorskih cijevi, $Jkg^{-1}K^{-1}$	376,8
α_K	ALFk	koef. prijel. topl. na unutarnjoj povr. kond. cijevi, $Wm^{-2}K^{-1}$	750
$A_{K,hla}$	Ak_hla	dio površine isparivača - zona hlađenja, m^2	20
$A_{K,kon}$	Ak_kon	dio površine isparivača - zona kondenziranja, m^2	80
$\dot{m}_M$	Mm	maseni protok morske vode kroz kondenzator, kgs^{-1}	76,88
c_M	Cm	spec. toplinski kapacacitet morske vode, $Jkg^{-1}K^{-1}$	4.200
C_0	Ck0	koeficijenti aproksimacijske eksponencijalne jednadžbe drugog reda	1.390,354
C_1	Ck1		45,5062000
C_2	Ck2		−10,1310900
C_3	Ck3		0,4655310
C_4	Ck4		−0,2872820
C_5	Ck5		0,0011122
C_6	Ck6		−0,0023122
C_7	Ck7		−0,0005224
C_8	Ck8		−0,0000184
ϑ_m'	Tm_ul	temperatura mora na ulazu u kondenzator, °C	Tm_ul_exp
P_k	Pk	snaga kompresora	P_komp_exp
---	N_komp	broj kompresora u istodobnom radu	N_komp_exp
---	REG_kap	srednji regulirani kapacitet - opterećenje kompresora, %	REG_kap_exp

* Podatak se odnosi na odjeljak 3A brodskih rashladnih skladišta.

Korkyra Shipping Ltd.
ACI Marina
Korcula – Croatia

Cargo Details Per Voyages for m/v „Lady Racisee“
since January 2003

PAGE 1

LOADING PORT	CARGO ON DECK	CARGO UNDER DECK	TOTAL CARGO
Moin	47 FEU 1154.5 mt	2028 plts 2028 mt	3182.5 mt
Turbo	20 FEU 479.5 mt	1989 plts 1989 mt	2468.5 mt
S.Marta	40 FEU 908.5 mt		908.5 mt
TOTAL UNITS	107 FEU	4017 plts	106 FEU + 4017 plts
TOTAL WEIGHT	2542.5.0 mt	4017.0 mt mt	6559.5 mt

CHARTERERS VOYAGE N^0: Voy. Lara 0934AE

FROM: 17.08.2009. TO: 02.09.2009.

LOADING PORT: Moin, Turbo, S. Marta

DISCHARGING PORT: S.Marta, Antwerpen

CARGO: Full and empty containers on deck, bananas and pineapples pallets under deck.

DISCHARGING PORT	CARGO ON DECK	CARGO UNDER DECK	TOTAL CARGO
Santa Marta	1 FEU 4.5 mt		4.5 mt
Antwerpen	106 FEU 2538.0 mt	4017 plts 4017 mt	6555.0 mt
TOTAL UNITS	107 FEU	4017 plts	107 FEUS 4017 plts
TOTAL WEIGHT	2542.5.0 mt	4017.0 mt	**6559.5 mt**

Sl. P-II.3. Zbirni podatci o teretu [133]

m/v " LADY RACISCE "
Voy.: LARA 0934AE

Dept. SANTA MARTA
22.08.2009

CARGO PLAN

	No.4				No.3				No.2				No.1				
													100% Open Space 43067 cuft 465,8sqm				FC
													TOTAL 1 FC	0 plts	0 bxs	0,00mt	
A	100% Open Space 48750 cuft 558,1sqm				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm TUR-ANT 404 plts 404,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm TUR-ANT 415 plts 415,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm MOIN-ANT 243 plts 243,00mt				A
	TOTAL 4 A	0 plts	0 bxs	0,00mt	TOTAL 3 A	404 plts	0 bxs	404,00mt	TOTAL 2 A	415 plts	0 bxs	415,00mt	TOTAL 1 A	243 plts	0 bxs	243,00mt	
B	100% Open Space 46983 cuft 539,8sqm				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm TUR-ANT 411 plts 411,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm TUR-ANT 383 plts 383,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm MOIN-ANT 184 plts 184,00mt				B
	TOTAL 4 B	0 plts	0 bxs	0,00mt	TOTAL 3 B	411 plts	0 bxs	411,00mt	TOTAL 2 B	383 plts	0 bxs	383,00mt	TOTAL 1 B	184 plts	0 bxs	184,00mt	
C	0% Open Space 0 cuft 0,0sqm TUR-ANT 338 plts 338,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm MOIN-ANT 400 plts 400,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm MOIN-ANT 330 plts 330,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm MOIN-ANT 132 plts 132,00mt				C
	TOTAL 4 C	338 plts	0 bxs	338,00mt	TOTAL 3 C	400 plts	0 bxs	400,00mt	TOTAL 2 C	330 plts	0 bxs	330,00mt	TOTAL 1 C	132 plts	0 bxs	132,00mt	
D	0% Open Space 0 cuft 0,0sqm TUR-ANT 38 plts 38,00mt MOIN-ANT 192 plts 192,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm MOIN-ANT 321 plts 321,00mt				0% Open Space 0 cuft 0,0sqm MOIN-ANT 226 plts 226,00mt								D
	TOTAL 4 D	230 plts	0 bxs	230,00mt	TOTAL 3 D	321 plts	0 bxs	321,00mt	TOTAL 2 D	226 plts	0 bxs	226,00mt					
	TOTAL No.4	568 plts	0 bxs	568,00 mt	TOTAL No.3	1536 plts	0 bxs	1536,00 mt	TOTAL No.2	1354 plts	0 bxs	1354,00 mt	TOTAL No.1	559 plts	0 bxs	559,00 mt	
	Open Space	95733 cuft	1097,9 sqm		Open Space	0 cuft		0,0 sqm	Open Space	0 cuft		0,0 sqm	Open Space	43067 cuft		465,8 sqm	

TOTAL HOLDS	4017 plts	0 bxs	4017,00 mt	Open Space	138800 cuft	1563,7 sqm
TOTAL Deck	106 feu	0 teu	2538,00mt			
GTOTAL SHIP	**4017 plts**	**106 Containers**	**4017,00 mt**			

Ch. officer:

Sl. P-II.4. Plan tereta [133]

KS *m.v. "LADY RACISCE"*

LOADING PARTICULARS - TIMES

Voyage no: LARA0934AE | From: PORT MOIN, TURBO, S.MARTA | To: ANTWERPEN

HATCH	OPENED		COMMENCED		COMPLETED		CLOSED		COMODITY	
	DATE	TIME	DATE	TIME	DATE	TIME	DATE	TIME	DIMENSION	WEIGHT
1FC										
1A			18.08.09	02:10	18.08.09	05:20	18.08.09	05.55	var	var
1B			17.08.09	23:22	18.08.09	02:05	18.08.09	02:05	var	var
1C	17.08.2009		17.08.09	20:15	17.08.09	23:15	17.08.09	23:20	var	var
2A			20.08.09	03:50	20.08.09	11:00	20.08.09	11:10	var	var
2B			19.08.09	21:15	20.08.09	03:40	20.08.09	03:42	var	var
2C			18.08.09	00:50	18.08.09	04:43	18.08.09	04:52	var	var
2D	17.08.2009		17.08.09	21:16	18.08.09	00:40	18.08.09	00:40	var	var
3A			20.08.09	21:50	21.08.09	03:00	21.08.09	03:10	var	var
3B			20.08.09	03:10	20.08.09	11:50	20.08.09	11:55	var	var
3C			18.08.09	00:55	18.08.09	04:42	18.08.09	04:47	var	var
3D	17.08.2009		17.08.09	20:20	18.08.09	00:50	18.08.09	00:53	var	var
4A									var	var
4B									var	var
4C			20.08.09	04:46	20.08.09	10:30	20.08.09	11:20	var	var
4D	17.08.2009		18.08.09	00:05	20.08.09	02:05	20.08.09	02:05	var	var

Note: In this report "opened/closed" cargo compartments times are given only for initial (before loading in compartment begin) and final (after loading of cargo compartment is completed) hatches covers manipulation. All other manipulation with hatches covers done due to stevedore regular breaks (meal, labour exchanges, stevedores working hours),rains period, exchange of loading port, etc. are not specified.

DECK	CRANES READY		COMMENCED		COMPLETED		LOADED		COMODITY	
	DATE	TIME	DATE	TIME	DATE	TIME	FEU	TEU	Comodity	Weight
1	on time								var	
2	on time								var	
3	on time								var	
4	on time								var	

AS PER SOF

Started: 17.08.09-20:15 hrs LT **at Moin**
Completed: 21.08.09-03:00 hrs LT **at Turbo**

Chief Officer:

KS *m.v. "LADY RACISCE"*

LOADING PARTICULARS - PULP

Voyage no: LARA0934AE | From: PORT MOIN, TURBO, S.MARTA | To: ANTWERPEN

HATCH	PULP ON COMMENCE			PULP ON HALF			PULP ON END			OUTHER TEMPS			Average pulp	Sensor no.
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
1FC														N/A
1A	7,8°	7,9°	8,2°	8,0°	9,7°	9,3°	8,9°	9,8°	10,2°	26,1°	25,7°	25,5°	8,9°	N/A
1B	11,5°	9,1°	10,1°	9,6°	9,8°	10,3°	9,8°	10,5°	10,7°	26,5°	26,3°	26,5°	10,2°	N/A
1C	9,6°	8,7°	8,8°	8,9°	9,4°	9,5°	9,6°	9,3°	9,5°	31,3°	29,4°	29,0°	9,3°	N/A
2A	24,1°	24,3°	24,1°	18,2°	20,7°	20,1°	20,9°	21,8°	22,3°	26,8°	28,4°	28,3°	21,8°	N/A
2B	23,4°	23,8°	24,1°	24,6°	24,8°	25,3°	24,4°	24,1°	24,5°	28,4°	30,8°	26,8°	24,3°	N/A
2C	22,3°	23,1°	23,6°	20,7°	21,4°	20,4°	27,8°	28,0°	27,3°	26,1°	25,6°	25,3°	23,8°	N/A
2D	23,1°	23,9°	24,3°	26,7°	25,8°	26,9°	25,9°	27,2°	26,9°	29,4°	28,3°	28,1°	25,6°	N/A
3A	24,5°	25,1°	25,2°	23,5°	22,2°	22,1°	23,1°	23,9°	24,0°	27,1°	28,4°	28,6°	23,7°	N/A
3B	27,9°	27,7°	27,8°	28,0°	28,1°	27,9°	26,1°	26,4°	26,3°	24,9°	28,7°	29,1°	27,4°	N/A
3C	23,2°	24,1°	21,3°	21,3°	21,4°	21,3°	26,1°	26,5°	26,7°	26,0°	25,7°	24,9°	23,5°	N/A
3D	21,2°	21,4°	21,1°	24,5°	25,1°	24,8°	24,5°	25,3°	28,1°	26,8°	28,1°	26,1°	24,0°	N/A
4A														N/A #
4B														N/A
4C	20,5°	20,9°	21,0°	21,3°	21,6°	22,2°	21,9°	22,5°	23,1°	26,7°	27,0°	25,5°	21,7°	N/A
4D	19,8°	24,1°	19,9°	20,7°	23,1°	22,8°	25,9°	23,2°	24,0°	26,8°	26,7°	26,8°	22,6°	N/A

Started: 17.08.09 - 2015 hrs LT **at Moin**
Completed: 21.08.09 - 0300 hrs LT **at Turbo**

Chief Officer:

Sl. P-II.5. Podatci o ukrcaju [133]

Tablica P-II.8. Rezultati mjerenja radnih parametara za odjeljak 3A pri eksploatacijskim uvjetima rada rashladnog sustava [133]

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Vrijeme mjerenja		**To_exp**	**Tt_exp**	**Tz_DEL_exp**	**Tz_RET_exp**	**Tr_ul_exp**	**Ti_exp**	**Tk_exp**	**yO2_exp**	**yCO2_exp**	**REG_kap_exp**		
											1.	**2.**	**3.**
21.08.09.	04:00	25,3	---	16,6	20,2	3,2	–2,5	35,0	---	---	54	55	---
	08:00	27,2	17,4	14,4	17,9	3,0	–3,3	33,8	17,2	1,9	42	42	---
	12:00	30,3	---	14,4	17,3	3,8	–3,2	33,8	---	---	35	40	---
	16:00	28,8	---	14,4	17,0	3,8	–3,3	34,0	---	---	32	40	---
	20:00	29,2	16,2	14,4	16,6	4,8	–3,8	34,2	14,6	2,9	28	40	---
	24:00	28,3	---	14,4	16,3	3,1	–5,0	32,5	---	---	28	40	---
22.08.09.	04:00	27,3	---	14,4	16,1	4,7	–5,2	31,4	---	---	20	40	---
	08:00	27,3	15,9	14,4	16,0	4,9	–5,8	30,6	11,4	4,0	17	40	---
	12:00	29,5	---	14,4	15,8	5,4	–5,6	30,8	---	---	14	40	---
	16:00	30,1	---	14,4	15,8	5,6	–5,7	32,0	---	---	14	40	---
	20:00	27,9	15,8	14,4	15,6	4,7	–6,8	30,4	9,5	4,2	14	40	---
	24:00	28,6	---	14,4	15,6	5,9	–6,0	32,3	---	---	14	38	---
23.08.09.	04:00	28,4	---	14,4	15,5	5,3	–6,5	32,4	---	---	14	38	---
	08:00	28,9	15,4	14,4	15,3	5,1	–6,7	32,2	6,5	4,5	14	37	---
	12:00	29,8	---	14,4	15,3	5,1	–6,9	32,6	---	---	14	37	---
	16:00	31,1	---	14,4	15,2	5,2	–6,8	32,6	---	---	14	37	---
	20:00	28,8	15,3	14,4	15,2	4,5	–7,6	31,8	5,8	4,7	14	35	---
	24:00	28,7	---	14,4	15,1	4,5	–7,8	32,2	---	---	14	35	---
24.08.09.	04:00	28,3	---	14,4	15,0	4,3	–8,0	32,2	---	---	14	35	---
	08:00	28,4	15,0	14,4	15,0	4,7	–8,2	31,9	4,7	5,0	14	33	---
	12:00	28,3	---	14,4	15,0	4,4	–8,2	31,8	---	---	14	33	---
	16:00	28,5	---	14,4	15,0	5,1	–8,0	31,7	---	---	14	31	---
	20:00	28,0	15,0	14,4	15,0	5,4	–8,2	30,7	4,3	5,1	12	31	---
	24:00	27,6	---	14,4	14,9	5,2	–8,6	30,2	---	---	12	31	---
25.08.09.	04:00	27,7	---	14,4	14,8	5,0	–8,8	30,8	---	---	12	31	---
	08:00	28,1	14,8	14,4	14,8	4,9	–8,6	31,3	3,2	5,0	12	31	---
	12:00	28,7	---	14,4	14,8	5,1	–8,4	31,5	---	---	12	31	---
	16:00	30,0	---	14,4	14,8	5,2	–8,2	31,7	---	---	12	31	---
	20:00	29,2	14,8	14,4	14,8	4,7	–8,7	32,0	2,5	5,1	12	31	---
	24:00	27,9	---	14,4	14,8	4,9	–8,7	31,8	---	---	12	31	---
26.08.09.	04:00	27,6	---	14,4	14,7	4,3	–9,1	31,7	---	---	12	31	---
	08:00	27,4	14,8	14,4	14,7	4,5	–9,3	31,6	2,7	5,2	12	29	---
	12:00	28,2	---	14,4	14,7	5,2	–8,3	31,7	---	---	12	31	---
	16:00	30,4	---	14,4	14,7	5,0	–8,1	31,9	---	---	12	33	---
	20:00	28,3	14,8	14,4	14,7	3,8	–8,8	32,3	2,7	5,1	12	34	---
	24:00	27,4	---	14,4	14,7	5,4	–8,7	31,9	---	---	12	29	---

Tablica P-II.8. – nastavak

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Vrijeme mjerenja		To_exp	Tt_exp	Tz_DEL_exp	Tz_RET_exp	Tr_ul_exp	Ti_exp	Tk_exp	yO2_exp	yCO2_exp	REG_kap_exp		
											1.	2.	3.
27.08.09.	04:00	27,3	---	14,4	14,7	5,1	–9,0	31,3	---	---	12	29	---
	08:00	27,4	14,7	14,4	14,6	4,8	–9,0	31,4	2,6	5,2	12	29	---
	12:00	28,3	---	14,4	14,6	5,1	–8,8	30,1	---	---	12	31	---
	16:00	29,2	---	14,4	14,6	5,0	–9,0	30,6	---	---	12	29	---
	20:00	30,5	14,7	14,4	14,6	5,0	–8,9	29,3	2,7	5,1	12	27	---
	24:00	26,3	---	14,4	14,6	4,9	–9,3	28,8	---	---	12	27	---
28.08.09.	04:00	25,4	---	14,4	14,6	3,7	–10,1	27,8	---	---	12	27	---
	08:00	25,5	14,7	14,4	14,6	4,5	–10,4	27,9	2,8	5,2	12	25	---
	12:00	25,4	---	14,4	14,6	7,2	–2,7	30,5	---	---	---	57	---
	16:00	25,2	---	14,4	14,6	6,7	–3,3	29,5	---	---	---	60	---
	20:00	25,1	14,7	14,4	14,6	6,0	–4,0	27,1	2,7	5,1	---	57	---
	24:00	22,5	---	14,4	14,6	7,5	–1,9	27,2	---	---	---	45	---
29.08.09.	04:00	22,2	---	14,4	14,6	6,8	–2,4	27,1	---	---	---	45	---
	08:00	20,8	14,6	14,4	14,6	6,7	–2,9	24,8	2,8	5,2	---	43	---
	12:00	20,8	---	14,4	14,6	7,4	–2,1	24,6	---	---	---	40	---
	16:00	21,9	---	14,4	14,6	7,4	–2,4	24,8	---	---	---	42	---
	20:00	20,9	14,6	14,4	14,6	6,8	–3,1	22,8	2,7	5,1	---	42	---
	24:00	19,2	---	14,4	14,6	7,1	–2,9	22,7	---	---	---	38	---
30.08.09.	04:00	19,2	---	14,4	14,6	7,0	–3,0	23,5	---	---	---	38	---
	08:00	19,0	14,5	14,4	14,5	6,5	–3,3	22,7	2,9	5,0	---	38	---
	12:00	19,8	---	14,4	14,5	6,8	–3,3	23,1	---	---	---	38	---
	16:00	19,9	---	14,4	14,6	7,1	–3,7	22,4	---	---	---	37	---
	20:00	18,8	14,5	14,4	14,5	6,8	–2,9	22,3	2,9	5,1	---	37	---
	24:00	18,0	---	14,4	14,5	7,1	–3,3	22,2	---	---	---	37	---
31.08.09.	04:00	17,9	---	14,4	14,5	6,8	–3,3	22,2	---	---	---	37	---
	08:00	17,5	14,5	14,4	14,5	7,1	–3,2	22,7	2,7	5,2	---	37	---
	12:00	18,5	---	14,4	14,5	6,7	–3,4	22,8	---	---	---	37	---
	16:00	17,0	---	14,4	14,5	6,4	–3,6	22,6	---	---	---	37	---
	20:00	19,5	14,5	14,4	14,5	6,3	–3,8	22,5	3,1	5,1	---	37	---
	24:00	19,0	---	14,4	14,5	6,5	–3,6	22,7	---	---	---	37	---
01.09.09.	04:00	19,6	---	14,4	14,5	7,1	–3,6	23,9	---	---	---	37	---
	08:00	18,8	---	14,4	14,5	7,2	–3,3	24,3	---	---	---	37	---
	12:00	19,8	---	14,4	14,5	6,1	–3,6	25,4	---	---	---	40	---
	16:00	18,3	---	14,4	14,5	7,3	–2,5	26,3	---	---	---	40	---
	20:00	18,2	---	14,4	14,5	8,4	–1,5	28,6	---	---	---	45	---
	24:00	16,9	---	14,4	14,5	8,0	–1,8	28,4	---	---	---	45	---

Tablica P-II.8. – nastavak

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Vrijeme mjerenja		**To_exp**	**Tt_exp**	**Tz_DEL_exp**	**Tz_RET_exp**	**Tr_ul_exp**	**Ti_exp**	**Tk_exp**	**yO2_exp**	**yCO2_exp**	**REG_kap_exp**		
											1.	**2.**	**3.**
02.09.09.	04:00	16,1	---	14,4	14,6	7,3	–1,9	28,4	---	---	---	45	---
	08:00	15,2	---	14,4	14,5	7,4	–4,2	27,9	---	---	---	33	---
	12:00	19,2	---	---	---	---	–7,5	26,8	---	---	---	25	---
	16:00	19,8	---	---	---	---	–13,2	25,4	---	---	---	14	---
	20:00	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	24:00	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

1 - vrijeme mjerenja,

2 - vanjska, okolišna temperatura zraka (To_exp),

3 - srednja temperatura tereta (Tt_exp),

4 - temperatura zraka (Tz_DEL_exp) – temperatura dovodne zračne struje na izlazu iz hladnjaka zraka,

5 - temperatura zraka (Tz_RET_exp) – temperatura povratne zračne struje na ulazu u hladnjak zraka,

6 - temperatura rasola na ulazu u isparivač (Tr_ul_exp) – srednja vrijednost za sve isparivače rashladnika rasola u istodobnom radu,

7 - temperatura isparivanja (Ti_exp) – srednja vrijednost za sve isparivače rashladnika rasola u istodobnom radu,

8 - temperatura kondenzacije (Tk_exp) – srednja vrijednost za sve kondenzatore rashladnika rasola u istodobnom radu,

9 - volumenski udio, to jest koncentracija kisika u skladišnoj atmosferi (yO2_exp),

10 - volumenski udio, to jest koncentracija ugljičnog dioksida u skladišnoj atmosferi (yCO2_exp),

11 - regulirano opterećenje, to jest kapacitet kompresora 1 (REG_kap_exp, %),

12 - regulirano opterećenje, to jest kapacitet kompresora 2 (REG_kap_exp, %),

13 - regulirano opterećenje, to jest kapacitet kompresora 3 (REG_kap_exp, %).

◆ Sve su temperature u °C.