

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Matej Glavica

Zagreb, 2015 godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.

Student:

Matej Glavica

Zagreb, 2015 godina.

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

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Vladimiru Soldi koji je prihvatio stručno mentorstvo i vodio me kroz izradu diplomskog rada.

Matej Glavica



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: MATEJ GLAVICA

Mat. br.: 0035168323

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Rashladne vitrine za hlađenje pića i povrća**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Display cases for cooling of beverage and vegetables**

Opis zadatka:

U radu je potrebno projektirati rashladne vitrine za hlađenje pića i povrća.

U vitrini za pića održava se projektna temperatura hlađenja od +4 do +8 °C. Kapacitet vitrine je šezdeset bočica ili limenki od 0,5 litara.

Projektna temperatura hlađenja vitrine za povrće iznosi od +2 do +6 °C. Širina standardne vitrine iznosi 3,75 m.

Svaka vitrina ima svoj rashladni uređaj. Kondenzator je hlađen zrakom. Radnu tvar je potrebno odabrati.

Rad treba sadržavati:

1. Toplinski proračun rashladnih vitrina.
2. Toplinski proračun komponenti rashladnog uređaja.
3. Shemu spajanja i automatske regulacije rashladnog sustava.
4. Dispozicijski crtež rashladne vitrine za piće.

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

Zadatak zadan:

7. svibnja 2015.

Rok predaje rada:

9. srpnja 2015.

Predviđeni datumi obrane:

15., 16. i 17. srpnja 2015.

Zadatak zadao:


Dr.sc. Vladimir Soldo, izv.prof.

Predsjednica Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK	VIII
SUMMARY	IX
1. UVOD	1
2. Konstrukcijski zahtjevi vitrina	3
2.1. Konstrukcijski zahtjevi rashladne vitrine za piće	3
2.2. Konstrukcijski zahtjevi rashladne vitrine za voće i povrće	3
3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN RASHLADNE VITRINE ZA PIĆE	4
3.1. Transmisijski dobitci	4
3.1.1. Transmisijski dobitci bočnih stranica vitrine	4
3.1.2. Transmisijski dobitci zadnje stranice	4
3.1.3. Transmisijski dobitci stropa	5
3.1.4. Transmisijski dobitci prednjeg zatvorenog dijela vitrine	5
3.1.5. Transmisijski dobitci poda	5
3.1.6. Ukupni transmisijski dobitci	6
3.2. Toplina razvijena radom elektromotora	6
3.3. Toplina predana piću u rashladnoj vitrini	6
3.4. Toplinski dobitak hlađenja vanjskog zraka koji ulazi kroz zračnu zavjesu	6
3.4.1. Toplinsko stanje zraka 1	7
3.4.2. Toplinsko stanje zraka 2	8
3.4.3. Toplinsko stanje zraka 3	8
3.4.4. Toplinsko stanje zraka 4	8
3.4.5. Toplinsko stanje zraka 5	8
3.4.6. Ukupna snaga hlađenja vitrine za piće	9
4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN RASHLADNE VITRINE ZA PIĆE	10
4.1. Transmisijski dobitci	10
4.1.1. Transmisijski dobitci bočnih stranica vitrine	10
4.1.2. Transmisijski dobitci zadnje stranice	10
4.1.3. Transmisijski dobitci stropa	10
4.1.4. Transmisijski dobitci prednjeg zatvorenog dijela vitrine	11
4.1.5. Transmisijski dobitci poda	11
4.1.6. Ukupni transmisijski dobitci	12
4.2. Toplina razvijena radom elektromotora	12
4.3. Toplina disanja robe	12
4.4. Toplinski dobitak hlađenja vanjskog zraka koji ulazi u vitrinu	12
4.4.1. Toplinsko stanje zraka 1	13

4.4.2.	Toplinsko stanje zraka 2.....	14
4.4.3.	Toplinsko stanje zraka 3.....	14
4.4.4.	Toplinsko stanje zraka 4.....	14
5.	Proračun komponenata rashladnih vitrina	16
5.1.	Proračun isparivača rashladne vitrine za piće	16
5.2.	Proračun isparivača rashladne vitrine za voće i povrće	24
5.3.	Proračun kondenzatora rashladne vitrine za piće	32
5.4.	Proračun kondenzatora rashladne vitrine za voće i povrće	39
6.	Odabir komponenata rashladnih sustava otvorenih vitrina	46
6.1.	Odabir komponenata rashladne vitrine za piće	46
6.1.1.	Odabir kompresora.....	46
6.1.2.	Odabir isparivača	46
6.1.3.	Odabir termostata.....	46
6.1.4.	Odabir kapilare	46
6.1.5.	Odabir ventilatora isparivača.....	46
6.2.	Odabir komponenata rashladne vitrine za voće i povrće	48
6.2.1.	Odabir kompresora.....	48
6.2.2.	Odabir isparivača	48
6.2.3.	Odabir termostata.....	48
6.2.4.	Odabir termoekspanzijskog ventila.....	48
7.	ZAKLJUČAK.....	50
	LITERATURA.....	51
	PRILOZI	52

POPIS SLIKA

Slika 1.	Otvorena rashladna vitrina za piće	1
Slika 2.	Otvorena rashladna vitrina za voće i povrće.....	2
Slika 3.	Skica presjeka toplinskih stanja zraka vitrine	7
Slika 4.	Skica presjeka toplinskih stanja zraka vitrine za voće i povrće.....	13
Slika 5.	Skica presjeka isparivača	16
Slika 6.	Skica dimenzija isparivača vitrine za piće.....	23
Slika 7.	Skica dimenzija isparivača vitrine za voće i povrće	31
Slika 8.	Skica dimenzija kondenzatora vitrine za piće.....	38
Slika 9.	Skica dimenzija kondenzatora vitrine za voće i povrće	45

POPIS TABLICA

Tablica 1. Ispitivanje ventilatora	47
Tablica 2. Komponente rashladne vitrine za piće	47
Tablica 3. Komponente rashladne vitrine za voće i povrće	49

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

1. Crtež 001 Dispozicijski crtež rashladne vitrine za piće
2. Crtež 002 Shema spajanja rashladne vitrine za piće
3. Crtež 003 Shema spajanja rashladne vitrine za povrće

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_i	[m ²]	površina izmjene topline
A_e	[m ²]	površina izmjenjivača topline
A_f	[m ²]	površina lamela
A_{mt}	[m ² /m]	vanjska površina cijevi
B	[m]	širina izmjenjivača topline
C	[-]	koeficijent
C_k	[-]	koeficijent otpora kontakta cijevi i lamela
c_a	[kJ/kg]	specifični toplinski kapacitet zraka
c_p	[kJ/kg]	specifični toplinski kapacitet
d	[mm]	promjer cjevovoda
d_e	[mm]	vanjski promjer cijevi
d_i	[mm]	unutarnji promjer cijevi
d_{eqv}	[mm]	ekvivalentni promjer cijevi
d_m	[mm]	srednji promjer cijevi
E	[-]	efikasnost lamela
f_t	[mm]	debljina lamela
G	[kg/(m ² s)]	gustoća masenog toka
H	[m]	visina izmjenjivača topline
$h_{(1+x)}$	[kJ/kg]	entalpija vlažnog zraka
i_{in}	[-]	broj ulaznih cijevi
i_r	[-]	broj redova cijevi
i_t	[-]	broj cijevi u jednom redu
k	[W/(m ² K)]	ukupni koeficijent prolaza topline
k_i	[W/(m ² K)]	ukupni koeficijent prolaza topline isparivača
L	[m]	dubina izmjenjivača topline
L_{ov}	[m]	ukupna duljina cijevi
L_l	[m]	duljina cijevi u jednom redu
\dot{m}_a	[kg/s]	maseni protok zraka
\dot{m}_R	[kg/s]	maseni protok radne tvari
m_f	[-]	koeficijent
Nu	[-]	Nusseltova značajka
P_{EM}	[W]	električna snaga ventilatora
Δp	[Pa]	pad tlaka zraka
Pr	[-]	Prandtlova značajka
Re	[-]	Reynolsova značajka

R_i	[m ² K/W]	faktor onečišćenja na strani radne tvari
R_0	[m ² K/W]	faktor onečišćenja
R_t	[m ² K/W]	toplinski otpor cijevi
q_{mi}	[kg/s]	maseni protok zraka
s_1	[mm]	razmak između cijevi u vertikalnom smjeru
s_2	[mm]	razmak između cijevi u horizontalnom smjeru
s_f	[mm]	razmak između lamela
t	[s]	vrijeme
v_{l+x}	[m ³ /kg]	specifični volumen vlažnog zraka
w	[m/s]	brzina zraka u najmanjem presjeku
w_f	[m/s]	brzina struje zraka na ulazu u izmjenjivač
x	[kg/kg]	sadržaj vlage u vlažnom zraku

Grčke oznake

α_i	[W/(m ² K)]	unutarnji koeficijent prijelaza topline
α_0	[W/(m ² K)]	vanjski koeficijent prijelaza topline
α_R	[W/(m ² K)]	koeficijent prijelaza topline
α_{ai}	[W/(m ² K)]	koeficijent prijelaza topline vezan na unutarnji promjer cijevi
δ_i	[m]	debljina izolacije
β	[-]	odnos između vanjske i unutarnje površine izmjene topline
δ_t	[m]	debljina cijevi
φ	[mol/mol]	relativna vlažnost vlažnog zraka
λ_a	[W/(m K)]	toplinska provodnost zraka
λ_f	[W/(m K)]	toplinska provodnost aluminijske folije
λ_t	[W/(m K)]	toplinska provodnost bakra
ρ_a	[kg/m ³]	gustoća zraka
ϕ_D	[W]	toplina disanja robe
ϕ_{HLZR}	[W]	toplinski tok predan svježem zraku
ϕ_{EM}	[W]	toplinsko opterećenje elektromotora
ϕ_R	[W]	toplinski tok odveden od robe
ϕ_{UK}	[W]	ukupno toplinsko opterećenje
ϑ_l	[°C]	temperatura zraka
ϑ_{a1}	[°C]	temperatura zraka na ulazu u isparivač
ϑ_{a2}	[°C]	temperatura zraka na izlazu iz isparivača
ϑ_{am}	[°C]	srednja vrijednost temperature zraka
ϑ_e	[°C]	temperatura isparavanja
ϑ_c	[°C]	temperatura kondenzacije
ϑ_s	[°C]	temperatura na vanjskoj strani isparivača
$\Delta\vartheta_m$	[°C]	logaritamska razlika temperature
ϑ_w	[°C]	temperatura vode
ν_a	[m ² /s]	kinematska viskoznost

SAŽETAK

U diplomskom radu napravljen je termodinamički proračun dviju otvorenih rashladnih vitrina, prve za hlađenje pića u bočicama ili limenkama na benzinskim postajama, a druge vitrine za voće i povrće u trgovinama. Napravljen je i proračun izmjenjivača topline za oba rashladna sustava. Prema dobivenim proračunima i zadanim geometrijama izmjenjivača napravljen je odabir komponenata pojedinih rashladnih vitrina. Prikazane su sheme spajanja elemenata rashladnih jedinica za obje vitrine. Za vitrinu za piće napravljen je dispozicijski crtež.

Ključne riječi:

Otvorene rashladne vitrine, isparivač za hlađenje zraka, zrakom hlađeni kondenzator, rashladni sustav s direktnom ekspanzijom

SUMMARY

In this graduate work has been made thermodynamic calculation of two open refrigerated open front cooler, the first is for cooling drinks in bottles or cans at gas stations, and the other is for fruit and vegetables in stores. The calculation was made for both heat exchangers of cooling system. According to calculation and given geometries of exchangers the selection of components was made for each cooler. Connection schemes are shown for both display cabinets. For open front cooler for drinks is a disposition drawing made.

Key words:

Open front coolers, air cooling evaporator, air-cooled condenser, cooling system with direct expansion

1. UVOD

Otvorene rashladne vitrine danas su u velikoj uporabi u svim vrstama samoposlužne prodaje, one se prvenstveno koriste radi marketinškog osjećaja kupca da je proizvod na dohvat ruke. Podpultne otvorene rashladne vitrine na benzinskim postajama postavljene su kako bi piće koje se nalazi u njima bilo dostupno kupcu na postaji iako nije prošao kroz cijeli dućan. Potrošnja energije otvorenih rashladnih vitrina znatno je veća od potrošnje energije zatvorenih vitrina, benzinske postaju tu razliku itekako nadoknađuju naplatom marketinške pozicije proizvoda. Toplinski tok transmisijskih dobitaka višestruko je manji od toplinskih tokova koji pokrivaju zagrijavanje svježeg vanjskog zraka i hlađenja proizvoda.



Slika 1. Otvorena rashladna vitrina za piće

Rashladne vitrine za voće i povrće služe prvenstveno kako bi osjetljiviji proizvodi sačuvali svoju kvalitetu čim dulje. Postavljaju se najčešće u trgovinama gdje se samo dio voća ili povrća najčešće drži u njima.



Slika 2. Otvorena rashladna vitrina za voće i povrće

2. Konstrukcijski zahtjevi vitrina

2.1. Konstrukcijski zahtjevi rashladne vitrine za piće

Rashladna vitrina za piće postavljena je kao dio prodajnog pulta te mora biti montažna sa samostojećom konstrukcijom koja se ugura u pult vitrine koji je obično duljina između 3 i 10 m. Sklop rashladnog sistema mora biti konstruiran kao ubodni rashlad koji se može izvaditi iz pulta bez ikakvih potreba za demontažom pulta, zbog zabrane zavarivanja i vrućih radova na benzinskim postajama. U slučaju kvara rashlad se zamjenjuje zamjenskim i popravak se može izvoditi u radioni. Radni režim rashladne vitrine $+4^{\circ}\text{C}$ do $+8^{\circ}\text{C}$, mora sadržavati barem 60 bočica ili limenki od 0,5 L, što ograničava visinu isparivača na 105 mm. Isparavanje kondenzata koji nastaje na isparivaču vitrine mora biti samostalno jer u većini slučajeva nema dovedenog odvoda iz vitrine. Prostor unutar benzinske postaje je klimatiziran te temperatura ne bi smjela prelaziti 25°C te uz relativnu vlažnost od 50%. Za slučaj velike potrošnje pića u udarnim vremenima, rashladna vitrina bi se trebala nadopunjavati pićem koje je prethodno bilo u komori za hlađenje, dok u normalnim uvjetima potrošnje trebala bi imati kapacitet kao i ostali zatvoreni komercijalni hladnjaci.

2.2. Konstrukcijski zahtjevi rashladne vitrine za voće i povrće

Otvorena rashladna vitrina duljine 3,75 m postavlja se kao samostojeća unutar trgovina. Moguće ju je postaviti s kondenzacijskom jedinicom unutar nje ili dislociranom u vanjskom prostoru. Visina isparivača ne smije biti prevelika zbog kapaciteta vitrine. Kapacitet vitrine i veličina polica određeni su standardnim dimenzijama kašeta za voće i povrće koji iznose $600 \times 400 \times 106$ mm te po jednom redu polica stane 6 kašeta, ako u vitrini imamo 4 police to nam daje kapacitet od 24 kašete po 10 kg mase voća ili povrća, te se dobiva kapacitet od 240 kg. Snaga rashladne vitrine iznosi 800 W/m, pri čemu se dobiva ukupna snaga rashladne vitrine od 3000 W.

3. TERMODINAMIČKI PRORAČUN RASHLADNE VITRINE ZA PIĆE

3.1. Transmisijski dobitci

Transmisijski dobitci računati su za svaku stjenku rashladne vitrine posebno. Temperature susjednih prostora su iste za sve stjenke osim za stražnju stranu vitrine gdje ćemo uzeti veću temperaturu zbog smještaja kondenzacijske jedinice. Debljina izolacije je 20 mm, te je svugdje uzeta kao takva zbog konstrukcijskih zahtjeva vitrine.

$$\phi_{tr} = k * A * \Delta\vartheta [W]$$

$\phi_{tr} [W]$	- toplinski tok
$k [W/(m^2 K)]$	- ukupni koeficijent prolaza topline
$A [m^2]$	- površina pojedine stijenke
$\delta [m]$	- debljina stijenke pojedinog sloja izolacije
$\lambda [W/mK]$	- koeficijent toplinske provodnosti
$\alpha_i [W/(m^2 K)]$	- unutarnji koeficijent prijelaza topline
$\alpha_0 [W/(m^2 K)]$	- vanjski koeficijent prijelaza topline

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} [W/(m^2 K)]$$

3.1.1. Transmisijski dobitci bočnih stranica vitrine

$\delta_1 = 0,02 m$	- debljina izolacije bočne stranice
$\vartheta_{ok} = 25^\circ C$	- temperatura okoliša
$\vartheta_1 = 0^\circ C$	- temperatura unutar vitrine
$\alpha_i = 20 W/m^2 K$	- unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine
$\alpha_0 = 11 W/m^2 K$	- vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet vjetra

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 1,56 [W/(m^2 K)]$$

$$A_1 = 0,141 * 0,464 = 0,339 m^2$$

$$\Delta\vartheta = \vartheta_{ok} - \vartheta_1 = 25^\circ C$$

Transmisijске dobitke udvostručujemo jer imamo dvije identične strane vitrine

$$\phi_{tr1} = k_1 * A_1 * \Delta\vartheta_1 * 2 = 26,45 W$$

3.1.2. Transmisijski dobitci zadnje stranice

$\delta_1 = 0,02 m$	- debljina izolacije zadnje stranice
$\vartheta_1 = 0^\circ C$	- unutarnja temperatura zraka poslije isparivača
$\vartheta_{ok} = 33^\circ C$	- temperatura sa stražnje strane vitrine koja je veća zbog smještaja kondenzacijske jedinice iza zadnje stranice

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 33 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za jaki intenzitet vjetra zbog strujanja od strane kondenzatora

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 1,714 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_2 = 0,854 * 0,5 = 0,427 \text{ m}^2$$

$$\Delta\vartheta_2 = \vartheta_{ok} - \vartheta_1 = 33^\circ\text{C}$$

$$\phi_{tr2} = k_2 * A_2 * \Delta\vartheta_2 = 24,16 \text{ W}$$

3.1.3. Transmisijski dobitci stropa

$\delta_1 = 0,02 \text{ m}$ - debljina izolacije stropa

$\vartheta_{ok} = 25^\circ\text{C}$ - temperatura vanjske strane

$\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - temperatura unutar vitrine

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet vjetra

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 1,56 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_3 = 0,243 * 0,5 = 0,121 \text{ m}^2$$

$$\Delta\vartheta_3 = \vartheta_{ok} - \vartheta_1 = 25^\circ\text{C}$$

$$\phi_{tr3} = k_3 * A_3 * \Delta\vartheta_3 = 4,7 \text{ W}$$

3.1.4. Transmisijski dobitci prednjeg zatvorenog dijela vitrine

$\delta_1 = 0,02 \text{ m}$ - debljina izolacije prednje strane

$\vartheta_{ok} = 25^\circ\text{C}$ - temperatura vanjske strane

$\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - temperatura unutar vitrine

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet vjetra

$$k_4 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 1,56 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_4 = 0,101 * 0,5 = 0,0505 \text{ m}^2$$

$$\phi_{tr4} = k_4 * A_4 * \Delta\vartheta_4 = 1,97 \text{ W}$$

3.1.5. Transmisijski dobitci poda

Pod rashladne vitrine za piće nalazi se pod nagibom od 1, pa uzimamo srednju debljinu poda za izračun toplinskih dobitaka.

$\delta_5 = 0,045 \text{ m}$ - debljina izolacije prednje strane

$\vartheta_{ok} = 25^\circ\text{C}$ - temperatura vanjske strane

$\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - temperatura unutar vitrine

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet vjetra

$$k_5 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 0,79 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_4 = 0,465 * 0,5 = 0,2325 \text{ m}^2$$

$$\phi_{tr5} = k_5 * A_5 * \Delta\vartheta_5 = 3,67 \text{ W}$$

3.1.6. Ukupni transmisijski dobitci

Ukupni transmisijski dobitci rashladne vitrine jednaki su sumi transmisijskih dobitaka svih strana vitrine.

$$\phi_{uk} = \sum \phi_i = 60,98 \text{ W}$$

3.2. Toplina razvijena radom elektromotora

Toplinu razvijenu radom elektromotora dobivamo od rada turbinskog ventilatora koji upuhuje zrak preko isparivača snage 28 W.

$$\phi_{EM} = 28 \text{ W}$$

3.3. Toplina predana piću u rashladnoj vitrini

Toplina predana piću dobivena je ispitivanjem rashladnog učina na vodi koju smo hladili u 53 bočice od 0,5 L, u prostorima tvrtke Gincops, temperaturu smo održavali konstantnom pomoću grijalice. Temperatura u prostoru za vrijeme ispitivanja bila je 23°C uz relativnu vlažnost od 50%. Voda se iz jedne kante ulijeva u sve bočice kako bi u svim bočicama bila ista temperatura vode na početku ispitivanja. Temperatura ohlađene vode dobivena je izlivanjem sve vode u što kraćem vremenskom periodu u jednu kantu vode kako bi se izmjerila temperatura na kraju ispitivanja.

$\vartheta_{1w} = 21,5^\circ\text{C}$ - početna temperatura vode prije ispitivanja

$c_p = 4,187 \text{ J/kgK}$ - toplinski kapacitet vode

$\vartheta_{2w} = 9,5^\circ\text{C}$ - temperatura vode na kraju ispitivanja

$t = 125 \text{ min} = 7500 \text{ s}$ - vrijeme trajanja ispitivanja

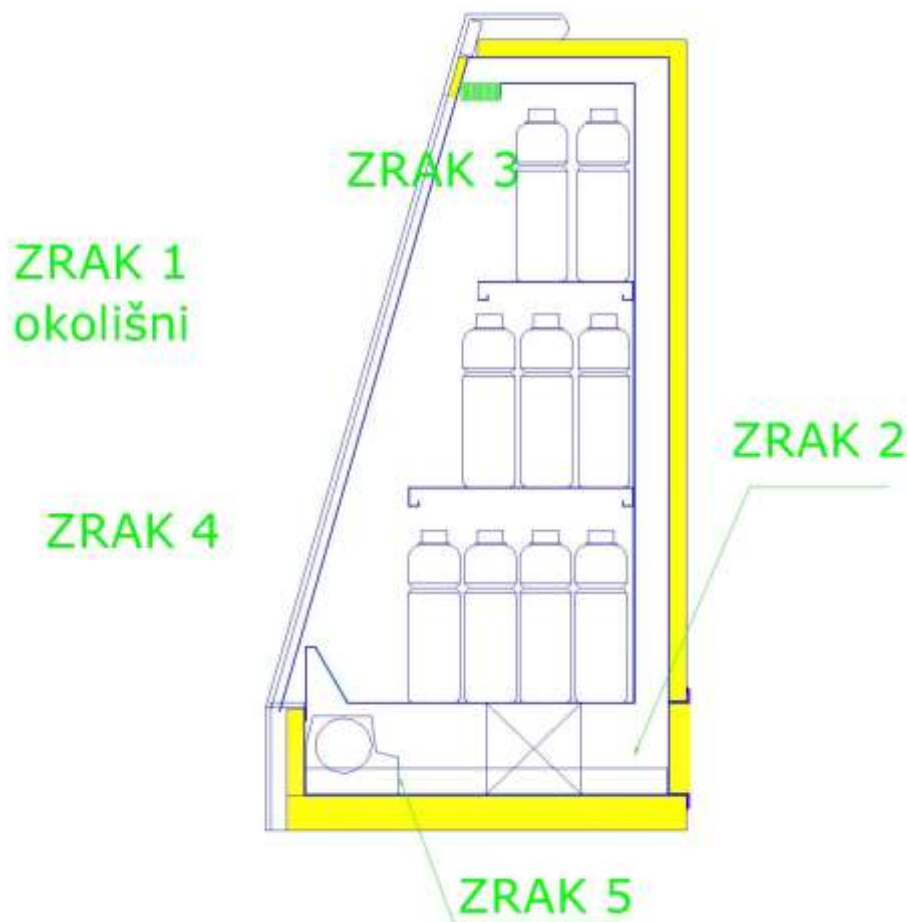
$$\phi_r = \frac{c_p * (\vartheta_{1w} - \vartheta_{2w})}{t} = 177,5 \text{ W} - \text{dobiveni rashladni učin za vrijeme ispitivanja}$$

3.4. Toplinski dobitak hlađenja vanjskog zraka koji ulazi kroz zračnu zavjesu

Da bi se izračunao toplinski dobitak, odnosno rashladni učin koji se troši potrebno je u ovom slučaju pretpostaviti udio svježeg zraka stanja okoliša koji ulazi u rashladnu vitrinu u ciklusu hlađenja. Udio vanjskog zraka pretpostavljen je da iznosi 15 % masenog protoka ukupnog zraka kroz vitrinu. Pretpostavka je da vanjski zrak nikada neće prijeći temperaturu od $\vartheta_{ok}=25^{\circ}\text{C}$ i relativnu vlažnost $\varphi=50\%$, pošto se vitrina nalazi u klimatiziranom prostoru.

Također je potrebno i pretpostaviti stanje zraka nakon isparivača koje je pretpostavljeno kao zrak temperature 0°C i relativne vlažnosti 100%. Stanja zraka definirana su preko miješanja zraka i dodavanja pojedinih toplinskih dobitaka, kako bi se dobila ukupna snaga isparivača. Pozicije pojedinih stanja zraka prikazana su u sljedećoj slici. Volumni protok zraka kroz isparivač dobiven je iz karakteristika ventilatora.

$$q_{v1} = 150 \text{ m}^3/\text{h} = 0,41667 \text{ m}^3/\text{s}$$



Slika 3. Skica presjeka toplinskih stanja zraka vitrine

3.4.1. Toplinsko stanje zraka 1.

$\vartheta_1 = \vartheta_{OK} = 25^{\circ}\text{C}$ -temperatura okolišnog zraka

$\varphi_1 = 0,5$ - relativna vlažnost prostora u kojem se nalazi vitrina

Termodinamička svojstva okolišnog zraka izvedena od pretpostavki stanja zraka.

$$x_1 = 0,622 \frac{\varphi_1 p_s(\vartheta_1)}{p - \varphi_1 p_s(\vartheta_1)} = 0,0102 \text{ kg/kg}$$

$$h_{(1+x)_1} = c_{pz} \vartheta_1 + x_1 (r_0 + c_{pd} \vartheta_1) = 51,088 \text{ kJ/kg}$$

$$(v_{1+x})_1 = 461,5 \frac{T_1}{p} (0,622 + x_1) = 0,858 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_1 = \frac{1}{v_{(1+x)_1}} = 1,165 \text{ kg/m}^3$$

$$q_{m1} = \rho_1 * q_{v1} = 0,0485 \text{ kg/s}$$

3.4.2. Toplinsko stanje zraka 2.

Pretpostavka je da zrak nakon isparivača ima temperaturu 0°C i relativnu vlažnost 100 %

$$\vartheta_2 = 0^\circ\text{C}$$

$$\varphi_2 = 1$$

$$x_2 = 0,622 \frac{\varphi_2 p_s(\vartheta_2)}{p - \varphi_2 p_s(\vartheta_2)} = 0,0038 \text{ kg/kg}$$

$$h_{(1+x)_2} = c_{pz} \vartheta_2 + x_2 (r_0 + c_{pd} \vartheta_2) = 9,431 \text{ kJ/kg}$$

$$(v_{1+x})_2 = 461,5 \frac{T_2}{p} (0,622 + x_2) = 0,779 \text{ m}^3/\text{kg}$$

3.4.3. Toplinsko stanje zraka 3.

Kako bi se definiralo toplinsko stanje zraka 3 potrebno je na toplinsko stanje zraka 2 dodati toplinske odbitke od transmisije pojedinih stranica vitrine i toplinu koju hladni zrak predaje bocama pića koje rashlađuje.

$$\Phi_3 = \Phi_{uk} + \Phi_r = 238,48 \text{ W}$$

Pri tome dobiva se entalpija zraka 3.

$$h(1+x)_3 = \frac{\Phi_3}{q_{m1}} + h(1+x)_2 = 13,89 \text{ kJ/kg}$$

$$x_3 = x_2 = 0,0038 \text{ kg/kg}$$

$$\vartheta_3 = \frac{h(1+x)_3 - r_0 * x_3}{c_{pz} + x_3 * c_{pd}} = 4,4^\circ\text{C}$$

3.4.4. Toplinsko stanje zraka 4.

Toplinsko stanje zraka određeno je pretpostavkom da se struja zraka 3 miješa sa strujom vanjskog zraka stanja 1, pri čemu je maseni udio struje zraka 1 = 15%. Pri tome dobiva se sljedeće stanje zraka.

$$h(1+x)_4 = \frac{q_{m2} * 0,85 * (h(1+x)_3) + q_{m2} * 0,15 * (h(1+x)_1)}{q_{m2}} = 19,47 \text{ kJ/kg}$$

$$x_4 = \frac{0,85 * q_{m2} * x_2 + 0,15 * q_{m2} * x_1}{q_{m2}} = 0,00473 \text{ kg/kg}$$

$$\vartheta_4 = \frac{h(1+x)_4 - r_0 * x_4}{c_{pz} + x_4 * c_{pd}} = 7,52^\circ\text{C}$$

3.4.5. Toplinsko stanje zraka 5.

Za dobivanje posljednjeg stanja zraka potrebno je još na struju zraka 4 dodati toplinski tok elektromotora i time dobivamo sljedeće rezultate

$$h(1+x)_5 = \frac{\Phi_{EM}}{q_{m2}} + h(1+x)_4 = 19,86 \text{ kJ/kg}$$

$$\vartheta_5 = \frac{h(1+x)_5 - r_0 * x_5}{c_{pz} + x_5 * c_{pd}} = 7,91^\circ\text{C}$$

3.4.6. Ukupna snaga hlađenja vitrine za piće

$$\Phi_{hl} = q_{muk} * (h_{(1+x)5} - (h_{(1+x)1})) = 565,14 \text{ W}$$

4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN RASHLADNE VITRINE ZA PIĆE

4.1. Transmisijski dobitci

Transmisijski dobitci računati su za svaku stjenku zasebno. Odabrana debljina izolacije iznosi 40 mm.

4.1.1. Transmisijski dobitci bočnih stranica vitrine

$\delta_1 = 0,04 \text{ m}$ - debljina izolacije bočne stranice
 $\vartheta_{ok} = 24^\circ\text{C}$ - temperatura vanjske strane
 $\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - temperatura unutar vitrine
 $\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet vjetra

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 0,88 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_1 = 1,802 * 0,7 = 1,2614 \text{ m}^2$$

$$\Delta\vartheta = \vartheta_{ok} - \vartheta_1 = 24^\circ\text{C}$$

Transmisijske dobitke udvostručujemo jer imamo dvije identične strane vitrine

$$\phi_{tr1} = k_1 * A_1 * \Delta\vartheta_1 * 2 = 53,07 \text{ W}$$

4.1.2. Transmisijski dobitci zadnje stranice

$\delta_1 = 0,04 \text{ m}$ - debljina izolacije zadnje stranice

$\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - unutarnja temperatura zraka poslije isparivača
 $\vartheta_{ok} = 24^\circ\text{C}$ - temperatura sa stražnje strane vitrine koja je veća zbog smještaja kondenzacijske jedinice iza zadnje stranice

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet strujanja

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 0,88 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_2 = 1,802 * 3,667 = 6,61 \text{ m}^2$$

$$\Delta\vartheta_2 = \vartheta_{ok} - \vartheta_1 = 24^\circ\text{C}$$

$$\phi_{tr2} = k_2 * A_2 * \Delta\vartheta_2 = 139 \text{ W}$$

4.1.3. Transmisijski dobitci stropa

$\delta_1 = 0,04 \text{ m}$ - debljina izolacije stropa

$\vartheta_{ok} = 24^\circ\text{C}$ - temperatura vanjske strane

$\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - temperatura unutar vitrine

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet vjetra

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 0,88 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_3 = 0,7 * 3,667 = 2,57 \text{ m}^2$$

$$\Delta\vartheta_3 = \vartheta_{ok} - \vartheta_1 = 24^\circ\text{C}$$

$$\phi_{tr3} = k_3 * A_3 * \Delta\vartheta_3 = 54 \text{ W}$$

4.1.4. Transmisijski dobitci prednjeg zatvorenog dijela vitrine

$\delta_1 = 0,04 \text{ m}$ - debljina izolacije prednje strane

$\vartheta_{ok} = 24^\circ\text{C}$ - temperatura vanjske strane

$\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - temperatura unutar vitrine

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za slabi intenzitet vjetra

$$k_4 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 0,88 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_4 = 3,667 * (0,1624 + 0,08) = 0,889 \text{ m}^2$$

$$\phi_{tr4} = k_4 * A_4 * \Delta\vartheta_4 = 18,7 \text{ W}$$

4.1.5. Transmisijski dobitci poda

$\delta_5 = 0,04 \text{ m}$ - debljina izolacije prednje strane

$\vartheta_{ok} = 24^\circ\text{C}$ - temperatura vanjske strane

$\vartheta_1 = 0^\circ\text{C}$ - temperatura unutar vitrine

$\alpha_i = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ - unutarnji koeficijent prijelaza topline, za dinamičko hlađenje unutar vitrine

$\alpha_0 = 30 \text{ W/m}^2\text{K}$ - vanjski koeficijent prijelaza topline, za jaki intenzitet strujanja

$$k_5 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} = 0,923 \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$$

$$A_4 = 3,667 * 0,66 = 2,42 \text{ m}^2$$

$$\phi_{tr5} = k_5 * A_5 * \Delta\vartheta_5 = 73,72 \text{ W}$$

4.1.6. Ukupni transmisijski dobitci

Ukupni transmisijski dobitci rashladne vitrine jednaki su sumi transmisijskih dobitaka svih strana vitrine.

$$\phi_{uk} = \sum \phi_i = 338,48 \text{ W}$$

4.2. Toplina razvijena radom elektromotora

Toplinu razvijenu radom elektromotora dobivamo od rada ventilatora unutar vitrine. U vitrini se nalazi 8 ventilatora svaki snage 33 W.

$$\phi_{EM} = 264 \text{ W}$$

4.3. Toplina disanja robe

Toplina disanja robe uzeta je za pretpostavku da je roba koja dolazi u vitrinu za voće i povrće prethodno bila skladištena u hladnom skladištu, pri tome uzimamo gornju granicu topline disanja za jagode koje imaju najveću toplinu disanja pri +10°C od 281 W/tona.

Ukupni kapacitet vitrine za voće i povrće određen je geometrijom polica i brojem polica unutar vitrine, moguće je slagati po 4 police, dubine 400 mm i ukupne duljine 3600 mm, pri čemu je za dobiveni kapacitet moguće smjestiti u vitrinu 24 kašete za voće ili povrće dimenzija 600x400x106 mm, nosivosti 10 kg. Pri tome dobiva se ukupna masa od 240 kg voća ili povrća unutar vitrine.

$$\phi_D = 281 * 0,24 = 67,44 \text{ W}$$

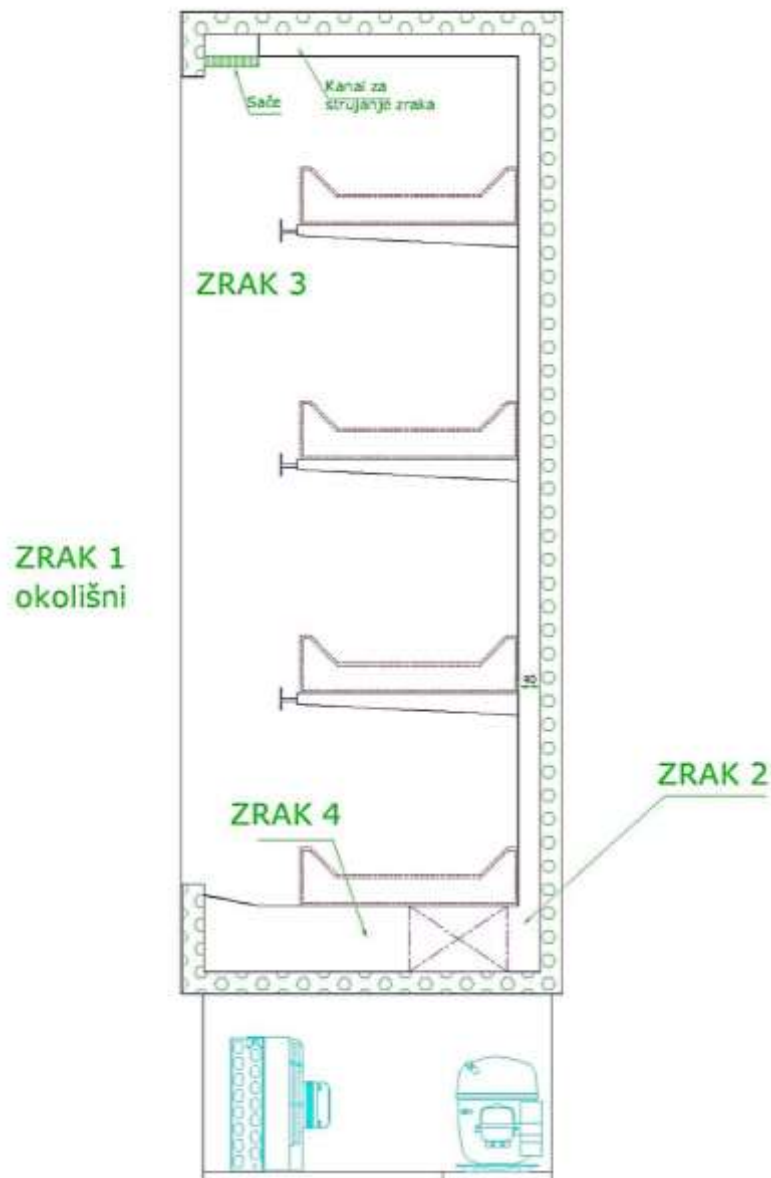
4.4. Toplinski dobitak hlađenja vanjskog zraka koji ulazi u vitrinu

Za izračunavanje toplinskog gubitka koji otpada na hlađenje vanjskog zraka koji ulazi u vitrinu, na ukupni rashladni učin oduzimamo toplinske tokove disanja robe, transmisijske dobitke, te pretpostavljeni rashladni učin koji se predaje robi koja se hladi.

$$\phi_R = 1800 \text{ W}$$

$$\phi_{HLZR} = 3000 - 1800 - 67,44 - 264 = 530,08 \text{ W}$$

Pretpostavka je da vanjski zrak nikada neće prijeći temperaturu od $\vartheta_{ok}=24^{\circ}\text{C}$ i relativnu vlažnost $\varphi=50\%$, budući da se vitrina nalazi u klimatiziranom prostoru.



Slika 4. Skica presjeka toplinskih stanja zraka vitrine za voće i povrće

4.4.1. Toplinsko stanje zraka 1

Toplinsko stanje zraka unutar prostora samoposluživanja.

Maseni protok zraka određen je volumnim protokom za ventilatore koji iznosi za svih 8 ventilatora $2020 \text{ m}^3/\text{h}$.

$\vartheta_1 = \vartheta_{OK} = 24^{\circ}\text{C}$ -temperatura okolišnog zraka

$\varphi_1 = 0,5$ - relativna vlažnost prostora u kojem se nalazi vitrina
Termodinamička svojstva okolišnog zraka izvedena od pretpostavki stanja zraka.

$$x_1 = 0,622 \frac{\varphi_1 p_s(\vartheta_1)}{p - \varphi_1 p_s(\vartheta_1)} = 0,0093 \text{ kg/kg}$$

$$h_{(1+x)_1} = c_{pz} \vartheta_1 + x_1 (r_0 + c_{pd} \vartheta_1) = 47,774 \text{ kJ/kg}$$

$$(v_{1+x})_1 = 461,5 \frac{T_1}{p} (0,622 + x_1) = 0,854 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_1 = \frac{1}{v_{(1+x)_1}} = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

$$q_{m1} = \rho_1 * q_{v1} = 0,657 \text{ kg/s}$$

4.4.2. Toplinsko stanje zraka 2

Toplinsko stanje zraka 2, određeno je pretpostavkom da zrak nakon isparivača se ohladi na temperaturu 0°C i ima relativnu vlažnost 90%.

$$\vartheta_2 = 0^\circ \text{C}$$

$$\varphi_2 = 0,9$$

$$x_2 = 0,622 \frac{\varphi_2 p_s(\vartheta_2)}{p - \varphi_2 p_s(\vartheta_2)} = 0,0034 \text{ kg/kg}$$

$$h_{(1+x)_2} = c_{pz} \vartheta_2 + x_2 (r_0 + c_{pd} \vartheta_2) = 8,482 \text{ kJ/kg}$$

$$(v_{1+x})_2 = 461,5 \frac{T_2}{p} (0,622 + x_2) = 0,778 \text{ m}^3/\text{kg}$$

4.4.3. Toplinsko stanje zraka 3

Toplinsko stanje zraka 3 je stanje kojem na toplinsko stanje zraka 2 dodajemo transmisivske dobitke kroz stjenke vitrine, toplinu disanja robe, toplinske tokove od rada elektromotora, te toplinu koja se preda robi za njezino hlađenje.

$$\dot{\Phi}_3 = \dot{\Phi}_{tr} + \dot{\Phi}_d + \dot{\Phi}_r + \dot{\Phi}_{EM} = 2469,92 \text{ W}$$

$$h(1+x)_3 = \frac{\dot{\Phi}_3}{q_{m2}} + h(1+x)_2 = 11,9 \text{ kJ/kg}$$

$$x_3 = x_2 = 0,0034 \text{ kg/kg}$$

$$\vartheta_3 = \frac{h(1+x)_3 - r_0 * x_3}{c_{pz} + x_3 * c_{pd}} = 3,39^\circ \text{C}$$

4.4.4. Toplinsko stanje zraka 4

Toplinsko stanje zraka može se definirati preko entalpije zraka stanja 2 kojem dodajemo ukupni rashladni učin od 3000 W.

$$h_{(1+x)_4} = \frac{\Phi_{hl}}{q_{muk}} + h_{(1+x)_2} = 13,05 \text{ kJ/kg}$$

Ostaje nepoznat udio miješanja zraka koji je prošao kroz vitrinu i udio svježeg zraka koji se propušta kroz zračnu zavjesu vitrine. Maseni udio svježeg zraka izračunava se pomoću poznatih entalpija prijašnjeg stanja zraka.

$$h(1+x)_4 = \frac{q_{mz3} * (h1+x)_3 + q_{mz1} * (h1+x)_1}{q_{mz3} + q_{mz1}}$$

$$q_{mu} = q_{mz1} + q_{mz3}$$

$$q_{mz3} = \frac{q_{mu}(h_{(1+x)_4} - h_{(1+x)_1})}{h_{(1+x)_3} - h_{(1+x)_1}} = 0,635 \text{ kg/s}$$

$$q_{mz1} = 0,021 \text{ kg/s}$$

Maseni udio svježeg zraka iznosi 3%, iz te vrijednosti možemo izračunati preostala toplinska svojstva zraka prije isparivača.

$$x_4 = \frac{0,9625 * q_{muk} * x_3 + 0,0375 * q_{muk} * x_1}{q_{muk}} = 0,0036 \text{ kg/kg}$$

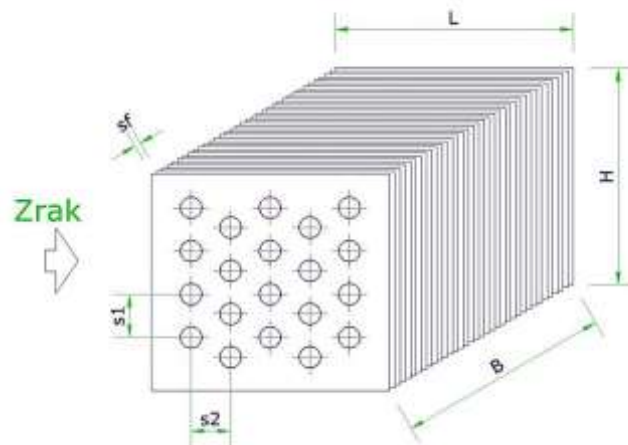
$$\vartheta_4 = \frac{h(1+x)_4 - r_0 * x_4}{c_{pz} + x_4 * cp_d} = 4,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

5. Proračun komponenata rashladnih vitrina

5.1. Proračun isparivača rashladne vitrine za piće

Proračun isparivača rashladne vitrine za piće s radnom tvari R134a.

$Q_e = 565,14 \text{ W}$	- toplinsko opterećenje dobiveno proračunom
$\vartheta_{a1} = 7,91^\circ\text{C}$	- temperatura zraka na ulazu u isparivač
$\vartheta_{a2} = 0^\circ\text{C}$	- pretpostavljena temperatura nakon isparivača
$\vartheta_e = -7^\circ\text{C}$	- temperatura isparavanja
$\vartheta_c = 43^\circ\text{C}$	- izmjerena temperatura kondenzacije
$d_e = 10,4 \text{ mm}$	- vanjski promjer cijevi isparivača
$d_i = 9,7 \text{ mm}$	- unutarnji promjer cijevi isparivača
$f_t = 0,12 \text{ mm}$	- debljina lamela
$s_f = 2,8 \text{ mm}$	- razmak između lamela
$i_r = 5$	- broj stupaca cijevi isparivača
$i_t = 4$	- broj cijevi po stupcu
$i_{in} = 1$	- broj ulaznih cijevi
$s_1 = 25 \text{ mm}$	- vertikalni razmak cijevi
$s_2 = 22 \text{ mm}$	- horizontalni razmak cijevi



Slika 5. Skica presjeka isparivača

Vanjska površina cijevi za duljinu cijevi od 1 m.

$$A_{mt} = \pi * d_e * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,03127 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina lamela za duljinu cijevi od 1m.

$$A_f = 2 * \frac{s_1 * s_2 - \pi * \frac{d_e^2}{4}}{s_f} = 0,3868 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina prolaza topline za 1m cijevi

$$A_{e1} = A_{mt} + A_f = 0,418 \text{ m}^2/\text{m}$$

Unutarnja površina prijelaza topline za 1 m cijevi.

$$A_{i1} = \pi * d_i = 0,03047 \text{ m}^2/\text{m}$$

Omjer unutarnje i vanjske površine prijelaza topline

$$\beta = \frac{A_{e1}}{A_{i1}} = 13,72$$

Visina izmjenjivača topline

$$H = i_t * s_1 = 0,1 \text{ m}$$

Širina izmjenjivača topline

$$L = i_r * s_2 = 0,11 \text{ m}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_{a1} - \vartheta_{a2}}{\ln \frac{\vartheta_{a1} - \vartheta_e}{\vartheta_{a2} - \vartheta_e}} = 10,46 \text{ }^\circ\text{C}$$

Srednja temperatura zraka

$$\vartheta_{am} = \vartheta_e + \Delta\vartheta_m = 3,46 \text{ }^\circ\text{C}$$

Termodinamičke karakteristike suhog zraka pri ϑ_{am}

$$\rho_a = 1,246 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$c_a = 1005 \text{ J}/\text{kg}$$

$$\nu_a = 1,397 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Stanje zraka na ulazu u isparivač

$$h_{(1+x)_1} = 19,99 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$x_1 = 0,00473 \text{ kg}/\text{kg}$$

Prijelaz topline na strani radne tvari

$h'c = 190,665 \text{ kJ}/\text{kg}$ - specifična entalpija vrele kapljevine pri temperaturi isparavanja

$h''e = 394,465 \text{ kJ}/\text{kg}$ - specifična entalpija suhozasićene pare pri temperaturi isparavanja

Maseni protok radne tvari

$$\dot{m}_R = \frac{Q_e}{(h''_e - h'_c)} = 0,00274 \text{ [kg/s]}$$

Gustoća masenog toka

$$G = \frac{m_R}{i_{in} * \pi * \frac{d_i^2}{4}} = 37,074 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari je procijenjen prema jednadžbi

$$\alpha_R = C \frac{G^{0,1} * q_i^{0,7}}{d_i^{0,5}}$$

$q_i = 3125 \text{ W/m}^2$ - pretpostavka toplinskog toka

$C(7^\circ\text{C}) = 0,1576$ - prema tablici 7-1 Ciconkov

$$\alpha_R = 0,1576 \frac{37,074^{0,1} * 3150^{0,7}}{0,0097^{0,5}} = 641,89 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Faktor onečišćenja na strani zraka "fouling factor"

$$R_0 = 0,0005 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Faktor onečišćenja na strani radne tvari

$$R_i = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Toplinski otpor stijenke cijevi

$\delta_t = 0,35 \text{ mm}$ - debljina stijenke cijevi

$\lambda_t = 370 \text{ W/(m K)}$ - toplinska vodljivost bakra

$$R_t = \frac{\delta_t}{\lambda_t} = 9,46 * 10^{-7} \text{ m}^2\text{K/W}$$

Specifični prijelaz topline povezan je sa unutarnjom površinom prijelaza topline

$$q_i = \alpha_r (\vartheta_{si} - \vartheta_e)$$

Potrebno je izračunati prosječnu temperaturu vanjske stijenke cijevi koja se određuje sljedećom jednadžbom

$$q_i = \frac{\vartheta_s - \vartheta_e}{\frac{1}{\alpha_R} + R_i + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_0 \frac{1}{\beta}}$$

$$\vartheta_s = \vartheta_e + \left(\frac{1}{\alpha_R} + R_i + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_0 \frac{1}{\beta} \right) q_i = -2,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Parametri zraka pri temperaturi ϑ_s i 100% relativne vlažnosti

$$h_s = 6,3536 \text{ kJ/kg}$$

$$x_s = 3,2817 \text{ g/kg}$$

iz čega možemo dobiti izlazne parametre zraka

$$x_2 = x_1 - (x_1 - x_s) * (\vartheta_1 - \vartheta_2) / (\vartheta_1 - \vartheta_s)$$

Pri čemu je $\vartheta_{a1} = \vartheta_1$, a $\vartheta_{a2} = \vartheta_2$

$$x_2 = 0,00358 \text{ kg/kg}$$

$$h_2 = 1,005 * \vartheta_2 + x_2 * (2501 + 1,863 * \vartheta_2) = 8,495 \text{ kJ/kg}$$

Površina prijelaza topline

$$A_i = \frac{Q_e}{q_i} = 0,179 \text{ m}^2$$

Ukupna duljina cijevi

$$L_{ov} = \frac{A_i}{A_{i1}} = 5,86 \text{ m}$$

Duljina cijevi u jednom redu

$$L_1 = \frac{L_{ov}}{i_r} = 1,173 \text{ m}$$

Širina izmjenjivača topline

$$B = \frac{L_1}{i_t} = 0,293 \text{ m}$$

Maseni protok zraka

$$\dot{m}_a = \frac{Q_e}{h_1 - h_2} = 0,05055 \text{ kg/s}$$

Volumni protok zraka

$$\dot{V}_a = \dot{m}_a * v_1 = 0,0411 \text{ m}^3/\text{s}$$

površina u prostoru između cijevi i lamela gdje zrak prolazi

$$A_z = L_1(s_1 - d_e) * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,0164 \text{ m}^2$$

Brzina zraka u najmanjem presjeku

$$w = \frac{\dot{V}_a}{A_z} = 2,51 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Nusseltov broj

$$Nu = C_1 * Re^n * (L/d_{ekv})^m$$

Ova jednadžba je važeća uz zadovoljene sljedeće uvijete:

$$Re = 500 \div 10000$$

$$d_e = (9 \div 16) \text{ mm}$$

$$\frac{s_f}{d_e} = 0,18 \div 0,35$$

$$\frac{s_1}{d_e} = 2 \div 5$$

$$L/d_{eqv} = 4 \div 50$$

$$d_{eqv} = \frac{2(s_1 - d_e)(s_f - f_t)}{s_1 - d_e + s_f - f_t} = 0,004529 \text{ m}$$

Reynoldsov broj (jedn. 6-92)

$$Re = w * \frac{d_{eqv}}{v_a} = 812,97$$

EkspONENTI "n" i "m"

$$n = 0,45 + 0,0066 * \left(\frac{L}{d_{eqv}}\right) = 0,6103$$

$$m = -0,28 + 0,08 * \left(\frac{Re}{1000}\right) = -0,215$$

Koeficijent C_{1A} ovisi od omjera $L/deqv$

L/deqv	5	10	20	30	40	50
C_{1A}	0,412	0,326	0,201	0,125	0,08	0,0475

$$\frac{L}{d_{eqv}} = 24,29$$

$$C_{1A} = 0,1684$$

$$C_{1B} = 1,36 - 0,24 * \left(\frac{Re}{1000}\right) = 1,165$$

$$C_1 = C_{1A} * C_{1B} = 0,1962$$

$$Nu = 5,9$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka

$$\alpha_a = Nu * \lambda_a / d_{eqv}$$

$$\vartheta_{am} = 3,46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_a(\vartheta_{am}) = 0,02432 \frac{W}{mK}$$

$$\alpha_a = 31,69 \text{ W}/(m^2/K)$$

Vrijednost koeficijenta prijelaza topline uvećavamo za 10% zbog poredanosti cijevi u stupce.

$$\alpha_a = 34,86 \text{ W}/(m^2/K)$$

Budući da je veličina $x_2 < x_1$, vanjska površina izmjenjivača topline je mokra, pa je izmjena topline intenzivnija, te se izražava koeficijentom ξ_w

$$\xi_w = 1 + 2500 * \frac{x_1 - x_s}{\vartheta_1 - \vartheta_s} = 1,366$$

$$\alpha_{aw} = \xi_w * \alpha_a = 47,62 \text{ W}/(m^2K)$$

Koeficijent prijelaza topline vezan na unutarnji promjer cijevi

$$\alpha_{ai} = \alpha_{aw} * (A_f * E * C_k + A_{mt}) / A_{i1}$$

Koeficijent C_k predstavlja koeficijent otpora spoja između cijevi i lamela. U idealno slučaju $C_k = 1$, u ovom primjeru ćemo također uzeti $C_k = 1$

Efikasnost lamele

$$E = th(m_f * h_f) / (m_f * h_f)$$

$$m_f = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{aw}}{f_t * \lambda_f}}$$

$$\lambda_f = 209 \text{ W/(m K)} \quad \text{-toplinska provodnost lamela}$$

$$m_f = 61,62 \text{ l/m}$$

Proračunska visina lamele

$$h_f = 0,5 * d_e * (\rho_f - 1)(1 + 0,35 \ln \rho_f)$$

Za lamele poredane u stupce i uvjet $s_1/2 < s_2$

$$\rho_f = 1,27(B_f/d_e) * \sqrt{\frac{A_f}{B_f}} - 0,3$$

$$A_f = s_1 = 0,025 \text{ m}$$

$$B_f = \sqrt{(s_1/2)^2 + s_2^2} = 0,02795 \text{ m}$$

$$\rho_f = 2,6316$$

$$h_f = 0,01136 \text{ m}$$

$$E = 0,863$$

$$\alpha_{ai} = 570,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

ukupni koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju stjenku cijevi

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ai}} + R_o \frac{1}{\beta} + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_i + \frac{1}{\alpha_R}} = 298,74 \text{ W/(m}^2 \text{K)}$$

Specifični toplinski tok

$$q_i = k_i * \Delta \vartheta_m = 3125,17 \text{ W/m}^2 \text{ što odgovara prvotnoj pretpostavci od } 3125 \text{ W/m}^2$$

Konačna vrijednost unutarnje površine stjenke cijevi za izmjenu topline

$$A_i = \frac{Q_e}{q_i} = 0,179 \text{ m}^2$$

Konačni rezultati svedeni na vanjsku površinu cijevi

$$k_e = \frac{k_i}{\beta} = 21,78 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Vanjska površina izmjene topline

$$A_e = A_i * \beta = 2,45 \text{ m}^2$$

$$B = 0,293 \text{ m}^2$$

Ulazna brzina zraka

$$w_f = \dot{V}_a * \left(\frac{B}{H}\right) = 0,12 \text{ m/s}$$

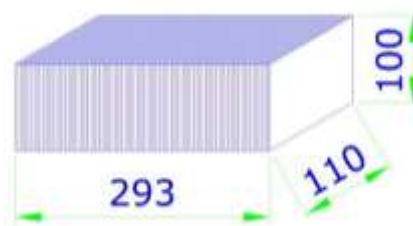
Pad tlaka zraka

Za izmjenjivač sa cijevima postavljenim u stupce

$$\Delta p = 0,233 * i_r * [s_2/(s_f - f_t)]^{0,42} * (w * \rho_a)^{1,8} = 21,92 \text{ Pa}$$

Ukupne dimenzije isparivača

LxBxH=110x293x100 mm



Slika 6. Skica dimenzija isparivača vitrine za piće

5.2. Proračun isparivača rashladne vitrine za voće i povrće

Proračun isparivača, rashladne vitrine za voće i povrće s radnom tvari R404a

$Q_e = 1500 \text{ W}$	- toplinsko opterećenje dobiveno proračunom
$\vartheta_{a1} = 4^\circ\text{C}$	- temperatura zraka na ulazu u isparivač
$\vartheta_{a2} = 0^\circ\text{C}$	- pretpostavljena temperatura nakon isparivača
$\vartheta_e = -7^\circ\text{C}$	- temperatura isparavanja
$\vartheta_c = 34^\circ\text{C}$	- pretpostavljena temperatura kondenzacije
$d_e = 12 \text{ mm}$	- vanjski promjer cijevi isparivača
$d_i = 11,3 \text{ mm}$	- unutarnji promjer cijevi isparivača
$f_t = 0,12 \text{ mm}$	- debljina lamela
$s_f = 4,2 \text{ mm}$	- razmak između lamela
$i_r = 10$	- broj stupaca cijevi isparivača
$i_t = 4$	- broj cijevi po stupcu
$i_{in} = 1$	- broj ulaznih cijevi
$s_1 = 32 \text{ mm}$	- vertikalni razmak cijevi
$s_2 = 28 \text{ mm}$	- horizontalni razmak cijevi

Vanjska površina cijevi za duljinu cijevi od 1 m.

$$A_{mt} = \pi * d_e * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,0366 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina lamela za duljinu cijevi od 1m.

$$A_f = 2 * \frac{s_1 * s_2 - \pi * \frac{d_e^2}{4}}{s_f} = 0,373 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina prolaza topline za 1m cijevi

$$A_{e1} = A_{mt} + A_f = 0,409 \text{ m}^2/\text{m}$$

Unutarnja površina prijelaza topline za 1m cijevi.

$$A_{i1} = \pi * d_i = 0,0355 \text{ m}^2/\text{m}$$

Omjer unutarnje i vanjske površine prijelaza topline

$$\beta = \frac{A_{e1}}{A_{i1}} = 11,53$$

Visina izmjenjivača topline

$$H = i_t * s_1 = 0,128 \text{ m}$$

Širina izmjenjivača topline

$$L = i_r * s_2 = 0,224 \text{ m}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_{a1} - \vartheta_{a2}}{\ln \frac{\vartheta_{a1} - \vartheta_e}{\vartheta_{a2} - \vartheta_e}} = 8,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Srednja temperatura zraka

$$\vartheta_{am} = \vartheta_e + \Delta\vartheta_m = 1,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Termodinamičke karakteristike suhog zraka pri ϑ_{am}

$$\rho_a = 1,239 \text{ kg/m}^3$$

$$c_a = 1005 \text{ J/kg}$$

$$\nu_a = 1,399 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Stanje zraka na ulazu u isparivač

$$h_{(1+x)1} = 13,05 \text{ kJ/kg}$$

$$x_1 = 0,00361 \text{ kg/kg}$$

Prijelaz topline na strani radne tvari

$$h'c = 190,366 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ specifična entalpija vrele kapljevine pri temperaturi isparavanja}$$

$$h''e = 362,24 \text{ kJ/kg} \quad - \text{ specifična entalpija suhozasićene pare pri temperaturi isparavanja}$$

Maseni protok radne tvari

$$\dot{m}_R = \frac{Q_e}{(h''e - h'c)} = 0,00873 \text{ [kg/s]}$$

Gustoća masenog toka

$$G = \frac{\dot{m}_R}{i_{in} * \pi * \frac{d_i^2}{4}} = 87,02 \text{ kg(m}^2\text{s)}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari je procijenjen prema jednadžbi

$$\alpha_R = C \frac{G^{0,1} * q_i^{0,7}}{d_i^{0,5}}$$

$$q_i = 825 \text{ W/m}^2 \quad - \text{ pretpostavka toplinskog toka}$$

$C(7^{\circ}C) = 0,1773$ - prema tablici 7-1 Ciconkov

$$\alpha_R = 0,1576 \frac{37,074^{0,1} * 3150^{0,7}}{0,0097^{0,5}} = 286,85 \text{ W}/(m^2K)$$

Faktor onečišćenja na strani zraka "fouling factor"

$$R_0 = 0,0005 m^2K/W$$

Faktor onečišćenja na strani radne tvari

$$R_i = 0 \text{ m}^2K/W$$

Toplinski otpor stijenke cijevi

$$\delta_t = 0,35 \text{ mm} \quad - \text{ debljina stijenke cijevi}$$

$$\lambda_t = 370 \text{ W}/(m K) \quad - \text{ toplinska vodljivost bakra}$$

$$R_t = \frac{\delta_t}{\lambda_t} = 9,46 * 10^{-7} m^2K/W$$

Specifični prijelaz topline povezan je sa unutarnjom površinom prijelaza topline

$$q_i = \alpha_r (\vartheta_{si} - \vartheta_e)$$

Potrebno je izračunati prosječnu temperaturu vanjske stijenke cijevi koja se određuje sljedećom formulom

$$q_i = \frac{\vartheta_s - \vartheta_e}{\frac{1}{\alpha_R} + R_i + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_0 \frac{1}{\beta}}$$

$$\vartheta_s = \vartheta_e + \left(\frac{1}{\alpha_R} + R_i + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_0 \frac{1}{\beta} \right) q_i = -4,12 \text{ }^{\circ}C$$

Parametri zraka pri temperaturi ϑ_s i 100% relativne vlažnosti

$$h_s = 2,59 \text{ kJ}/kg$$

$$x_s = 2,702 \text{ g}/kg$$

iz čega možemo dobiti izlazne parametre zraka

$$x_2 = x_1 - (x_1 - x_s) * (\vartheta_1 - \vartheta_2) / (\vartheta_1 - \vartheta_s)$$

Pri čemu je $\vartheta_{a1} = \vartheta_1$, a $\vartheta_{a2} = \vartheta_2$

$$x_2 = 0,003165 \text{ kg}/kg$$

$$h_2 = 1,005 * \vartheta_2 + x_2 * (2501 + 1,863 * \vartheta_2) = 3,747 \text{ kJ/kg}$$

Površina prijelaza topline

$$A_i = \frac{Q_e}{q_i} = 1,82 \text{ m}^2$$

Ukupna duljina cijevi

$$L_{ov} = \frac{A_i}{A_{i1}} = 51,22 \text{ m}$$

Duljina cijevi u jednom redu

$$L_1 = \frac{L_{ov}}{i_r} = 6,4 \text{ m}$$

Širina izmjenjivača topline

$$B = \frac{L_1}{i_t} = 1,601 \text{ m}$$

Maseni protok zraka

$$\dot{m}_a = \frac{Q_e}{h_1 - h_2} = 0,161 \text{ kg/s}$$

Volumni protok zraka

$$\dot{V}_a = \dot{m}_a * v_1 = 0,129 \text{ m}^3/\text{s}$$

površina u prostoru između cijevi i lamela gdje zrak prolazi

$$A_z = L_1(s_1 - d_e) * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,1244 \text{ m}^2$$

Brzina zraka u najmanjem presjeku

$$w = \frac{\dot{V}_a}{A_z} = 1,04 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Nusseltov broj

$$Nu = C_1 * Re^n * (L/d_{ekv})^m$$

Ova jednadžba je važeća uz zadovoljene sljedeće uvijete:

$$Re = 500 \div 10000$$

$$d_e = (9 \div 16)mm$$

$$\frac{s_f}{d_e} = 0,18 \div 0,35$$

$$\frac{s_1}{d_e} = 2 \div 5$$

$$L/d_{eqv} = 4 \div 50$$

$$d_{eqv} = \frac{2(s_1 - d_e)(s_f - f_t)}{s_1 - d_e + s_f - f_t} = 0,00678 m$$

Reynoldsov broj (jedn. 6-92)

$$Re = w * \frac{d_{eqv}}{v_a} = 502,55$$

Eksponenti "n" i "m"

$$n = 0,45 + 0,0066 * \left(\frac{L}{d_{eqv}} \right) = 0,668$$

$$m = -0,28 + 0,08 * \left(\frac{Re}{1000} \right) = -0,24$$

Koeficijent C_{1A} ovisi od omjera $L/deqv$

L/deqv	5	10	20	30	40	50
C_{1A}	0,412	0,326	0,201	0,125	0,08	0,0475

$$\frac{L}{d_{eqv}} = 33,05$$

$$C_{1A} = 0,0937$$

$$C_{1B} = 1,36 - 0,24 * \left(\frac{Re}{1000} \right) = 1,24$$

$$C_1 = C_{1A} * C_{1B} = 0,1162$$

$$Nu = 3,2$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka

$$\alpha_a = Nu * \lambda_a / d_{eqv}$$

$$\vartheta_{am} = 1,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_a(\vartheta_{am}) = 0,0242 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\alpha_a = 11,44 \text{ W}/(\text{m}^2/\text{K})$$

Vrijednost koeficijenta prijelaza topline uvećavamo za 10% zbog poredanosti cijevi u stupce.

$$\alpha_a = 12,58 \text{ W}/(\text{m}^2/\text{K})$$

Budući da je veličina $x_2 < x_1$, vanjska površina izmjenjivača topline je mokra, pa je izmjena topline intenzivnija, te se izražava koeficijentom ξ_w

$$\xi_w = 1 + 2500 * \frac{x_1 - x_s}{\vartheta_1 - \vartheta_s} = 1,281$$

$$\alpha_{aw} = \xi_w * \alpha_a = 16,11 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Koeficijent prijelaza topline vezan na unutarnji promjer cijevi

$$\alpha_{ai} = \alpha_{aw} * (A_f * E * C_k + A_{mt}) / A_{i1}$$

Koeficijent C_k predstavlja koeficijent otpora spoja između cijevi i lamela. U idealnom slučaju $C_k=1$, u ovom primjeru ćemo također uzeti $C_k=1$

Efikasnost lamele

$$E = th(m_f * h_f) / (m_f * h_f)$$

$$m_f = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{aw}}{f_t * \lambda_f}}$$

$$\lambda_f = 209 \text{ W}/(\text{mK}) \quad \text{-toplinska provodnost lamela}$$

$$m_f = 35,85 \text{ l}/\text{m}$$

Proračunska visina lamele

$$h_f = 0,5 * d_e * (\rho_f - 1)(1 + 0,35 \ln \rho_f)$$

Za lamele poredane u stupce i uvjet $s_1/2 < s_2$

$$\rho_f = 1,27(B_f/d_e) * \sqrt{\frac{A_f}{B_f}} - 0,3$$

$$A_f = s_1 = 0,025 \text{ m}$$

$$B_f = \sqrt{(s_1/2)^2 + s_2^2} = 0,03225 \text{ m}$$

$$\rho_f = 2,84$$

$$h_f = 0,01507 \text{ m}$$

$$E = 0,913$$

$$\alpha_{ai} = 171,1 \frac{W}{m^2K}$$

ukupni koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju stjenku cijevi

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ai}} + R_o \frac{1}{\beta} + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_i + \frac{1}{\alpha_R}} = 93,24 \text{ W}/(m^2K)$$

Specifični toplinski tok

$$q_i = k_i * \Delta\vartheta_m = 825,14 \text{ W}/m^2 \text{ što odgovara prvotnoj pretpostavci od } 825 \text{ W}/m^2$$

Konačna vrijednost unutarnje površine stjenke cijevi za izmjenu topline

$$A_i = \frac{Q_e}{q_i} = 1,82 \text{ m}^2$$

Konačni rezultati svedeni na vanjsku površinu cijevi

$$k_e = \frac{k_i}{\beta} = 8,08 \text{ W}/(m^2K)$$

Vanjska površina izmjene topline

$$A_e = A_i * \beta = 20,97 \text{ m}^2$$

$$B = 1,6 \text{ m}^2$$

Ulazna brzina zraka

$$w_f = \dot{V}_a * \left(\frac{B}{H}\right) = 1,61 \text{ m}/s$$

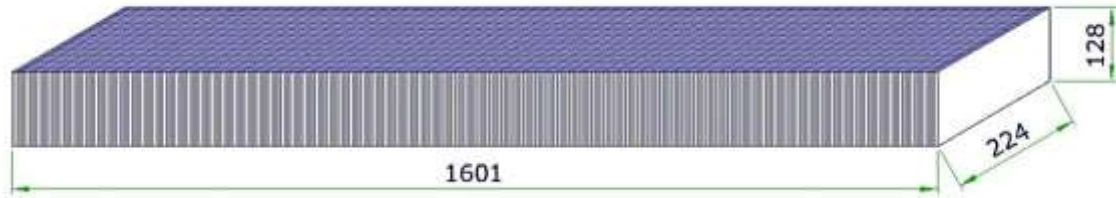
Pad tlaka zraka

Za izmjenjivač sa cijevima postavljenim u stupce

$$\Delta p = 0,233 * i_r * [s_2 / (s_f - f_t)]^{0,42} * (w * \rho_a)^{1,8} = 6,57 \text{ Pa}$$

Ukupne dimenzije isparivača

LxBxH=224x1601x128 mm



Slika 7. Skica dimenzija isparivača vitrine za voće i povrće

5.3. Proračun kondenzatora rashladne vitrine za piće

Proračun zračnog kondenzatora vitrine za piće

$Q_c = 1000 \text{ W}$	- toplinsko opterećenje
$\vartheta_1 = 25^\circ\text{C}$	- temperatura zraka na ulazu u kondenzator
$\vartheta_c = 43^\circ\text{C}$	- temperatura kondenzacije dobivena ispitivanjem
$\vartheta_c - \vartheta_1 = 18^\circ\text{C}$	- temperaturna razlika
$\vartheta_2 - \vartheta_1 = 7^\circ\text{C}$	- temperaturna razlika na strani zraka
$\vartheta_2 = 33^\circ\text{C}$	- temperatura izlaznog zraka
$d_e = 9,52 \text{ mm}$	- vanjski promjer cijevi isparivača
$d_i = 8,82 \text{ mm}$	- unutarnji promjer cijevi isparivača
$f_t = 0,12 \text{ mm}$	- debljina lamela
$s_f = 3,6 \text{ mm}$	- razmak između lamela
$i_r = 10$	- broj stupaca cijevi isparivača
$i_t = 3$	- broj cijevi po stupcu
$i_{in} = 1$	- broj ulaznih cijevi
$s_1 = 21,65 \text{ mm}$	- vertikalni razmak cijevi
$s_2 = 25 \text{ mm}$	- horizontalni razmak cijevi

Srednja logaritamska temperaturna razlika

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{\ln \frac{\vartheta_c - \vartheta_1}{\vartheta_c - \vartheta_2}} = 14,21 \text{ }^\circ\text{C}$$

Srednja temperatura zraka

$$\vartheta_m = \vartheta_c - \Delta\vartheta_m = 28,79^\circ\text{C}$$

Termodinamičke karakteristike suhog zraka pri ϑ_m

$$\rho_a = 1,184 \text{ kg/m}^3$$

$$c_a = 1005 \text{ J/kg}$$

$$\nu_a = 1,492 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Maseni protok zraka kroz kondenzator

$$\dot{m}_a = \frac{Q_c}{c_a(\vartheta_2 - \vartheta_1)} = 0,142 \text{ kg/s}$$

Volumni protok zraka kroz kondenzator

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = 0,12 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vanjska površina cijevi za duljinu cijevi od 1 m.

$$A_{mt} = \pi * d_e * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,0289 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina lamela za duljinu cijevi od 1m.

$$A_f = 2 * \frac{s_1 * s_2 - \pi * \frac{d_e^2}{4}}{s_f} = 0,261 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina prolaza topline za 1m cijevi

$$A_{e1} = A_{mt} + A_f = 0,29 \text{ m}^2/\text{m}$$

Unutarnja površina prijelaza topline za 1m cijevi.

$$A_{i1} = \pi * d_i = 0,0277 \text{ m}^2/\text{m}$$

Omjer unutarnje i vanjske površine prijelaza topline

$$\beta = \frac{A_{e1}}{A_{i1}} = 10,47$$

Visina izmjenjivača topline

$$H = i_t * s_1 = 0,2165 \text{ m}$$

Širina izmjenjivača topline

$$L = i_r * s_2 = 0,075 \text{ m}$$

Toplinska svojstva suhozasićene pare pri $\vartheta_c=43^\circ\text{C}$

$$\rho_l = 1133,85 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$c_l = 1516,5 \text{ J}/\text{kgK}$$

$$\lambda_l = 0,07345 \text{ W}/(\text{mK})$$

Toplinska svojstva vrele kapljevine pri $\vartheta_c=43^\circ\text{C}$

$$\rho_v = 54,63 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$c_v = 1172,5 \text{ J}/\text{kgK}$$

$$\lambda_v = 0,0158 \text{ W}/(\text{m K})$$

$$h_l = 159,775 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Maseni protok radne tvari povećava se za faktor 1,1 zbog pregrijanja radne tvari.

$$\dot{m}_R = \frac{Q_e}{(1,1 * h_l)} = 0,00569 \text{ kg/s}$$

Gustoća masenog toka

$$G = \frac{m_R}{i_{in} * \pi * \frac{d_i^2}{4}} = 93,13 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$$

Kako bi se odredio koeficijent prolaza topline potrebno je znati brzine s obje strane stjenke, zbog toga se pretpostavlja koeficijent prolaza topline

$$k_e = 40,4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Specifični toplinski tok sveden na vanjsku površinu prolaza topline

$$q_e = k_e * \Delta\vartheta_m = 574,24 \text{ W/m}^2$$

Specifični toplinski tok sveden na unutarnju površinu prolaza topline

$$q_i = q_e * \beta = 6011,22 \text{ W/m}^2$$

Površina prijelaza topline

$$A_i = \frac{Q_c}{q_i} = 0,1664 \text{ m}^2$$

Ukupna duljina cijevi

$$L_{ov} = \frac{A_i}{A_{i1}} = 6,004 \text{ m}$$

Duljina cijevi u jednom redu

$$L_1 = \frac{L_{ov}}{i_r} = 2 \text{ m}$$

Širina kondenzatora

$$B = \frac{L_1}{i_t} = 0,2 \text{ m}$$

Najmanja površina u prostoru između cijevi i lamela gdje zrak prolazi

$$A_z = L_1(s_1 - d_e) * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,0235 \text{ m}^2$$

Brzina kroz najmanji presjek

$$w = V_a / A_z = 5,12 \text{ m/s}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka

$$Nu = C_1 * Re^n * (L/d_{ekv})^m$$

Ova jednadžba je važeća uz zadovoljene sljedeće uvijete:

$$Re = 500 \div 10000$$

$$d_e = (9 \div 16) \text{ mm}$$

$$\frac{s_f}{d_e} = 0,18 \div 0,35$$

$$\frac{s_1}{d_e} = 2 \div 5$$

$$L/d_{eqv} = 4 \div 50$$

$$d_{eqv} = \frac{2(s_1 - d_e)(s_f - f_t)}{s_1 - d_e + s_f - f_t} = 0,00541 \text{ m}$$

Reynoldsov broj

$$Re = w * \frac{d_{eqv}}{v_a} = 1854,67$$

Eksponenti "n" i "m"

$$n = 0,45 + 0,0066 * \left(\frac{L}{d_{eqv}} \right) = 0,542$$

$$m = -0,28 + 0,08 * \left(\frac{Re}{1000} \right) = -0,1312$$

Koeficijent C_{1A} ovisi od omjera L/d_{eqv}

L/deqv	5	10	20	30	40	50
C_{1A}	0,412	0,326	0,201	0,125	0,08	0,0475

$$\frac{L}{d_{eqv}} = 13,87$$

$$C_{1A} = 0,278$$

$$C_{1B} = 1,36 - 0,24 * \left(\frac{Re}{1000} \right) = 0,915$$

$$C_1 = C_{1A} * C_{1B} = 0,254$$

$$Nu = 10,58$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka

$$\alpha_a = Nu * \lambda_a / d_{eqv}$$

$$\lambda_a = 0,0262 \frac{W}{mK}$$

$$\alpha_a = 51,26 W/(m^2/K)$$

Vrijednost koeficijenta prijelaza topline uvećavamo za 10% zbog poredanosti cijevi u stupce.

$$\alpha_a = 56,39 W/(m^2/K)$$

Koeficijent prijelaza topline vezan na unutarnji promjer cijevi

$$\alpha_{ai} = \alpha_{aw} * (A_f * E * C_k + A_{mt}) / A_{i1}$$

Koeficijent Ck predstavlja koeficijent otpora spoja između cijevi i lamela. U idealnom slučaju Ck= 1, u ovom primjeru ćemo također uzeti Ck=0,99

Efikasnost lamele

$$E = th(m_f * h_f) / (m_f * h_f)$$

$$m_f = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{aw}}{f_t * \lambda_f}}$$

$$\lambda_f = 209 W/(m K) \quad \text{-toplinska provodnost lamela}$$

$$m_f = 67,06 l/m$$

Proračunska visina lamele

$$h_f = 0,5 * d_e * (\rho_f - 1)(1 + 0,35 \ln \rho_f)$$

Za lamele poredane u stupce i uvjet $s_1/2 < s_2$

$$\rho_f = 1,27(B_f/d_e) * \sqrt{\frac{A_f}{B_f}} - 0,3$$

$$A_f = s_1 = 0,02165 m$$

$$B_f = \sqrt{(s_1/2)^2 + s_2^2} = 0,0272 \text{ m}$$

$$\rho_f = 2,56$$

$$h_f = 0,00984 \text{ m}$$

$$E = 0,876$$

$$\alpha_{ai} = 519,89 \frac{W}{m^2K}$$

Prijelaz topline na strani radne tvari pri kondenzaciji u cijevi
Prandtllov broj za suhozasićenu paru

$$Pr_l = c_l * \eta_l / \lambda_l$$

$$\eta_l(43^\circ C) = 0,00157196$$

$$Pr_l = 32,446$$

Reynoldsov broj za suhozasićenu paru

$$Re_l = \frac{w_1 * d_1}{v_l} = \frac{G * d_i}{\eta_l} = 522,514$$

Za vrijednosti $Re_l < 5000$ vrijede sljedeće jednadžbe

$$Re_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} = 2380,49$$

$$Nu = 13,8 * Pr_l^{\frac{1}{3}} \left(\frac{h_l}{c_1 * \Delta\vartheta} \right)^{\frac{1}{6}} [Re_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5}]^{0,2} = 291,06$$

$$\alpha_R = Nu * \frac{\lambda_l}{d_i} = 2423,77 \text{ W/m}^2K$$

Toplinski otpori od strane zraka prema radnoj tvari
Toplinski otpor cijevi

$$R_t = \delta_1 / \lambda_1$$

$$\lambda_f = 370 \text{ W/(mK)}$$

$$R_t = \frac{\delta_t}{\lambda_t} = 9,46 * 10^{-7} \text{ m}^2K/W$$

Toplinski otpor od zaprljanja cijevi

$$R_0 = 0,0003 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Ukupni koeficijent prolaza topline vezan na unutarnju stjenku cijevi

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ai}} + R_o \frac{1}{\beta} + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_i + \frac{1}{\alpha_R}} = 422,72 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Ukupni prijelaz topline vezan na vanjsku stjenku cijevi

$$k_e = \frac{k_i}{\beta} = 40,38 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} - \text{rezultat odgovara početnoj pretpostavci } 40,4 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Vanjska površina izmjene topline

$$A_e = A_i * \beta = 1,74 \text{ m}^2$$

Brzina nastrujavanja zraka

$$w_f = \dot{V}_a * \left(\frac{B}{H}\right) = 0,111 \text{ m/s}$$

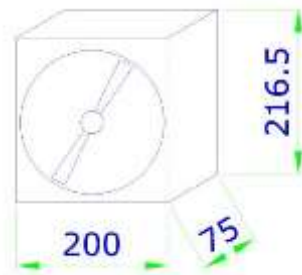
Pad tlaka zraka

Za izmjenjivač sa cijevima postavljenim u stupce

$$\Delta p = 0,233 * i_r * [s_2 / (s_f - f_t)]^{0,42} * (w * \rho_a)^{1,8} = 40,95 \text{ Pa}$$

Ukupne dimenzije kondenzatora

LxBxH=75x200x216,5 mm



Slika 8. Skica dimenzija kondenzatora vitrine za piće

5.4. Proračun kondenzatora rashladne vitrine za voće i povrće

Proračun zračnog kondenzatora vitrine za voće i povrće

$Q_c = 2400 \text{ W}$	- toplinsko opterećenje
$\vartheta_1 = 24^\circ\text{C}$	- temperatura zraka na ulazu u kondenzator
$\vartheta_c = 34^\circ\text{C}$	- temperatura kondenzacije dobivena ispitivanjem
$\vartheta_c - \vartheta_1 = 10^\circ\text{C}$	- temperaturna razlika
$\vartheta_2 - \vartheta_1 = 7^\circ\text{C}$	- temperaturna razlika na strani zraka
$\vartheta_2 = 31^\circ\text{C}$	- temperatura izlaznog zraka
$d_e = 9,52 \text{ mm}$	- vanjski promjer cijevi isparivača
$d_i = 8,82 \text{ mm}$	- unutarnji promjer cijevi isparivača
$f_t = 0,12 \text{ mm}$	- debljina lamela
$s_f = 3,6 \text{ mm}$	- razmak između lamela
$i_r = 11$	- broj stupaca cijevi isparivača
$i_t = 5$	- broj cijevi po stupcu
$i_{in} = 1$	- broj ulaznih cijevi
$s_1 = 21,65 \text{ mm}$	- vertikalni razmak cijevi
$s_2 = 25 \text{ mm}$	- horizontalni razmak cijevi

Srednja logaritamska temperaturna razlika

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{\ln \frac{\vartheta_c - \vartheta_1}{\vartheta_c - \vartheta_2}} 5,81^\circ\text{C}$$

Srednja temperatura zraka

$$\vartheta_m = \vartheta_c - \Delta\vartheta_m = 28,19^\circ\text{C}$$

Termodinamičke karakteristike suhog zraka pri ϑ_m

$$\rho_a = 1,181 \text{ kg/m}^3$$

$$c_a = 1006,5 \text{ J/kg}$$

$$\nu_a = 1,548 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Maseni protok zraka kroz kondenzator

$$\dot{m}_a = \frac{Q_c}{c_a(t_2 - t_1)} = 0,34 \text{ kg/s}$$

Volumni protok zraka kroz kondenzator

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = 0,288 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vanjska površina cijevi za duljinu cijevi od 1 m.

$$A_{mt} = \pi * d_e * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,0289 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina lamela za duljinu cijevi od 1m.

$$A_f = 2 * \frac{s_1 * s_2 - \pi * \frac{d_e^2}{4}}{s_f} = 0,261 \text{ m}^2/\text{m}$$

Površina prolaza topline za 1m cijevi

$$A_{e1} = A_{mt} + A_f = 0,29 \text{ m}^2/\text{m}$$

Unutarnja površina prijelaza topline za 1m cijevi.

$$A_{i1} = \pi * d_i = 0,0277 \text{ m}^2/\text{m}$$

Omjer unutarnje i vanjske površine prijelaza topline

$$\beta = \frac{A_{e1}}{A_{i1}} = 10,47$$

Visina izmjenjivača topline

$$H = i_t * s_1 = 0,238 \text{ m}$$

Širina izmjenjivača topline

$$L = i_r * s_2 = 0,125 \text{ m}$$

Toplinska svojstva suhozasićene pare pri $\vartheta_c=34^\circ\text{C}$

$$\rho_l = 1000,83 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$c_l = 1636,67 \text{ J}/\text{kgK}$$

$$\lambda_l = 0,0633 \text{ W}/(\text{mK})$$

Toplinska svojstva vrele kapljevine pri $\vartheta_c=34^\circ\text{C}$

$$\rho_v = 86,02 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$c_v = 1360,09 \text{ J}/\text{kg K}$$

$$\lambda_v = 0,0176 \text{ W}/(\text{m K})$$

$$h_l = 128,83 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Maseni protok radne tvari povećava se za faktor 1,1 zbog pregrijanja radne tvari.

$$\dot{m}_R = \frac{Q_e}{(1,1 * h_l)} = 0,0169 \text{ kg/s}$$

Gustoća masenog toka

$$G = \frac{m_R}{i_{in} * \pi * \frac{d_i^2}{4}} = 277,19 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$$

Kako bi se odredio koeficijent prolaza topline potrebno je znati brzine s obje strane stijenke, zbog toga se pretpostavlja koeficijent prolaza topline

$$k_e = 18 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Specifični toplinski tok sveden na vanjsku površinu prolaza topline

$$q_e = k_e * \Delta\vartheta_m = 104,65 \text{ W/m}^2$$

Specifični toplinski tok sveden na unutarnju površinu prolaza topline

$$q_i = q_e * \beta = 1095,53 \text{ W/m}^2$$

Površina prijelaza topline

$$A_i = \frac{Q_c}{q_i} = 2,19 \text{ m}^2$$

Ukupna duljina cijevi

$$L_{ov} = \frac{A_i}{A_{i1}} = 79,06 \text{ m}$$

Duljina cijevi u jednom redu

$$L_1 = \frac{L_{ov}}{i_r} = 15,81 \text{ m}$$

Širina kondenzatora

$$B = \frac{L_1}{i_t} = 1,44 \text{ m}$$

Najmanja površina u prostoru između cijevi i lamela gdje zrak prolazi

$$A_z = L_1(s_1 - d_e) * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,185 \text{ m}^2$$

Brzina kroz najmanji presjek

$$w = V_a / A_z = 1,55 \text{ m/s}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka

$$Nu = C_1 * Re^n * (L/d_{ekv})^m$$

Ova jednadžba je važeća uz zadovoljene sljedeće uvijete:

$$Re = 500 \div 10000$$

$$d_e = (9 \div 16) \text{ mm}$$

$$\frac{s_f}{d_e} = 0,18 \div 0,35$$

$$\frac{s_1}{d_e} = 2 \div 5$$

$$L/d_{eqv} = 4 \div 50$$

$$d_{eqv} = \frac{2(s_1 - d_e)(s_f - f_t)}{s_1 - d_e + s_f - f_t} = 0,00541 \text{ m}$$

Reynoldsov broj

$$Re = w * \frac{d_{eqv}}{v_a} = 543,21$$

Eksponenti "n" i "m"

$$n = 0,45 + 0,0066 * \left(\frac{L}{d_{eqv}} \right) = 0,603$$

$$m = -0,28 + 0,08 * \left(\frac{Re}{1000} \right) = -0,237$$

Koeficijent C_{1A} ovisi od omjera L/d_{eqv}

L/deqv	5	10	20	30	40	50
C_{1A}	0,412	0,326	0,201	0,125	0,08	0,0475

$$\frac{L}{d_{eqv}} = 23,11$$

$$C_{1A} = 0,177$$

$$C_{1B} = 1,36 - 0,24 * \left(\frac{Re}{1000} \right) = 1,23$$

$$C_1 = C_{1A} * C_{1B} = 0,218$$

$$Nu = 4,61$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka

$$\alpha_a = Nu * \lambda_a / d_{eqv}$$

$$\lambda_a = 0,0262 \frac{W}{mK}$$

$$\alpha_a = 22,31 W/(m^2/K)$$

Vrijednost koeficijenta prijelaza topline uvećavamo za 10% zbog poredanosti cijevi u stupce.

$$\alpha_a = 24,55 W/(m^2/K)$$

Koeficijent prijelaza topline vezan na unutarnji promjer cijevi

$$\alpha_{ai} = \alpha_{aw} * (A_f * E * C_k + A_{mt}) / A_{i1}$$

Koeficijent C_k predstavlja koeficijent otpora spoja između cijevi i lamela. U idealnom slučaju $C_k=1$, u ovom primjeru ćemo također uzeti $C_k=0,99$

Efikasnost lamele

$$E = th(m_f * h_f) / (m_f * h_f)$$

$$m_f = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{aw}}{f_t * \lambda_f}}$$

$$\lambda_f = 209 W/(m K) \quad \text{-toplinska provodnost lamela}$$

$$m_f = 44,24 l/m$$

Proračunska visina lamele

$$h_f = 0,5 * d_e * (\rho_f - 1)(1 + 0,35 \ln \rho_f)$$

Za lamele poredane u stupce i uvjet $s_1/2 < s_2$

$$\rho_f = 1,27(B_f/d_e) * \sqrt{\frac{A_f}{B_f}} - 0,3$$

$$A_f = s_1 = 0,02165 m$$

$$B_f = \sqrt{(s_1/2)^2 + s_2^2} = 0,0272 \text{ m}$$

$$\rho_f = 2,56$$

$$h_f = 0,00984 \text{ m}$$

$$E = 0,911$$

$$\alpha_{ai} = 241,17 \frac{W}{m^2 K}$$

Prijelaz topline na strani radne tvari pri kondenzaciji u cijevi
Prandtllov broj za suhozasićenu paru

$$Pr_l = c_l * \eta_l / \lambda_l$$

$$\eta_l(34^\circ C) = 0,00112$$

$$Pr_l = 28,91$$

Reynoldsov broj za suhozasićenu paru

$$Re_l = \frac{w_1 * d_1}{v_l} = \frac{G * d_i}{\eta_l} = 2185,82$$

Za vrijednosti $Re_l < 5000$ vrijede sljedeće jednadžbe

$$Re_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} = 7455,65$$

$$Nu = 13,8 * Pr_l^{\frac{1}{3}} \left(\frac{h_l}{c_1 * \Delta \vartheta} \right)^{\frac{1}{6}} [Re_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5}]^{0,2} = 123,03$$

$$\alpha_R = Nu * \frac{\lambda_l}{d_i} = 883,18 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Toplinski otpori od strane zraka prema radnom mediju
Toplinski otpor cijevi

$$R_t = \delta_1 / \lambda_1$$

$$\lambda_f = 370 \text{ W/(m K)}$$

$$R_t = \frac{\delta_t}{\lambda_t} = 9,46 * 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Toplinski otpor od zaprljanja cijevi

$$R_0 = 0,0003 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Ukupni koeficijent prolaz topline vezan na unutarnju stjenku cijevi

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ai}} + R_0 \frac{1}{\beta} + R_t \frac{d_i}{d_m} + R_i + \frac{1}{\alpha_R}} = 188,39 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Ukupni prolaz topline vezan na vanjsku stjenku cijevi

$$k_e = \frac{k_i}{\beta} = 17,99 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} - \text{rezultat odgovara početnoj pretpostavci } 18 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Vanjska površina izmjene topline

$$A_e = A_i * \beta = 22,93 \text{ m}^2$$

Brzina nastrojavanja zraka

$$w_f = \dot{V}_a * \left(\frac{B}{H}\right) = 1,74 \text{ m/s}$$

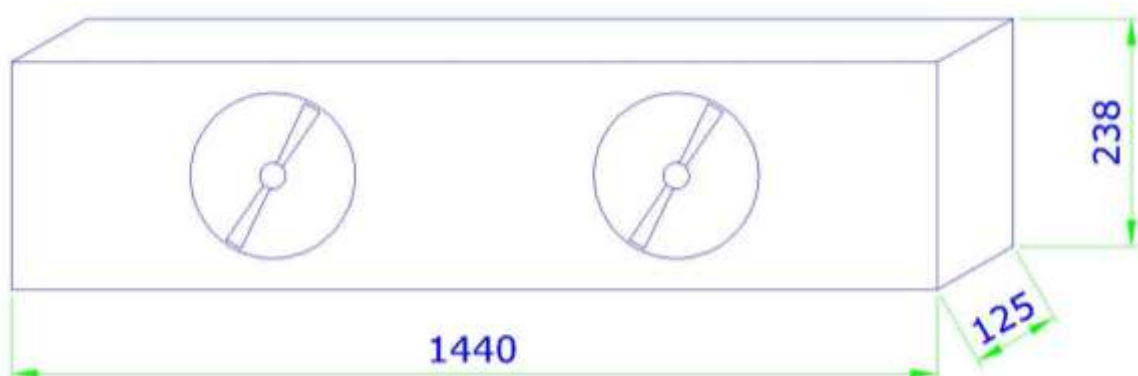
Pad tlaka zraka

Za izmjenjivač sa cijevima postavljenim u stupce

$$\Delta p = 0,233 * i_r * [s_2 / (s_f - f_t)]^{0,42} * (w * \rho_a)^{1,8} = 7,97 \text{ Pa}$$

Ukupne dimenzije kondenzatora

LxBxH=125x1440x238 mm



Slika 9. Skica dimenzija kondenzatora vitrine za voće i povrće

6. Odabir komponenata rashladnih sustava otvorenih vitrina

6.1. Odabir komponenata rashladne vitrine za piće

Odabrane komponente su za radnu tvar R134a koja je najčešća u uporabi kod kućanskih hladnjaka i manjih sustava komercijalnog hlađenja. Većina komponenti osim isparivača je lako dostupna na tržištu i može se nabaviti kao generički dio, također se mogu zamijeniti komponentama drugih proizvođača.

6.1.1. Odabir kompresora

Odabire se kompresor za radnu tvar R134a, pri čemu je potrebno zadovoljiti potrebnu rashladnu snagu za isparivač od 556,14 W za temperaturu isparavanja -7°C .

6.1.2. Odabir isparivača

Standardni isparivač na tržištu koji bi zadovoljio geometrijske karakteristike i snagu nije moguće pronaći, pa se odabire isparivač jedne od specifičnih geometrija, te se daje izraditi po mjeri, sa zadanim geometrijskim rasporedom i zadanim razmakom između lamela.

6.1.3. Odabir termostata

Odabran je digitalni termostat na koji je priključena jedna temperaturna sonda smještena u prostor vitrine gdje se nalaze boce. Njegova funkcija je ukapčanje i iskapčanje rashladnog sistema. Kada se postigne temperatura od $+8^{\circ}\text{C}$ termostat pali kompresor, a gasi na $+4^{\circ}\text{C}$. Termostat je postavljen na automatsko gašenje kompresora svakih 60 minuta, dok ventilator isparivača ostaje konstantno upaljen kako bi otopio led koji se nakupi na isparivač.

6.1.4. Odabir kapilare

Kapilara se odabire pomoću programskog paketa tvrtke Danfoss – Dancap, gdje se unosi toplinsko opterećenje sustava, temperatura kondenzacije, temperatura isparavanja i temperatura povrata radne tvari u kompresor, pri čemu se dobiva duljina i promjer kapilare za odabrane parametre.

6.1.5. Odabir ventilatora isparivača

Odabrani ventilator također je ispitan u usporedbi sa ventilatorima manjeg i većeg protoka. Dobiveni eksperimentalni podatci prikazani su u sljedećoj tablici. Proračunski dobiveni protok ventilatora od $147,96\text{ m}^3/\text{h}$ odgovara protoku ventilatora deklariranom od proizvođača $150\text{ m}^3/\text{h}$.

Tablica 1. Ispitivanje ventilatora

Proizvođač	EBM Papst	EMMEVI	EMMEVI	Jedinica
Model	QLN65/3000/3038	TG 60/1-180/20	TG 60/1-270/10	
Broj okretaja	1200	1850	1250	min ⁻¹
Protok zraka	250	130	150	m ³ /h
Pad tlaka	80	50	47	Pa
Priključna el. snaga	45	27	28	W
Dobiveni rashladni učin	146	95	177	W

Tablica 2. Komponente rashladne vitrine za piće

Komponenta	Karakteristike	Kao proizvod	Količina
Kompresor	$Q_i=556$ W, $P_{el}=343$ W, $\vartheta_i=-7^\circ\text{C}$, $\vartheta_k=43^\circ\text{C}$, hermetički, radna tvar R134a	Danfoss FR-11G	1
Isparivač	$Q_i=556$ W, $\vartheta_i=-7^\circ\text{C}$, $\vartheta_k=43^\circ\text{C}$, lamerarni	Soko-ipv 5R-4T-400A	1
Kondenzator	$Q_i=1000$ W, $\vartheta_i=-7^\circ\text{C}$, $\vartheta_k=43^\circ\text{C}$, lamerarni	S.E.R. CCV1024/3	1
Termostat	digitalni	Eliwell ID 971	1
Ventilator isparivača	150 m ³ /h	Emmevi TGA-60/1- 270/20	1
Kapilara		∅ 1,2 mm	0,92 m
Filter		30 grama	1
Grijač kadice	200 W		1

6.2. Odabir komponenata rashladne vitrine za voće i povrće

Odabrane su komponente za radnu tvar R404a, iako je u uporabi u komercijalnim hladnjacima manjih snaga moguće i odabir komponenata sa radnom tvari R134a. Radna tvar je odabrana iz ekonomskih razloga te povoljnije cijene kompresora. Cijeli rashladni sistem vitrine podijeljen je na dvije samostalne identične jedinice.

6.2.1. Odabir kompresora

Odabire se kompresor za radnu tvar R404a, pri čemu je potrebno zadovoljiti potrebnu rashladnu snagu za isparivač od 1500 W, za temperaturu isparavanja -7°C . Rashladna vitrina se sastoji od dva identična rashladna ciklusa zbog veličine isparivača te odabranih kompresora.

6.2.2. Odabir isparivača

Isparivači ovih snaga, standardno dobavljivi na tržištu, uglavnom konstrukcijski ne odgovaraju smještaju unutar vitrine. Odabiru se isparivači sa zadanom standardnom geometrijom, tvrtke Soko-Ipv, te se zadaje razmak između lamela, te broj cijevi po stupcu i redu.

6.2.3. Odabir termostata

Odabran je digitalni termostat a njega je priključena jedna temperaturna sonda smještena u prostor, te sonda za led, koja se nalazi na isparivaču. Kada se postigne temperatura od $+6^{\circ}\text{C}$ termostat pali kompresor, a gasi na $+2^{\circ}\text{C}$. Kada sonda za led registrira da se nakupilo leda oko isparivača, pali rashladni ciklus, te ventil struju vrućeg plina prebacuje direktno na isparivač kako bi otopio nastali led koji smanjuje učinak rashladne vitrine.

6.2.4. Odabir termoekspanzijskog ventila

Termoekspanzijski ventil odabire se prema snazi hlađenja, te priključnog cjevovoda. Uz termoekspanzijski ventil odabire se i odgovarajuća dizna.

Tablica 3. Komponente rashladne vitrine za voće i povrće

Komponenta	Karakteristike	Kao proizvod	Količina
Kompresor	$Q_i=1500$ W, $P_{el}=984$ W, $\vartheta_i=-7^\circ\text{C}$, $\vartheta_k=34^\circ\text{C}$, hermetički, radna tvar R404a	Danfoss SC18 MLX	2
Isparivač	$Q_i=1500$ W, $\vartheta_i=-7^\circ\text{C}$, $\vartheta_k=34^\circ\text{C}$, lamerarni		2
Kondenzator	$Q_i=2400$ W, $\vartheta_i=-7^\circ\text{C}$, $\vartheta_k=34^\circ\text{C}$, lamerarni	S.E.R. CCV1155/5	2
Termostat	digitalni	Eliwell ID 983 LX	2
Ventilator isparivača	$250\text{ m}^3/\text{h}$		8
Termoekspanzijski ventil		Danfoss T2/02	2
Filter sa revizijskim staklom		Castel 4105/2	2
Sakupljač tekućine			2
Grijač kadice			2

7. ZAKLJUČAK

Temeljem zadanih konstrukcijskih parametara otvorenih vitrina napravljeni su proračuni izmjenjivača topline za svaku od vitrina, te u skladu s dobivenim proračunima odabrane su komponente svakog od rashladnih sustava. Za zadane elemente rashladne vitrine za piće isparivač i kondenzator stvarne vitrine odstupaju svega nekoliko milimetara od stvarnih vrijednosti što možemo smatrati zadovoljavajućim, budući da se radi o otvorenoj vitrini kod koje je teško odrediti stvarni udio svježeg zraka. Kod otvorene rashladne vitrine za voće i povrće stvarne dimenzije isparivača odgovaraju zadanim pretpostavkama proračuna. Pri razlici od 10 °C između temperature kondenzacije i okolišnog zraka dimenzije kondenzatora su relativno velike, stoga se smatra da se za dimenzioniranje kondenzatora treba uzeti razlika između temperature kondenzacije i temperature okoliša od 15 °C. Odabrani sustavi su u potpunosti automatizirani.

LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Althouse, A. Turnquist, C. Bracciano, A; Modern refrigeration and air conditioning, Illinois, 2000.
- [3] Ciconkov, R.: Refrigeration solved examples, Skopje 2001.
- [4] Ćurko, T. Soldo, V: Hlađenje i dizalice topline – Radni udžbenik Fakultet strojarstva i brodogradnje; Zagreb 2011
- [5] Halasz, B. Galović, A. Boras, I: Toplinske tablice; Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje; Zagreb 2007.
- [6] ASHRAE, 2005.

Ostala literarura, softwari, katalogi poduzeća; Danfoss, Secop, Eliwell, Castel, Soko-ipv, S.E.R.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija