

Energijsko - eksergijski proračun kondenzatora

Novosel, Franjo

Undergraduate thesis / Završni rad

2016

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:071304>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-05-06**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Franjo Novosel

Zagreb, 2016 godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Antun Galović

Student:

Franjo Novosel

Zagreb, 2016 godina.

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

Zahvaljujem se svom mentoru, prof. dr. sc. Antunu Galoviću na stručnoj pomoći, razumijevanju i korisnim savjetima prilikom izrade rada. Zahvaljujem se i dr. sc. Nenadu Ferdeljiju na podršci i pomoći pri rješavanju problema koji su pojavljivali tijekom izrade rada.

Franjo Novosel



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Novosel Franjo**

Mat. br.: 0035190489

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Energijsko - eksergijski proračun kondenzatora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Energy - exergy calculation of a condenser**

Opis zadatka:

U horizontalnom rekuperativnom izmjenjivaču topline, tipa "Shell and tube", potrebno je potpuno kondenzirati pregrijanu vodenu paru tlaka 2 bar i temperature 200 °C, na način da para tijekom kondenzacije oslobađa 150 kW toplinskog toka. Para se kondenzira pomoću kapljevite vode koja u kondenzator ulazi s 70 °C, a izlazi s 90 °C. (Tu se vodu koristi za radijatorsko zagrijavanje prostorija!) Para kondenzira oko snopa cijevi a kroz cijevi struji voda prosječnom brzinom 0,3 m/s. Potrebno je odrediti:

a) Ukupnu duljinu izmjenjivača, te temperature, izmijenjene toplinske tokove kao i eksergijske destrukcije u zavisnosti o lokalnoj debljini izmjenjivača. Također je potrebno prikazati i lokalnu vrijednost temperature stjenke cijevi na kojoj kondenzira para.

b) Ako bi u izmjenjivaču određenom pod a) i s masenim protokom vode danim pod a) potpuno kondenzirala pregrijana vodena para tlaka 1,5 bar i temperature 200 °C, također je potrebno odrediti tijek temperatura obih struja, izmijenjene lokalne toplinske tokove, lokalne eksergijske destrukcije, kao i ukupno izmijenjeni toplinski tok i ukupnu eksergijsku destrukciju. I za ovaj je slučaj je potrebno prikazati zavisnost temperature stjenke o lokalnoj duljini rekuperatora

Za rješenje zadatka prvo dati cjelokupni prikaz matematičkog alata, a rješenja dati u odgovarajućim dijagramima. Iz dobivenih rezultata proračuna, dijagramskih prikaza, naglasiti odgovarajuće zaključke.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu kao i eventualnu pomoć mentora.

Zadatak zadan:
25. studenog 2015.

Rok predaje rada:
1. rok: 25. veljače 2016
2. rok (izvanredni): 20. lipnja 2016.
3. rok: 17. rujna 2016.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 29.2., 02. i 03.03. 2016.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2016.
3. rok: 19., 20. i 21. 09. 2016.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Antun Galović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD	IX
1.1. Izmjenjivači topline.....	1
1.2. Bezdimenzijske značajke rekuperatora s jednim prolazom	2
1.3. Kondenzator	4
2. ENERGIJSKO-EKSERGIJSKI PRORAČUN KONDENZATORA VODENE PARE	
TLAKA $p = 2$ bar	6
2.1. Energijski proračun kondenzatora.....	6
2.1.1. Ulazni podaci.....	8
2.1.2. Identifikacija struja, proračun masenog protokastruje kapljevite vode, proračun masenog protoka nastalog kondenzata, proračun bezdimenzijskih značajki kondenzatora	8
2.1.3. Proračun dimenzija i broja cijevi u cijevnom snopu, proračun duljine izmjenjivača, proračun površine izmjene topline	10
2.1.4. Proračun koeficijenta prolaza topline.....	11
2.1.5. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani kapljevite vode- α_u	12
2.1.6. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare- α_v	14
2.1.7. Proračun toplinskog toka izmijenjenog u kondenzatoru	16
2.1.8. Provjera temperature stijenke i vrijednosti bezdimenzijske značajke π_2	18
2.1.9. Dijagramski prikaz izmijenjenog toplinskog toka, temperature stijenke i temperatura struja ovisno o duljini izmjenjivača	19
2.2. Eksergijski proračun kondenzatora	22
2.2.1. Eksergijska analiza kondenzatora	23
2.2.2. Eksergijski proračun kondenzatora	24
2.2.3. Dijagramski prikaz lokalne eksergijske destrukcije u ovisnosti o duljini izmjenjivača	27
3. ENERGIJSKO-EKSERGIJSKI PRORAČUN KONDENZATORA VODENE PARE	
TLAKA $p = 1,5$ bar	28
3.1. Energijski proračun kondenzatora.....	28
3.1.1. Ulazni podaci.....	29
3.1.2. Identifikacija struja, proračun masenog protoka struje kapljevite vode, proračun masenog protoka nastalog kondenzata, proračun bezdimenzijskih značajki kondenzatora	29

3.1.3. Proračun dimenzija i broja cijevi u cijevnom snopu, proračun duljine izmjenjivača, proračun površine izmjene topline	31
3.1.4. Proračun koeficijenta prolaza topline.....	31
3.1.5. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani kapljevite vode- α_u 32	
3.1.6. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare- α_v	33
3.1.7. Proračun toplinskog toka izmijenjenog u kondenzatoru	34
3.1.8. Provjera temperature stijenke i vrijednosti bezdimenzijske značajke π_2	36
3.1.9. Dijagramski prikaz izmijenjenog toplinskog toka, temperature stijenke i temperatura struja ovisno o duljini izmjenjivača	37
3.2. Eksergijski proračun kondenzatora	40
3.2.2. Eksergijski proračun kondenzatora	40
3.2.3. Dijagramski prikaz lokalne eksergijske destrukcije u ovisnosti o duljini izmjenjivača	42
4. ZAKLJUČAK	43
5. LITERATURA.....	45
6. PRILOZI.....	46

POPIS SLIKA

Slika 1.	Primjer kondenzatora pare s dva prolaza rashladnog medija	4
Slika 2.	Dijagramski prikaz funkcijske povezanosti bezdimenzijskih značajki kondenzatora	5
Slika 3.	Zavisnost temperature vode i temperature zasićenja pare o lokalnoj duljini kondenzatora	19
Slika 4.	Zavisnost izmijenjenog toplinskog toka o lokalnoj duljini kondenzatora.....	20
Slika 5.	Zavisnost temperature vanjske površine cijevi o lokalnoj duljini kondenzatora ..	21
Slika 6.	Zavisnost lokalne eksergijske destrukcije o lokalnoj duljini kondenzatora	27
Slika 7.	Zavisnost temperature vode i temperature zasićenja pare o lokalnoj duljini kondenzatora	37
Slika 8.	Zavisnost izmijenjenog toplinskog toka o lokalnoj duljini kondenzatora.....	38
Slika 9.	Zavisnost temperature vanjske površine cijevi o lokalnoj duljini kondenzatora ..	39
Slika 10.	Zavisnost lokalne eksergijske destrukcije o lokalnoj duljini kondenzatora	42

POPIS TABLICA

Tablica 1. Usporedba rezultata za prvi i drugi slučaj proračuna	43
---	----

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
p	Pa	Tlak
p'	Pa	Tlak zasićenja
q_{m1}	kg/s	Maseni protok slabije struje
q_{m2}	kg/s	Maseni protok jače struje
c_{p1}	J/(kg K)	Specifični toplinski kapacitet slabije struje
c_{p2}	J/(kg K)	Specifični toplinski kapacitet jače struje
C_1	W/K	Toplinski kapacitet slabije struje
C_2	W/K	Toplinski kapacitet jače struje
ϑ_1'	°C	Ulazna temperatura slabije struje
ϑ_1''	°C	Izlazna temperatura slabije struje
ϑ_2'	°C	Ulazna temperatura jače struje
ϑ_2''	°C	Izlazna temperatura jače struje
ϑ_2	°C	Temperatura jače struje
ϑ'	°C	Temperatura zasićenja
Φ	W	Toplinski tok
A	m ²	Površina izmjene topline (izmjenjivačka površina)
k	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline
π_1	-	Bezdimenzijska temperaturna značajka
π_2	-	Bezdimenzijska značajka broja prijenosnih jedinica
π_3	-	Bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta
r	J/kg	Specifična toplina ispravanja
$\Delta\vartheta_m$		Srednja logaritamska razlika temperatura
d_v	m	Vanjski promjer cijevi
d_u	m	Unutarnji promjer cijevi
L	m	Duljina kondenzatora
n	-	Broj cijevi
α_u	W/(m ² K)	Koeficijent prijelaza topline na strani slabije struje
α_v	W/(m ² K)	Koeficijent prijelaza topline pri kondenzaciji jače struje
λ	W/(mK)	Toplinska provodnost
μ	Pa s	Dinamička viskoznost
ρ	kg/m ³	Gustoća
w'	m/s	Brzina strujanja vode u cijevima
w	m/s	Stvarna brzina strujanja vode u cijevima
A_{pp}	m ²	Ukupna površina poprečnog presjeka kroz koji struji voda
ϑ_m	°C	Srednja temperatura

$\vartheta_{m,s}$	°C	Srednja temperatura stijenke
Re	-	Reynoldsova bezdimenzijska značajka
Pr	-	Prandtlova bezdimenzijska značajka
Nu	-	Nusseltova bezdimenzijska značajka
H_1'	W	Entalpija slabije struje na ulazu
H_1''	W	Entalpija slabije struje na izlazu
H_2'	W	Entalpija jače struje na ulazu
H_2''	W	Entalpija jače struje na izlazu
H_0	W	Entalpija jače i slabije struje na stanju okoliša
S_1'	W/K	Entropija slabije struje na ulazu
S_1''	W/K	Entropija slabije struje na izlazu
S_2'	W/K	Entropija jače struje na ulazu
S_2''	W/K	Entropija jače struje na izlazu
S_0	W/K	Entropija jače i slabije struje na stanju okoliša
h_1'	J/kg	Specifična entalpija slabije struje na ulazu
h_1''	J/kg	Specifična entalpija a slabije struje na izlazu
h_2'	J/kg	Specifična entalpija a jače struje na ulazu
h_2''	J/kg	Specifična entalpija a jače struje na izlazu
h_0	J/kg	Specifična entalpija jače i slabije struje na stanju okoliša
s_1'	J/(kgK)	Specifična entropija slabije struje na ulazu
s_1''	J/(kgK)	Specifična entropija slabije struje na izlazu
s_2'	J/(kgK)	Specifična entropija jače struje na ulazu
s_2''	J/(kgK)	Specifična entropija jače struje na izlazu
s_0	J/(kgK)	Specifična entropija jače i slabije struje na stanju okoliša
T_{ok}	K	Temperatura okoliša
p_{ok}	Pa	Tlak okoliša
ΔEx	W	Ukupna eksergijska destrukcija
Ex_{UL}	W	Ukupna eksergija na ulazu u kondenzator
Ex_{IZ}	W	Ukupna eksergija na izlazu iz kondenzatora
Ex_{UL1}	W	Eksergija slabije struje na ulazu
Ex_{UL2}	W	Eksergija jače struje na ulazu
Ex_{IZ1}	W	Eksergija slabije struje na izlazu
Ex_{IZ2}	W	Eksergija jače struje na izlazu
ε_{ex}	-	Eksergijski stupanj djelovanja

SAŽETAK

U radu je proveden energijsko-eksergijski proračun kondenzatora, tipa "Shell and Tube". U kondezatoru potpuno kondenzira pregrijana vodena para na način da se kondezacijom u plaštu odvodi toplina zagrijavajući time kapljevitu vodu u snopu cijevi koja se koristi za radijatorsko grijanje prostorija. Za zadano termodinamičko stanje vodene pare, temperaturne razlike ulazne i izlazne struje kapljevite vode, brzinu strujanja vode u cijevima i oslobođeni toplinski tok prilikom kondenzacije proveden je energijski proračun u svrhu dimenzioniranja izmjenjivača. Za tako dimenzioniran izmjenjivač proveden je energijski proračun uz pretpostavku iste ulazne temperature kapljevite vode, istog masenog protoka kapljevite vode, ali različitog termodinamičkog stanja vodene pare te su kao rezultat dobiveni temperatura izlazne struje kapljevite vode i toplinski tok oslobođen kondenzacijom vodene pare. Proveden je proračun eksergijske destrukcije i proračun temperature stijenke na strani vodene pare za oba slučaja. Dijagramski su prikazani temperature obih struja, temperatura stijenke, eksergijske destrukcije i izmijenjeni toplinski tok u ovisnosti o duljini izmjenjivača. Uspoređeni su dobiveni rezultati proračuna u oba slučaja.

Ključne riječi: kondezator, izmjenjivač, vodena, para, voda, energija, eksergija, toplina

SUMMARY

SUMMARY: This paper carries out the energy-exergy calculation of a condenser, the 'Shell and Tube' type. The overheated steam in the condenser completely condenses by condensing in the shell. This carries the heat while warming up the liquid water in a bundle tube which is used for radiator heating. For the given thermodynamic state of the steam, temperature difference between the entrance and exit of the water flow, velocity of the water in the pipes and the heat flow which is released through condensation, the energy calculation has been conducted to design the condenser. For the designed condenser, energy calculation has been conducted assuming that the entrance temperature of the water and weight fluctuation of the liquid water are the same but with different thermodynamic state of the steam, therefore getting the results of the temperature the exit flow of water and the heat flow released by condensing the steam. Furthermore, the calculation of the exergy destruction and temperature of the outer wall of the tube for both cases has been performed. Temperature of both flows, temperature of outer wall of the tube, exergy destruction and the heat flow depending on length of condenser have been shown in diagrams. The obtained results have been compared.

KEY WORDS: condenser, exchanger, steam, water, energy, exergy, heat

1. UVOD

Predmet ovog rada je energijsko-eksergijski proračun kondenzatora. Potrebna znanja koja mi omogućuju problematiku proračuna sam stekao na kolegijima Termodinamika I i Termodinamika II. U okviru kolegija Termodinamike I upoznao sam se s nepovratnim (ireverzibilnim) procesima dok sam kroz kolegij Termodinamika II stekao sam znanja iz područja toplinskih aparata, koja su uglavnom bila orijentirana na energijski proračun.

Osnova svakog tipa izmjenjivača, bilo da se radi o rekuperatorima, regeneritorima ili izravnim izmjenjivačima (mješalištima), je da dolazi do jednosmjernog prijenosa topline od toplije k hladnijoj struji, gdje se pri tome hladnija struja zagrijava, a toplija ohlađuje.

Kroz kolegij Termodinamika II obuhvatno su razrađeni osnovni tipovi rekuperatora, istosmjerni protusmjerni i križni po kriteriju dvaju zakona održanja: zakona o održanju mase i zakona o održanju energije. Napravljena je međusobna usporedba tih rekuperatora prema kriteriju stupnja iskoristivosti odnosno efikasnosti izmjenjivača ε . Po tom je kriteriju najbolji protusmjerni, zatim križni dok je najlošiji istosmjerni rekuperator.

Kod ovih tipova izmjenjivača istovremeno se nužno javljaju dva oblika nepovratnosti. Prvi je zbog prijenosa topline između dviju struja pri njihovim konačnim temperaturnim razlikama. Drugi oblik nepovratnosti uzrokovan je padom tlaka struja u rekuperatoru (trenje). Navedeni oblici nepovratnosti nužno dovode do njihove eksergijske destrukcije, koja počiva na II. zakonu termodinamike.

Kako u okviru kolegija Termodinamika II nije detaljno razrađena eksergijska destrukcija izmjenjivača topline, ta činjenica mi je bila jedan od glavnih motiva izbora ovakve teme za svoj završni rad. U okviru ovog rada će, uz energijski proračun, analiza i proračuna eksergijske destrukcije uključivati samo ireverzibilnost zbog prijenosa topline između struja, dok će se trenje zanemariti.

1.1. Izmjenjivači topline

Toplinski aparati, u kojima se topline izmjenjuje između dvije ili više tekućina (fluida) u svrhu zagrijavanja ili ohlađivanja jednog fluida drugima, se nazivaju izmjenjivači topline. Njihova je praktična primjena vrlo raširena u postrojenjima centralnog grijanja (poznati kao bojleri, radijatori, kaloriferi), postrojenjima za pripremu potrošne tople vode i kod postrojenja koja se primjenjuju u rashladnoj tehnici (isparivači, kondenzatori). Također imaju veliku primjenu u području termoelektričnih postrojenja (parni kotao, isparivač), pregrijači pare, zagrijači zraka, zagrijači napojne vode (ekonomajzeri, kondenzator) odnosno nuklearnih reaktora (parni kotao, kondenzator).

Izmjenjivači topline se mogu načelno podijeliti na:

- rekuperatore
- regeneratore
- direktne (izravne) aparate

U okviru ovog rada provoden je proračun rekuperatora te se u daljnjem tekstu detaljnije analizira taj tipa izmjenjivača.

Rekuperatori su izmjenjivači topline kod kojih su struje međusobno razdvojene čvrstom stijenkama. Razdjelna stijenka je većinom cijevnog oblika, iako može biti i pločastog oblika. Rekuperator funkcionira na način da se jedna struja koja je toplija hladi prolazom kroz najčešće cijev te na taj način zagrijava drugu struju koja je hladnija. Iz prethodne konstatacije te uz usvajanje pretpostavki da se toplinski tok rekuperatora prema okolišu i provođenje topline u smjeru strujanja zanemaruje, je jasno da je toplinski tok koji se od toplije struje odvodi jednak toplinskom toku koji se hladnijoj struji dovodi.

Osnovni tipovi rekuperatora prema smjeru međusobnog strujanja fluida su:

- istosmjerni
- protusmjerni
- križni (unakrsni)

U praksi se osim osnovnih tipova, najčešće koriste kombinirani rekuperatori. Oni su uglavnom formirani od sva tri osnovna tipa.

Također rekuperativni izmjenjivači mogu biti izvedeni tako da svaka struja kroz njih jedanput prolazi ili da svaka struja ima više prolaza. Rekuperatori s više prolaza su češći u praktičnoj primjeni.

Zavisno o konstrukcijskoj izvedbi izmjenjivači topline mogu se još podijeliti na lamelne, spiralne, pločaste, , izmjenjivače sa profiliranom pločom, itd.

1.2. Bezdimenzijske značajke rekuperatora s jednim prolazom

Prilikom označavanja struja s indeksom 2 označava se jača struja, odnosno ona struja koja ima veći toplinski kapacitet, dok se s indeksom 1 označava slabija struja, odnosno ona struja koja ima manji toplinski kapacitet.

$$C_2 = q_{m2} \cdot c_{p2} > C_1 = q_{m1} \cdot c_{p1} \quad (1)$$

Kao oznaka ulazne struje u rekuperativni izmjenjivač koristi se apostrof ' dok se za oznake izlazne struje koristi apostrof ". Na temelju navedenog načina označavanja, oznake ulaznih i izlaznih temperatura pojedinih struja su:

- ϑ'_1 = ulazna temperatura slabije struje
- ϑ''_1 = izlazna temperatura slabije struje
- ϑ'_2 = ulazna temperatura jače struje
- ϑ''_2 = izlazna temperatura jače struje

Za toplinski tok u rekuperatoru postoji matematička veza koja glasi :

$$\Phi = f(k, A, \vartheta'_1, \vartheta''_1, \vartheta'_2, \vartheta''_2, C_1, C_2) \quad (2)$$

Ako se u jednadžbi (2) provede dimenzijsku analizu, dobiva se implicitno rješenje rekuperatora,

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad (3)$$

Bezdimenzijska temperaturna značajka π_1 može se izraziti kao

$$\pi_1 = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta_2'} \quad (4)$$

Značajka π_1 može se zapisati i u formalnom eksplicitnom obliku kao funkcija

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3) \quad (5)$$

Oblik funkcija f ovisi o tipu rekuperativnog izmjenjivača topline.

Temperaturna značajka može se zapisati još i kao

$$\pi_1 = \frac{\Phi}{C_1(\vartheta_1' - \vartheta_2')} \quad (6)$$

a s obzirom da nazivnik jednadžbe (6) predstavlja maksimalni toplinski tok jasno proizlazi da π_1 predstavlja još i iskoristivost topline, bez obzira na tip izmjenjivača.

Bezdimenzijska značajka prijenosnih jedinica π_2 glasi

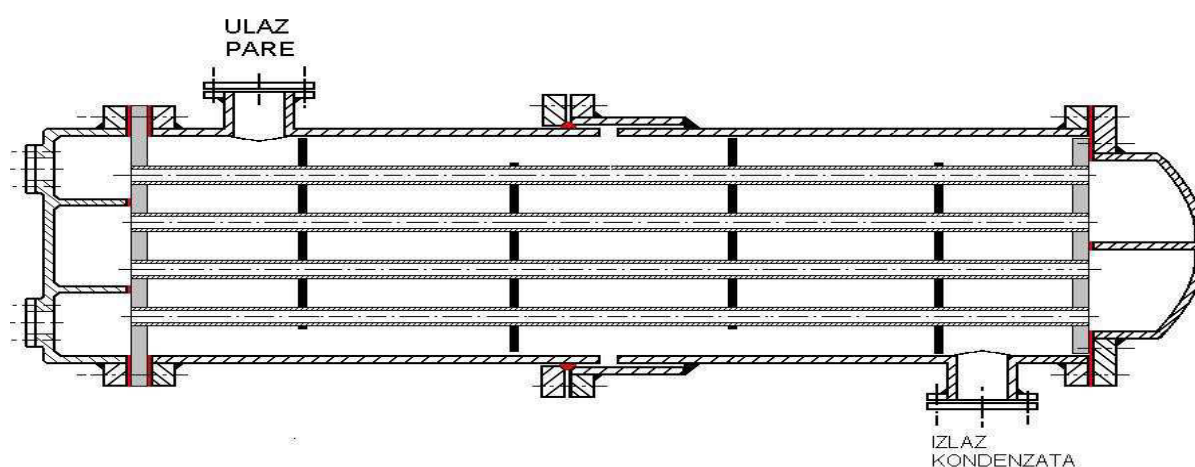
$$\pi_2 = \frac{kA}{C_1} \quad (7)$$

Bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta je

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} \quad (8)$$

1.3. Kondenzator

Kondenzator pare je rekuperativni izmjenjivač topline unutar kojeg dolazi do izmjene topline između struje pare i struje rashladnog medija (npr. kapljevita voda). Toplina se odvodi sa struje pare prema struji rashladnog medija kako bi se postigla kondenzacija odnosno prijelaz vodene pare iz parovite u kapljevitu fazu. Kondenzatori pare su aparati koji se uglavnom sastoje od snopa cijevi umetnutih u bubanj ("Shell and Tube"). Para kondenzira oko cijevi odvođenjem topline na struju kapljevite vode koja struji kroz cijevi. Ta se voda može koristiti za npr. zagrijavanje stambene zgrade.



Slika 1. Primjer kondenzatora pare s dva prolaza rashladnog medija

Proces kondenzacije spada u pojave kod kojih se toplina prenosi promjenom faze pri konstantnom tlaku uz temperaturni zastoj. U tom slučaju toplinski kapacitet struje koja kondenzira teži u beskonačnost što je vidljivo iz izraza prema [1]

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial \vartheta} \right)_p = \frac{r}{\Delta \vartheta \approx 0} \rightarrow \infty \quad (9)$$

Sukladno navedenom, struji koja kondenzira pridružuje se indeks 2, a temperatura struje 2 se označava $\vartheta_2'' = \vartheta_2' = \vartheta_2 = \vartheta'$.

Kako je prema jednadžbi (8) bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta

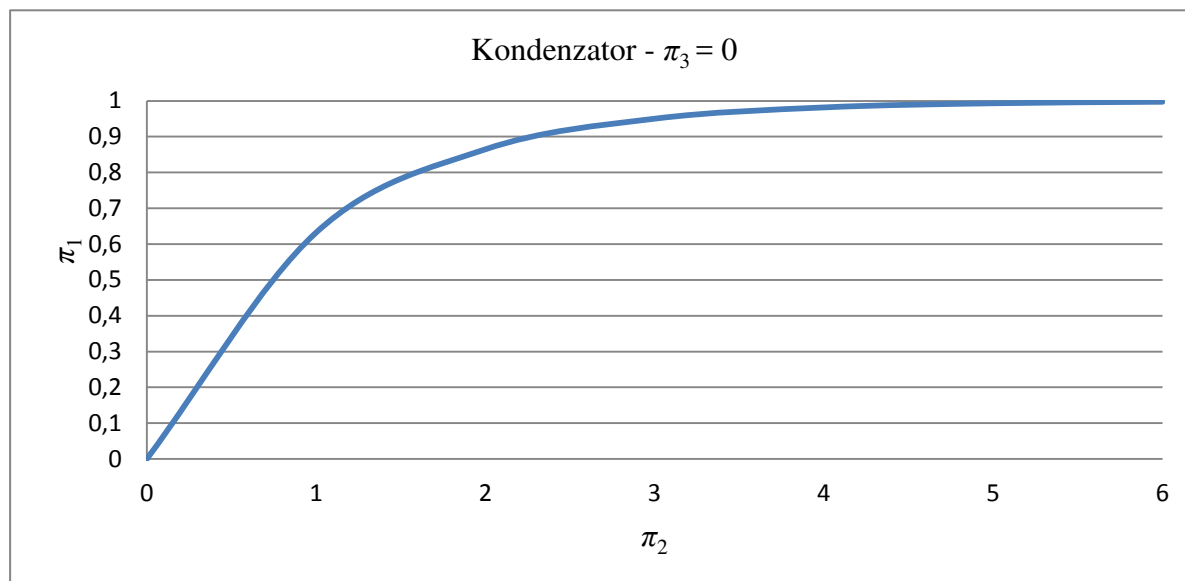
$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{q_{m1} c_{p1}}{q_{m2} c_{p2}} \quad (10)$$

očito je da će za slučaj kondenzatora značajka omjera toplinskih kapaciteta iznositi $\pi_3 = 0$.

Uvrsti li se dobivena vrijednost u $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3)$, za sva tri osnovna tipa rekuperatora [2] dobiva se ista funkcijska veza između bezdimenzijskih značajki

$$\pi_{1i} = \pi_{1p} = \pi_{1k} = 1 - e^{-\pi_2} \quad (11)$$

što znači da u slučaju kondenzacije tip rekuperatora ne utječe na oblik funkcijske veze između bezdimenzijskih značajki.



Slika 2. Dijagramski prikaz funkcijske povezanosti bezdimenzijskih značajki kondenzatora

Nužni uvjet za kondenzaciju suhozasićene pare je $\vartheta_s < \vartheta' = f(p)$, gdje je ϑ_s temperatura stijenke koja je u dodiru s parom, a $\vartheta' = f(p)$ temperatura zasićenja za pripadajući tlak kondenzacije. Isti uvjet vrijedi i za pregrijanu paru, jer je tada njezin toplinski kapacitet C_2 beskonačno velik, iako se pri tome temperatura pare promijenila od temperature pregrijanja do temperature zasićenja. To se događa zbog toga što one čestice pregrijanje pare koje dođu u dodir sa stijenkom kojoj je temperatura manja od temperature zasićenja, trenutno gube toplinu pregrijanja i ohlade se na temperaturu ϑ' . Kod te temperature navedene čestice kondenziraju uz temperaturni zastoj, stvarajući pritom na stijenki film ili kapljice kondenzata (zavisno o tipu kondenzacije) te temperature zasićenja. Temperatura zasićenja i pripadajući tlak su konstantni duž cijelog aparata, jer se zanemaruje pad tlaka po duljini aparata uslijed otpora strujanju, pa je temperatura zasićenja mjerodavna za prijenos topline. No jezgra pare, koja se još nije ohladila može imati mnogo veću temperaturu.

2. ENERGIJSKO-EKSERGIJSKI PRORAČUN KONDENZATORA VODENE PARE TLAKA $p = 2$ bar

2.1. Energijski proračun kondenzatora

Potrebno je dimenzionirati horizontalni rekuperativni izmjenjivač s jednim prolazom, tip "Shell and Tube" odnosno odrediti duljinu izmjenjivača te broj i dimenzije cijevi. U rekuperatoru oko snopa čeličnih cijevi kondenzira pregrijana vodena para tlaka 2 bar i temperature 200 °C koja se hladi kapljevitom vodom. Toplinski tok koji se oslobađa kondenzacijom iznosi 150 kW.

Kondenzator je u potpunosti definiran kada su poznate sve tri bezdimenzijske značajke. Iz zadanih ulaznih podataka moguće je odrediti bezdimenzijske značajke π_1 i π_3 . Za određivanje značajke π_2 potrebno je poznavati površinu izmjene topline A , koeficijent prolaza topline k i toplinski kapacitet slabije struje C_1 koja je u ovom slučaju kapljevita voda.

Koeficijent prolaza topline kroz cijevnu stijenku nije fizikalna veličina iz razloga što je sveden na određenu površinu koja se odabire proizvoljno te ima beskonačno mnogo vrijednosti. Prilikom proračuna odabrano je da se koristi koeficijent prolaza topline k_v sveden na vanjsku površinu cijevnog snopa A_v . Površina izmjene topline ovisi o dimenzijama kondenzatora odnosno o duljini kondenzatora, broju cijevi i dimenzijama cijevi. Na temelju izmijenjenog toplinskog toka, zadane srednje brzine vode u cijevima i temperaturne razlika ulazne i izlazne struje kapljevite vode dobiva se ukupnu površinu poprečnog presjeka kroz koji struji voda. Na temelju ukupne površine poprečnog presjeka strujanja vode i odabrane dimenzije promjera cijevi računa se potreban broj cijevi. Broj cijevi je zaokružen na cijeli broj te je dobivena stvarna površina poprečnog presjeka kroz koji struji kapljevita voda. Na temelju stvarne površine poprečnog presjeka i izračunatog masenog protoka računa se stvarna prosječna brzina strujanja kapljevite vode u cijevima. Kako bi se definirala površina izmjene topline pretpostavljena je duljina kondenzatora.

Prolaz topline od vodene pare do kapljevite vode se sastoji od prijelaza topline (konvekcija) pri kondenzaciji vodene pare na stijenci, provođenja topline (kondukcija) kroz čeličnu stijenku i prijelaza topline (konvekcija) sa stijenke na kapljevitu vodu, koja struji u cijevima. Koeficijent prolaza topline računat je slučaj stacionarnog prolaza topline kroz cijevnu stijenku. Za proračun koeficijenta prijelaza topline sa stijenke cijevi na kapljevitu vodu korišten je model prisilne konvekcije za turbulentno strujanje tekućine kroz horizontalnu

cijev. Svi potrebni podaci za navedeni model su dobiveni analitički bez iteracije. Iako predstavlja gotovo zanemariv otpor prolazu topline, kondukcija je računata za provođenje kroz jednoslojnu stijenku cijevi za stacionarno stanje. Koeficijent prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare na vanjskoj stijenci računat je prema modelu kondenzacije na vanjskoj površini vodoravne cijevi.

Kako je za rješenje modela potrebno poznavati temperaturu stijenke, rješenje je moguće jedino iteracijskim postupkom. Iteracijski postupak rješavanja je proveden u tabličnom kalkulatoru "Microsoft Excelu". Postupak rješavanja se započinje pretpostavljanjem temperature vanjske stijenke cijevi na ulazu i na izlazu iz kondenzatora. Na temelju temperature zasićenja, za pripadajući tlak vodene pare, te temperatura vanjske stijenke cijevi na ulazu i izlazu, izračunata je srednja logaritamska razlika temperatura. Kako se temperatura stijenke mijenja duž površine izmjenjivača potrebno je odrediti srednju temperaturu stijenke. Srednja temperatura stijenke je izračunata kao razlika između temperature zasićenja i srednje logaritamske razlike temperatura, te je ona korištena za izračun svojstava pothlađenje kapljevine sukladno modelu za proračun koeficijenta prijelaza topline pri kondenzaciji. Zatim se izračuna koeficijent prolaza topline i srednja logaritamska razlika temperatura između struje vodene pare i struje kapljevite vode, te pripadajući toplinski tok izmijenjen između struja vodene pare i kapljevite vode. Kako bi se zadovoljio uvjet stacionarnosti, potrebno je da i toplinski tok izmijenjen između vodene pare i vanjske stijenke cijevi bude jednak izračunatom toplinskom toku izmijenjenom između vodene pare i kapljevite vode. Iteracijski postupak se ponavlja dok se ne uspostavi jednakost između ta dva toplinska toka. Tijekom iteracijskog postupka mijenjane su pretpostavljene vrijednosti duljine kondenzatore, temperature stijenke na ulazu iz kondenzatora i temperature stijenke na izlazu iz kondenzatora, sve dok je dobiveni toplinski tok odgovarao zadanoj vrijednosti od 150 kW.

2.1.1. Ulazni podaci

- toplinski tok izmijenjem u kondenzatoru $\phi = 150\,000\text{ W}$

Vodena para

- tlak $p = 2\text{ bar}$
- ulazna temperatura pregrijanja $\vartheta_{2,p} = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$
- temperatura zasićenja $\vartheta' = \vartheta'_2 = \vartheta''_2 = \vartheta_2 = 120,21\text{ }^{\circ}\text{C}$

Kapljevita voda

- ulazna temperatura $\vartheta'_1 = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$
- izlazna temperatura $\vartheta''_1 = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$
- prosječna brzina vode u cijevima $w' = 0,3\text{ m/s}$

2.1.2. Identifikacija struja, proračun masenog protokastruje kapljevite vode, proračun masenog protoka nastalog kondenzata, proračun bezdimenzijskih značajki kondenzatora

Struje se označavaju indeksima 1 i 2, gdje indeks poprima 1 struja koja ima manji toplinski kapacitet- slabija struja, a indeks 2 poprima struja koja ima veći kapacitet – jača struja. Kako prilikom kondenzacije specifični toplinski kapacitet struje koja kondenzira teži u beskonačnost jasno je da će struja vodene pare biti jača, dok će struja kapljevite vode biti slabija struja.

Toplinski kapacitet se računa prema izrazu:

$$C = q_m c_p \quad (12)$$

Toplinski kapacitet slabije struje:

$$C_1 = q_{m1} c_{p1} \quad (13)$$

Fizikalna svojstva vode se očitavaju za srednju temperaturu

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta'_1 + \vartheta''_1}{2} = \frac{70 + 90}{2} = 80\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ iz [3].}$$

- specifični toplinski kapacitet $c_p = 4195,6\text{ J/(kgK)}$

- gustoća $\rho = 971,82 \text{ kg/m}^3$

Potrebni maseni protok vode računa se preko izraza za toplinski tok:

$$q_{m1} = \frac{\phi}{c_p \cdot (\vartheta_1'' - \vartheta_1')} = \frac{150\,000}{4195,6 \cdot (90 - 70)} = 1,788 \text{ kg/s} \quad (14)$$

iz čega slijedi da je toplinski kapacitet slabije struje:

$$C_1 = 7\,500 \text{ W/K} \quad (15)$$

Maseni protok nastalog kondezata se određuje prema izrazu za toplinski tok:

$$q_{m2} = \frac{\phi}{(h_2' - h_2'')} = \frac{150}{2870,78 - 504,68} = 0,0634 \text{ kg/s} \quad (16)$$

gdje je $h_2' = 2870,78 \text{ kJ/kg}$ specifična entalpija pregrijane pare, a $h_2'' = 504,68 \text{ kJ/kg}$ specifična entalpija vrele kapljevine na tlaku od 2 bar. Vrijednosti su očitane iz [3].

Kako specifični toplinski kapacitet struje koja kondezira teži u beskonačnost, tada je

$$C_2 \rightarrow \infty \quad (17)$$

Iz navedenog slijedi da je bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{7\,500}{\infty} = 0 \quad (18)$$

Temperaturna bezdimenzijska značajka se računa prema jednadžbi (4)

$$\pi_1 = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta_2'} = \frac{70 - 90}{70 - 120,21} = 0,398 \quad (19)$$

Iz jednadžbe (11) izračuna se bezdimenzijska značajka π_2 :

$$\pi_2 = -\ln(1 - \pi_1) = -\ln(1 - 0,398) = 0,508 \quad (20)$$

Dobivena vrijednost služi za kontrolu i potvrdu pretpostavljenjih vrijednosti.

2.1.3. Proračun dimenzija i broja cijevi u cijevnom snopu, proračun duljine izmjenjivača, proračun površine izmjene topline

Ukupna površina poprečnog presjeka kroz koji struji voda dobije se preko izraza za maseni protok, uz zadanu prosječnu brzinu strujanja vode

$$A_{pp} = \frac{q_{m1}}{w' \cdot \rho} = \frac{1,788}{0,3 \cdot 971,82} = 6,133 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (21)$$

Odabrana je dimenzija cijevi DN 15, prema [4]:

- $d_u = 0,016 \text{ m}$
- $d_v = 0,020 \text{ m}$

Na temelju odabrane dimenzije cijevi i ukupne površine poprečnog presjeka dobiva se broj cijevi u cijevnom snopu:

$$n = \frac{A_{pp}}{\frac{d_u^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{6,133 \cdot 10^{-3}}{\frac{0,016^2 \cdot \pi}{4}} = 30,50 \quad (22)$$

Broj cijevi potrebno je zaokružiti na cijeli broj, te će se posljedično tome promijeniti brzina strujanja u cijevima. Odabrani broj cijevi je $n = 30$. Na temelju odabranog promjera i broja cijevi dobiva se stvarna prosječna brzina strujanja vode u cijevima:

$$w = \frac{q_{m1}}{\frac{d_u^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot \rho} = \frac{1,788}{\frac{0,016^2 \cdot \pi}{4} \cdot 30 \cdot 971,82} = 0,305 \text{ m/s} \quad (23)$$

Za određivanje duljine kondenzatora topline L potrebno je poznavati koeficijent prolaza topline koji ovisi o nepoznatoj temperaturi stijenke kao što će biti pokazano kasnije, što ukazuje da će i ovaj postupak proračuna biti iteracijski. Provedenim iteracijskim postupkom, u zadnjem koraku iteracije određena je duljina $L = 1,10 \text{ m}$. Time je u potpunosti definirana i dimenzionirana geometrija površine izmjene topline. Kao referentna površina izmjene topline proizvoljno je odabrana vanjska površina snopa cijevi te će u nastavku proračuna koeficijent prolaza topline biti sveden na tu površinu. To nam omogućuje činjenica da koeficijet prolaza topline za cijevnu stijenku nije fizikalna veličina jer ovisi o proizvoljno odabranoj površini na koju je sveden.

Ukupna površina izmjene topline:

$$A_v = n \cdot d_v \cdot \pi \cdot L = 30 \cdot 0,020 \cdot \pi \cdot 1,10 = 2,074 \text{ m}^2 \quad (24)$$

2.1.4. Proračun koeficijenta prolaza topline

Toplinski tok izmijenjen između struja u kondenzatoru računa se izrazom, [2]:

$$\Phi = A_v \cdot k_v \cdot \Delta\vartheta_{m,P-V} \quad (25)$$

gdje je A_v vanjska površina cijevi odnosno referentna površina za izmjenu topline, k_v koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu, a $\Delta\vartheta_{m,P-V}$ srednja logaritamska razlika temperatura između vodene pare i kapljevite vode. Kao što je je ranije navedeno, kod prijenosa topline za struju pregrijane vodene pare je mjerodavna temperatura zasićenja. Srednja logaritamska razlika temperatura struja i se računa prema izrazu [2] te iznosi:

$$\Delta\vartheta_{m,P-V} = \frac{(\vartheta_2 - \vartheta'_1) - (\vartheta_2 - \vartheta''_1)}{\ln \frac{\vartheta_2 - \vartheta'_1}{\vartheta_2 - \vartheta''_1}} = \frac{(120,21 - 70) - (120,21 - 90)}{\ln \frac{120,21 - 70}{120,21 - 90}} = 39,367 \text{ °C} \quad (26)$$

Koeficijent prolaza sveden na vanjsku površinu slijedi iz izraza, [2]:

$$k_v = \frac{1}{\frac{d_v}{d_u \cdot \alpha_u} + \frac{d_v}{2 \cdot \lambda_s} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (27)$$

gdje je α_u koeficijent prijelaza topline s unutarnje strane cijevi, $\lambda_s = 58 \text{ W/(mK)}$ toplinska provodnost čelične cijevne stijenke, a α_v koeficijent prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare oko cijevi. Pribrojnici u nazivniku jednadžbe (27) zapravo predstavljaju svojevrzne serijski spojene toplinske otpore. Drugi pribrojnici u nazivniku uglavnom predstavlja zanemarivi otpor provođenju topline. Struktura jednadžbe pokazuje kako je vrijednost koeficijenta prolaza topline uvijek manja od najmanje vrijednosti prijelaza topline odnosno manja od veličine $\frac{d_v}{2 \cdot \lambda_s}$. Iz toga proizlazi zaključak da se za zadanu krutu stijenku povećanje koeficijenta prolaza topline mora tražiti povećanjem najmanjeg koeficijenta prijelaza topline. Kao što je već navedeno koeficijent prolaza topline nije fizikalna veličina nego proizvoljno odabran broj iz razloga što ovisi o proizvoljno odabranoj površini, na koju je sveden te se koristi za jednostavnije pisanje izraza izmjene topline. Kako vrijednost toplinskog toka za stacionarno stanje ne smije ovisiti o tome na koju površinu je sveden koeficijent prolaza topline, vrijedi izraz $k_v A_v = k_u A_u = \text{konst.}$

2.1.5. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani kapljevite vode- α_u

Pod pojmom izmjena topline konvekcijom podrazumijeva se izmjena topline između krute stijenke i tekućine koja se nalazi uz stijenku. Zavisno o pokretačkoj sili gibanja čestica konvekciju se dijeli na prirodnu i prisilnu.

Pri slobodnoj konvekciji dolazi do strujanja fluida koje je uvjetovano heterogenošću masenih sila na promatranim volumenom fluida. Heterogenost je uvjetovana nejednolikom temperaturnom raspodjelom po volumenu fluida, a time i nejednolikom raspodjelom gustoće fluida unutar graničnog sloja. Razlika gustoće čestica uzrokuje silu uzgona koja je jedini pokretač gibanja čestica tekućine. U izotermnom sustavu nema niti izmjene topline niti strujanja izazvanog uzgonom.

Prisilna konvekcija nastaje kad je strujanje tekućine uz stijenku izazvano neakvim vanjskim uzrokom, neovisnim o rasporedu temperatura u sustavu. Taj vanjski uzrok može biti vjetar, prisilno gibanje stijenke kroz tekućinu ili strujanje uzrokovano radom ventilatora ili pumpe.

U stvarnosti je često prisutna miješovita konvekcija, slučaj kada je strujanje uzrokovano vanjskim uzrokom, ali istovremeno i silom uzgona.

Kod oba tipa konvekcije, ovisno o veličini pokretačke sile i brzini strujanja tekućine, postoje dva načina strujanja- laminarno i turbulentno.

Laminarno strujanje se pojavljuje kod manjih brzina strujanja i viskoznijih tekućina pri čemu dominiraju sile trenja. Strujnice su pravilne i ne presjecaju se pri čemu ne postoji mješanje čestica. Toplina se prenosi poprečno na smjer strujnica na razini molekula, slično kao i kod provođenja.

Turbulentno strujanje se pojavljuje kod većih brzina i manje viskoznih tekućina pri čemu dominiraju sile tromosti. Prilikom strujanja dolazi do intenzivnog mješanja strujnica čime je pojačana izmjena topline. No i u ovom tipu strujanja se uz stijenku pojavljuje laminarni granični sloj koji predstavlja glavni otpor pri izmjeni topline te najviše utječe na iznos prenesene topline.

Za proračun koeficijenta prijelaza topline sa stijenke cijevi na kapljevitu vodu korišten je model prisilne konvekcije za izobraženo turbulentno strujanje tekućine kroz horizontalnu cijev prema [5]. Izrazi korišteni u ovom modelu dobiveni su na temelju Nusseltove teorije sličnosti, za čistu tekućinu.

Izraz za izračun Nusseltove značajke, koja je direktno povezana s koeficijentom prijelaza topline, prema [5] glasi:

$$Nu_u = \frac{\alpha_u \cdot d_u}{\lambda} = \frac{0,0398 \cdot Pr \cdot Re^{0,75}}{1 + 1,74 \cdot Re^{-0,125} \cdot (Pr - 1)} \quad (28)$$

Fizikalna svojstva vode se očitavaju za srednju temperaturu

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta'_1 + \vartheta''_1}{2} = \frac{70 + 90}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C iz [3].}$$

- gustoća $\rho = 971,82 \text{ kg/m}^3$
- dinamička viskoznost $\mu = 0,00035434 \text{ Pa s}$
- Prandtlova značajka $Pr = 2,2189$
- toplinska provodnost $\lambda = 0,670 \text{ W/(mK)}$

Vrsta strujanja ovisi o Reynoldsovom broju:

$$Re = \frac{w \cdot d_u \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,305 \cdot 0,016 \cdot 971,82}{0,00035434} = 13\,381,842 \quad (29)$$

Granica između laminarnog i turbulentnog strujanja u cijevima je u području Reynoldsova broja odnosno značajke od 2300-3000. Reynoldsova značajka zapravo predstavlja omjer sila tromosti i sila trenja. Iznos Reynoldsove značajke ukazuje da je strujanje vode u cijevima kondenzatora turbulentnog karaktera s izraženim utjecajem sila tromosti.

Izraz za izračun Nusseltove značajke prema jednadžbi (28) koji se odnosi na oblikovano turbulentno strujanje tekućine u cijevi, uz uvjet $Re > 3000$, $L > 40 \cdot d_u$:

$$Nu_u = \frac{\alpha_u \cdot d_u}{\lambda} = \frac{0,0398 \cdot 2,2189 \cdot 13\,381,842^{0,75}}{1 + 1,74 \cdot 13\,381,842^{-0,125} \cdot (2,2189 - 1)} = 66,72 \quad (30)$$

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani vode prema jednadžbi (28) iznosi:

$$\alpha_u = \frac{Nu_u \cdot \lambda}{d_u} = \frac{66,726 \cdot 0,670}{0,016} = 2794,139 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (31)$$

2.1.6. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare- α_v

Kondenzacija je proces pri kojem dolazi do prijelaza iz pravovitog u kapljevito agregatno stanje. Kondenzacija nastaje zbog dovoljnog hlađenja pare na površini neke krute stijenke ili hlađenja pare u nekom prostoru u kojem postoje jezgre kondenzacije (prisutnost krutih čestica u zraku). Glavni i jedini kriterij nastupanja kondenzacije je taj da temperatura stijenke s kojom je para u dodiru mora biti niža od temperature zasićenja za zadani tlak, koji je određen linijom napetosti za vodu. Kako bi navedeni proces tekao stalno i da bi se uspostavilo stacionarno stanje, potrebno je da se toplinski tok slobodan kondenzacijom neprestano odvodi kroz stijenku na struju rashladne tekućine odnosno u ovom slučaju kapljevite vode. Para može biti mokra, suhozasićena ili pregrijana. Kondenzacija će nastupiti uz bilo kakvo hlađenje stijenke stijenke za slučaj mokre i suhozasićene pare dok se kod pregrijane pare zbog slabog hlađenja stijenke može dogoditi da kondenzacija ne nastupi. Izostajanje kondenzacije kod pregrijane može se dogoditi ukoliko je temperatura stijenke viša od temperature zasićenja za zadani tlak zbog premalog hlađenja stijenke. U tom slučaju se prijelaz topline odvija kao i kod bilo kojeg plina, bez kondenzacije.

Sama kondenzacija se može odvijati na dva različita načina, kao filmska ili kao kapljičasta kondenzacija, ovisno o stanju površine na kojoj se odvija. Za čiste, nepraljave površine karakteristična je filmska kondenzacija kod koje se kondenzat razlijeva po površini, stvarajući tanki film te pod utjecajem gravitacije kontinuirano struji niz površinu.

Ukoliko je površina prekrivena tvarima koje sprječavaju vlaženje karakteristično je pojavljivanje kapljičaste kondenzacije. Kapljice formirane u pukotinama i šuplinama na površini rastu i spajaju se te se zbog gravitacije slijevaju niz površinu ili bivaju odnešene strujom pare, oslobađajući time stijenku od sloja kondenzata.

Upravo to čišćenje stijenke od kapljica kondenzata smanjuje toplinski otpor te je koeficijent prijelaza topline pri kapljičastoj kondenzaciji za red veličine veći u odnosu na filmsku kondenzaciju. Iz tog razloga se često koriste premazi koji sprječavaju vlaženje, te tako potiču kapljičastu kondenzaciju. Međutim, ovakvi premazi postupno gube svoju efikasnost, zbog oksidacije, zaprljanja ili izravnog uklanjanja, te opet može doći do filmske kondenzacije. Premda je kapljičasta kondenzacija poželjna u primjeni, često je teško osigurati uvjete za njeno održavanje. Iz navedenih razloga kondenzatori se uvijek proračunavaju prema modelu filmske kondenzacije.

Neovisno o tome da li je u obliku filma ili kapljica, kondenzat predstavlja toplinski otpor prijenosu topline između pare i površine krute stijenke. Kako ovaj otpor raste s porastom debljine kondenzata, koji raste u smjeru strujanja, preporučljivo je koristiti kratke, vertikalne površine ili horizontalne cilindre.

Koeficijent prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare na vanjskoj stijenci računat je za model kondenzacije na vanjskoj površini vodoravne cijevi prema [5]. Izrazi dani navedenim modelom temelje se na Nusseltovoj teoriji filmske kondenzacije uz pretpostavke laminarnog otjecanja kondenzata, konstantnim svojstava kondenzata te ne postojanja temperaturnih gradijenata unutar struje pare, čime zanemaruje provođenje iz nekondenziranog dijela struje pare. Također se zanemaruje advekcijски energijski prijenos u filmu kondenzata odnosno pretpostavlja se prijenos topline kondukcijom i linearni temperaturni profil u film kondenzata, a para se promatra kao čista tvar bez prisutstva nekondenzirajućih plinova.

Kako je za rješenje modela potrebno poznavati temperaturu stijenke, rješenje je moguće provesti jedino iteracijskim postupkom te se u daljnjem tijeku radu prikazuje proračun s vrijednostima dobiven u zadnjem koraku iteracije.

Srednji (po površini) koeficijent prijelaza topline topline pri kondenzaciji računa se prema izrazu, [5]:

$$\alpha_v = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g \cdot (h_{2p}'' - h_2')}{4 \cdot \mu \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,m}) \cdot d_v}} \quad (32)$$

Fizikalna svojstva vode se očitavaju za srednju temperaturu

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_2 + \vartheta_{s,m}}{2} = \frac{120,21 + 116}{2} = 118,11 \text{ } ^\circ\text{C iz [3].}$$

- gustoća $\rho = 944,625 \text{ kg/m}^3$
- dinamička viskoznost $\mu = 0,00023634 \text{ Pa s}$
- toplinska provodnost $\lambda = 0,683 \text{ W/(mK)}$

Temperatura ϑ_2 je temperatura zasićenja vodene pare za tlak $p = 2$ bar dok je $\vartheta_{s,m}$ srednja temperatura stijenke izračunata kao razlika između temperature zasićenja i srednje logaritamske razlike temperatura između struje vodene pare i stijenke ($\vartheta_{s,m} = \vartheta_2 - \Delta\vartheta_{m,P-S}$).

Srednja logaritamska razlika temperatura između struje vodene pare i stijenke računa se na temelju pretpostavljenih temperatura stijenke na ulazu ($\vartheta_{s,ul} = 112,921$ °C) i izlazu ($\vartheta_{s,izl} = 118,058$ °C) iz kondenzatora prema izrazu:

$$\begin{aligned}\Delta\vartheta_{m,P-S} &= \frac{(\vartheta_2 - \vartheta_{s,ul}) - (\vartheta_2 - \vartheta_{s,izl})}{\ln \frac{\vartheta_2 - \vartheta_{s,ul}}{\vartheta_2 - \vartheta_{s,izl}}} = \frac{(120,21 - 112,921) - (120,21 - 118,058)}{\ln \frac{120,21 - 112,921}{120,21 - 118,058}} \\ &= 4,210 \text{ °C}\end{aligned}\quad (33)$$

Srednja temperatura stijenke koja se koristi za izračun svojstava kondenzata:

$$\vartheta_{s,m} = \vartheta_2 - \Delta\vartheta_{m,P-S} = 120,21 - 4,210 = 116,00 \text{ °C} \quad (34)$$

Srednji (po površini) koeficijent prijelaza topline topline pri kondenzaciji iznosi:

$$\begin{aligned}\alpha_v &= \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g \cdot (h''_{2p} - h'_2)}{4 \cdot \mu \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,m}) \cdot d_v}} = \sqrt[4]{\frac{944,625^2 \cdot 0,683^3 \cdot 9,80665 \cdot (2870780 - 504680)}{4 \cdot 0,00023634 \cdot (120,21 - 116,00) \cdot 0,02}} \\ &= 17183 \text{ W/(m}^2\text{K)}\end{aligned}\quad (35)$$

2.1.7. Proračun toplinskog toka izmijenjenog u kondenzatoru

Uz izračunate koeficijente prijelaza topline, koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu prema izrazu (27) iznosi:

$$\begin{aligned}k_v &= \frac{1}{\frac{d_v}{\alpha_u \cdot \alpha_u} + \frac{d_v}{2 \cdot \lambda_s} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_v}} = \frac{1}{\frac{0,02}{0,16 \cdot 2794,139} + \frac{0,02}{2 \cdot 58} \ln \frac{0,02}{0,016} + \frac{1}{17182,838}} \\ &= 1838,115 \text{ W/m}^2\text{K}\end{aligned}\quad (36)$$

Toplinski tok izmijenjem između struje vodene pare i struje kapljevite vode u kondenzatoru prema izrazu (25) iznosi:

$$\Phi_{P-V} = A_v \cdot k_v \cdot \Delta\vartheta_{m,P-V} = 2,074 \cdot 1\,838,115 \cdot 39,387 = 150\,096,115 \text{ W} \cong 150 \text{ kW} \quad (37)$$

Postupak proračuna je proveden uz pretpostavku da se zanemaruje toplinski tok od rekuperatora prema okolišu (tu se pretpostavku može postići postavljanjem adekvatne toplinske izolacije oko kondenzatora) te da se provođenje topline u smjeru strujanja zanemaruje. Iz navedenog je jasno da da ukupan toplinski tok koji se oslobodi kondenzacijom vodene pare preuzima struja kapljevite vode. Također proračun je proveden za jednu radnu točku kondenzatora u stacionarnom stanju.

Kako je postupak proračuna iteracijski, potrebno je potvrditi točnost pretpostavljenih temperatura stijenke. To se postiže iz jednakosti toplinskog toka između vodene pare i struje kapljevite vode i toplinskog toka između vodene pare i vanjske stijenke cijevi. Pretpostavka stacionarnog stanja uvjetuje dotičnu valjanost.

Toplinski tok na vanjskoj površini cijevi između vodene pare i stijenke cijevi računa se prema Newtonovom izrazu za prijelaz topline [2]:

$$\Phi_{P-S} = A_v \cdot \alpha_v \cdot \Delta\vartheta_{m,P-S} = 2,074 \cdot 17182,838 \cdot 4,210 = 150\,080,399 \text{ W} \cong 150 \text{ kW} \quad (38)$$

Jednakost izračunatih toplinskih tokova potvrđuje ispravne pretpostavke o vrijednostima temperaturama stijenke na ulazu i izlazu dok jednakost izračunatih toplinskih tokova sa zadanom vrijednosti od 150 kW potvrđuje ispravne pretpostavke o vrijednosti duljini cijevnog snopa. Razlika $\Delta\Phi = \Phi_{P-V} - \Phi_{P-S} = 15,716 \text{ W}$ postoji iz razloga što se se iteracijski postupak temelji na konvergiranju k točnom rješenju te se postupak iteracije prekida kada je postignuta zadovoljavajuća razlika između dviju usporednih vrijednosti. Vrijednost razlike u potpunosti je prihvatljiva za traženu točnost ovog proračuna. U slučaju potrebe za točnijim vrijednostima, moguće je povećati broj iteracija.

2.1.8. Provjera temperature stijenke i vrijednosti bezdimenzijske značajke π_2

Nužni uvjet za kondenzaciju pregrijane pare je $\vartheta_s < \vartheta_2$, gdje je ϑ_s temperatura stijenke koja je u dodiru s parom, a ϑ_2 temperatura zasićenja za pripadajući tlak kondenzacije $p = 2$ bar. Pomoću jednakosti diferencijalnih toplinskih tokova između jače struje i stijenke te između jače i slabije struje na ulazu i na izlazu u kondenzator potrebno potvrdi se da temperatura stijenke ispod temperature zasićenja. Ukoliko su ti uvjeti zadovoljeni time je također osigurano da je temperatura stijenke na bilo kojem presjeku između ulaza i izlaza ispod temperature zasićenja, iz razloga što temperature na ulazu i izlazu predstavljaju najnižu i najvišu temperaturu stijenke.

Diferencijalna jednadžba na ulazu

$$\partial\Phi = \alpha_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,ul}) \cdot dA_v = k_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1') \cdot dA_v \quad (39)$$

Iz navedenog izraza temperatura stijenke na ulazu iznosi:

$$\vartheta_{s,ul} = 114,839 \text{ }^\circ\text{C} \quad (40)$$

Diferencijalna jednadžba na ulazu

$$\partial\Phi = \alpha_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,izl}) \cdot dA_v = k_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1'') \cdot dA_v \quad (41)$$

Iz navedenog izraza temperatura stijenke na ulazu iznosi:

$$\vartheta_{s,izl} = 116,978 \text{ }^\circ\text{C} \quad (42)$$

Dobivene vrijednosti potvrđuju da je korišten ispravan model prijelaza topline s vanjske strane, te da će do kondenzacije dolazi duž cijele površine kondenzatora.

Prema jednadžbi (4) bezdimenzijska značajka π_2 iznosi:

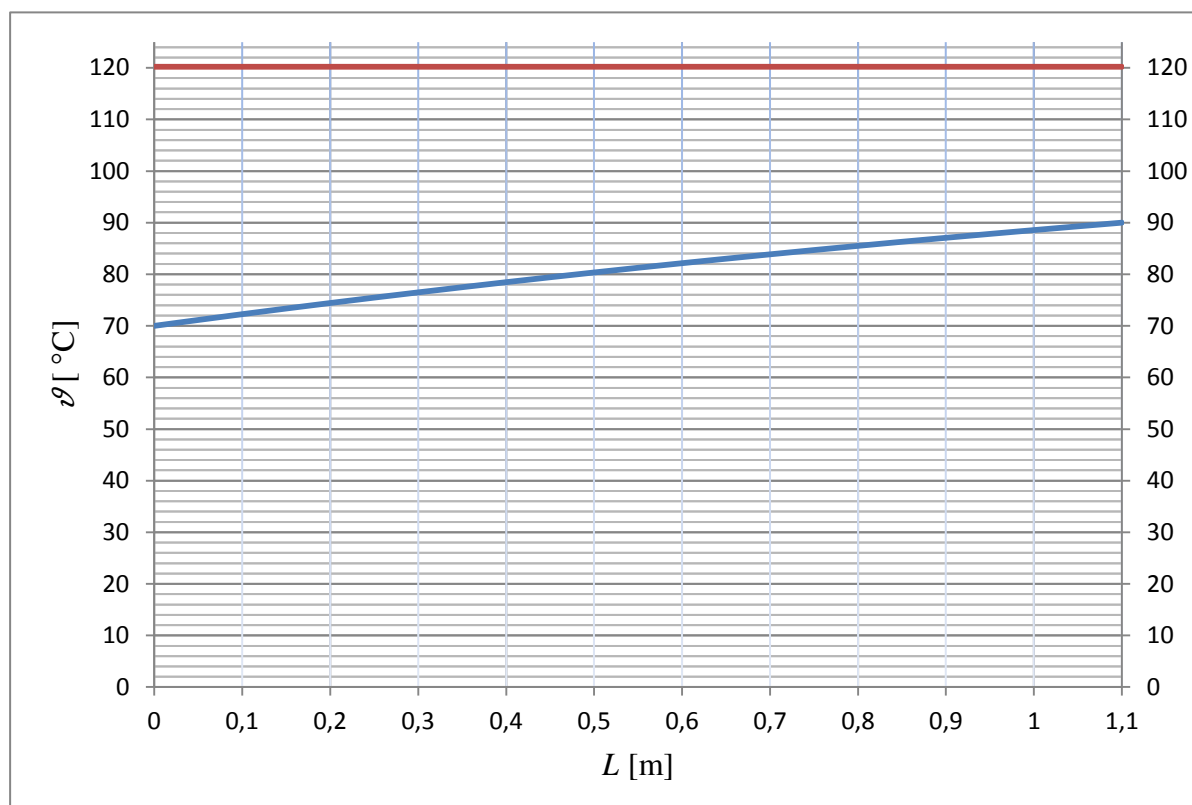
$$\pi_2 = \frac{kA}{C_1} = \frac{1\,838,115 \cdot 2,074}{7\,500} = 0,508 \quad (43)$$

Rezultat odgovara vrijednosti dobivenoj jednadžbom (20) što ponovo potvrđuje ispravnost proračuna.

2.1.9. Dijagramski prikaz izmijenjenog toplinskog toka, temperature stijenke i temperatura struja ovisno o duljini izmjenjivača

Koristeći prethodno dane jednadžbe, moguće je prikazati i izmijenjeni toplinski tok, lokalnu temperaturu stijenke i tijek temperatura obih struja.

Tijek temperatura obih struja prikazan je na dijagramu na slici 3.

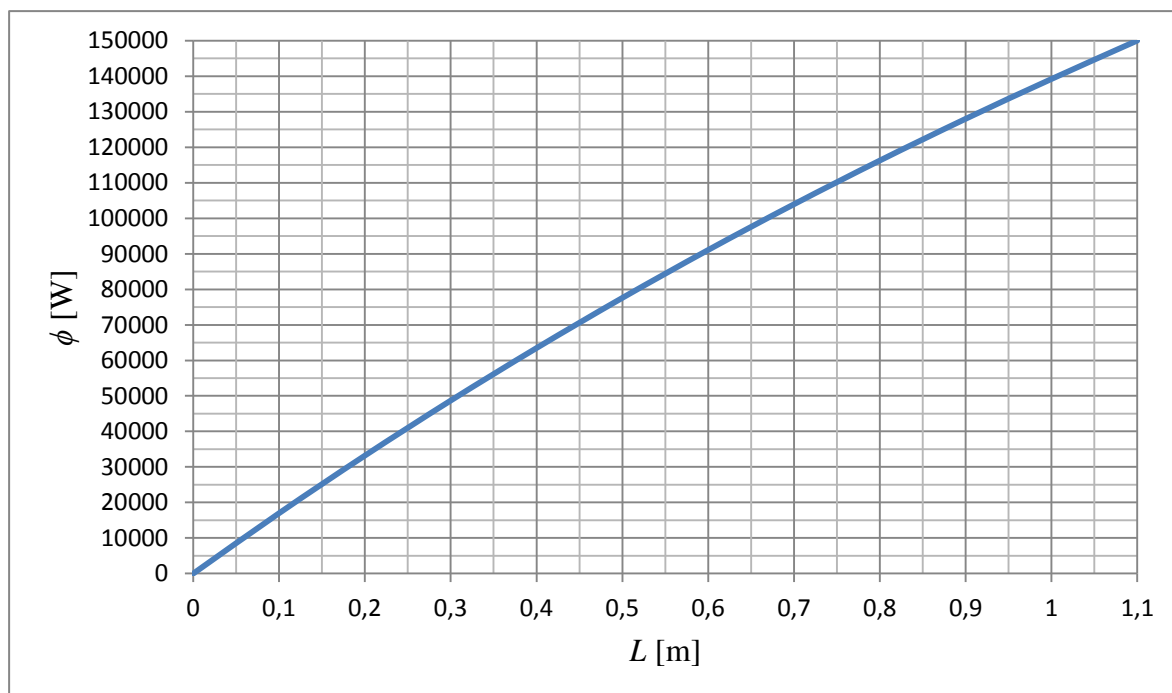


Slika 3. Zavisnost temperature vode i temperature zasićenja pare o lokalnoj duljini kondenzatora

Dijagram prikazuje da struja kapljevite vode ulazi u kondenzator s temperaturom $\theta_1' = 70$ °C na duljini $L=0$, a izlazi na duljini $L = 1,1$ m s temperaturom $\theta_1'' = 90$ °C. Struja vodene pare (struja 2) kondenzira duž površine kondenzatora uz temperaturni zastoje, te joj temperatura zasićenja, uz pretpostavku izobranog strujanja, ostaje nepromijenjena i iznosi $\theta_2'' = \theta_2'' = 120,21$ °C.

Iz dijagrama je vidljivo da temperatura struje kapljevite vode kontinuirano raste s porastom L , ali se njezin pripast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora. Iz navedenog se može zaključiti da koeficijent nagiba tangente slabije struje kontinuirano pada s porastom L .

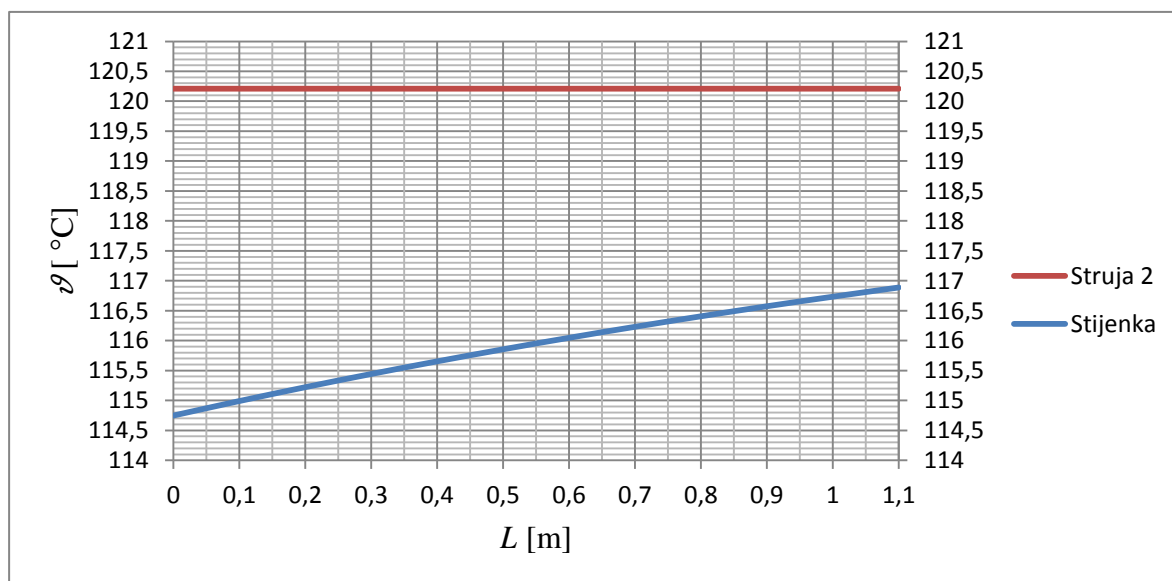
Izmijenjeni toplinski tok u zavisnosti o duljini kondenzatora prikazan je na dijagramu na slici 4.



Slika 4. Zavisnost izmijenjenog toplinskog toka o lokalnoj duljini kondenzatora

Iz dijagrama je vidljivo da izmijenjeni toplinski kontinuirano raste s porastom L , ali se njegov pripast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora. To je posljedica činjenice da se s porastom duljine kondenzatora smanjuje lokalna temperaturna razlika između slabije i jače struje. Za $L=1,1$ m odnosno na ukupnoj duljini kondenzatora dobije se vrijednost ukupno prenesenog toplinskog toka 150 000 W.

Temperatura vanjske površine cijevi u zavisnosti o duljini kondenzatora prikazana je na dijagramu na slici 5.



Slika 5. Zavisnost temperature vanjske površine cijevi o lokalnoj duljini kondenzatora

Iz dijagrama je vidljivo da temperatura stijenke kontinuirano raste s porastom L , ali se njezin pripast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora (isto kao i temperatura struje kapljevite vode). Temperatura stijenke je niža od temperature zasićenja duž cijele površine te je time zadovoljen uvjet kondenzacije pregrijane pare na cijeloj površini kondenzatora.

2.2. Eksergijski proračun kondenzatora

Povratni procesi su oni koji se odvijaju na takav način da se po njihovom završetku sve sudionike procesa vratiti u početno stanje putem istih promjena stanja, a da pri tom nigdje u izoliranom sustavu ne ostane nikakva posljedica odvijanja tih procesa. Realni procesi u prirodi su uvijek nepovratni odnosno mogu se odvijati samo u jednom smjeru. Maksimalni rad sustava predstavlja najveći mogući rad koji se može dobiti od nekog sustava, ako sve promjene stanja u izoliranom sustavu teku povratno. Kako bi neki sustav prema svojem okolišu određenog stanja bio sposoban dati rad, nužan je uvjet da je početno stanje sustava različito u odnosu na stanje okoliša odnosno sustav i okoliš moraju biti u neravnoteži. Ta neravnoteža može biti toplinska, mehanička ili i toplinska i mehanička. Pojam maksimalni rad se može tumačiti kao potencijal koji neku sustav ima u određenom stanju u odnosu na stanje okoliša. Maksimalni rad otvorenih sustava naziva se tehnička radna sposobnost ili eksergija. Dakle eksergija je maksimalni tehnički rad otvorenog sustava kojeg sustav može dati kada se iz zadanog stanja, različitog od stanja okoliša, dovede u stanju okoliša povratnim promjenama stanja. Ukoliko eksergija poprima negativnu vrijednost, tada ona predstavlja minimalno utrošeni rad kojim se sustav dovodi u stanje okoliša. Kada je sustav na stanju okoliša, tada se on nalazi u 'mrtvom stanju' te mu je eksergija jedanaka nuli. Eksergijska destrukcija je pojam vezan za razliku ukupne eksergije obih struja na ulazu i ukupne eksergije obih struja na izlazu iz kondenzatora. Prilikom prolaska kroz izmjenjivač eksergija struje kapljevite vode se povećava iz razloga što ona preuzima toplinu oslobođenu kondenzacijom te se njezino stanje udaljava od stanja okoliša te samim time ima veći potencijal u odnosu na okoliš. Struja vodene pare istovremeno oslobađa toplinu kondenzacijom te joj se stanje približava stanju okoliša što za posljedicu ima smanjenje njezine eksergije na izlazu iz kondenzatora. U okviru ovog zadatka je uvedena pretpostavka da se promatra eksergijska destrukcija samo onog dijela pare koji je u dodiru sa stijenkom i potpuno kondenzira. To znači da se stanje dijela dijela struje pare koji prođe kroz kondenzator, a ne dode u dodir sa stijenkom ne mijenja odnosno da temperatura i tlak ostaju konstantni. Pretpostavka da tlak tog dijela struje ostaje konstantan je već ranije usvojena, prilikom zanemarenja hidrauličkih otpora strujanju (izobarno strujanje) dok je pretpostavka konstantne temperature uvedena Nusseltovim modelom kondenzacije.

2.2.1. Eksergijska analiza kondenzatora

Ukupna eksergija sustava na ulazu jednaka je zbroju eksergije slabije struje na ulazu i eksergije jače struje na ulazu, dok je ukupna eksergija sustava na izlazu jednaka zbroju eksergije slabije struje na izlazu i eksergije jače struje na izlazu. Izraz za ukupnu eksergiju na ulazu u kondenzator glasi

$$Ex_{UL} = Ex_{UL1} + Ex_{UL2} \quad (44)$$

Ukupna eksergija na izlazu iz rekuperatora

$$Ex_{IZ} = Ex_{IZ1} + Ex_{IZ2} \quad (45)$$

Zbog postojanja nepovratnosti pri prijenosu topline (uslijed konačnih temperaturnih razlika) dolazi do eksergijske destrukcije struje od ulaza do izlaza tako da se može primijeniti jednadžba

$$\Delta Ex = Ex_{UL} - Ex_{IZ} \quad (46)$$

Uvrštavanjem jednadžbi (44) i (45) u (46) dobiva se izraz za eksergijsku destrukciju :

$$\Delta Ex = Ex_{UL1} + Ex_{UL2} - Ex_{IZ1} - Ex_{IZ2} \quad (47)$$

eksergija slabije struje na ulazu u rekuperator je

$$Ex_{UL1} = H_1' - H_0 - T_{ok}(S_1' - S_0) \quad (48)$$

eksergija slabije struje na izlazu iz rekuperatora je

$$Ex_{IZ1} = H_1'' - H_0 - T_{ok}(S_1'' - S_0) \quad (49)$$

eksergija jače struje na ulazu u rekuperator je

$$Ex_{UL2} = H_2' - H_0 - T_{ok}(S_2' - S_0) \quad (50)$$

eksergija jače struje na izlazu iz rekuperatora je

$$Ex_{IZ2} = H_2'' - H_0 - T_{ok}(S_2'' - S_0) \quad (51)$$

Uvrštavajući jednadžbe od (48) do (51) u jednadžbu (47).

$$\begin{aligned} \Delta Ex = & H_1' - H_0 - T_{ok}(S_1' - S_0) + H_2' - H_0 - T_{ok}(S_2' - S_0) - H_2' - H_0 \\ & - T_{ok}(S_2' - S_0) - H_1'' - H_0 - T_{ok}(S_1'' - S_0) \end{aligned} \quad (52)$$

Naknadnim uređivanjem jednadžbe (52) dobije se pojednostavljeni izraz a on glasi

$$\Delta Ex = (H_1' - H_1'') + (H_2' - H_2'') + T_{ok}(S_1'' - S_1') + T_{ok}(S_2'' - S_2') \quad (53)$$

Uzevši u obzir ranije ustanovljenu činjenicu o jednakosti toplinskih tokova slabije i jače struje, odnosno činjenicu da je toplinski tok koji se od jedne struje odvodi jednak toplinskom

toku koji se drugoj struji dovodi, dolazi se do zaključka kako prva dva člana jednadžbe (53) iščezavaju.

$$\Phi = (H_1' - H_1'') + (H_2' - H_2'') \quad (54)$$

Sukladno tome jednadžba (53) sada glasi

$$\Delta Ex = T_{ok} (S_1'' - S_1') + T_{ok} (S_2'' - S_2') = q_{m1} T_{ok} (s_1'' - s_1') + q_{m2} T_{ok} (s_2'' - s_2') \quad (55)$$

te predstavlja konačni izraz za proračun ukupne eksergijske destrukcije.

Eksergijski stupanj djelovanja definiran je izrazom, prema [6]:

$$\varepsilon_x = \frac{Ex_{IZL}}{Ex_{UL}} = \frac{Ex_{UL} - \Delta Ex}{Ex_{UL}} = 1 - \frac{\Delta Ex}{Ex_{UL}} \quad (56)$$

2.2.2. Eksergijski proračun kondenzatora

Ukupna eksergijska destrukcija u kondenzatoru se računa prema jednadžbi (55):

$$\Delta Ex = T_{ok} (S_1'' - S_1') + T_{ok} (S_2'' - S_2') = q_{m1} T_{ok} (s_1'' - s_1') + q_{m2} T_{ok} (s_2'' - s_2') \quad (57)$$

Specifične entropije pregrijane pare, vrele kapljevine i kapljevite vode za pripadajuće temperature i tlakove se očitivaju iz [3]. Kako nije definiran tlak slabije struje, vrijednosti su uzete za $p = 1$ bar iz razloga što se specifična entropija pokazuje praktički zanemarivu promjenu s tlakom. Uzeto je stanje okoliša $T_{ok} = 293,15 \text{ K}$ i $p_{ok} = 1,01325 \text{ bar}$.

Vrijedosti specifičnih entropija

- specifična entropija kapljevite vode na ulazu $s_1' = 955,0 \text{ J/(kgK)}$
- specifična entropija kapljevite vode na izlazu $s_1'' = 1\,192,6 \text{ J/(kgK)}$
- specifična entropija vodene pare na ulazu $s_2' = 7\,508,1 \text{ J/(kgK)}$
- specifična entropija vodene pare na izlazu $s_2'' = 1\,530,1 \text{ J/(kgK)}$

Ukupna eksergijska destrukcija u kondenzatoru iznosi:

$$\begin{aligned} \Delta Ex &= 1,788 \cdot 293,15 (1\,192,6 - 955,0) + 0,0634 \cdot 293,15 (1\,530,1 - 7\,508,1) = \\ &13\,410,704 \text{ W} \cong 13,410 \text{ kW} \end{aligned} \quad (58)$$

Ukupna eksnergija na ulazu u kondezator računa se prema jednadžbama (44), (48) i (50):

$$Ex_{UL} = H'_1 - H_0 - T_{ok}(S'_1 - S_0) + H'_2 - H_0 - T_{ok}(S'_2 - S_0) = q_{m1}(h'_1 - h_0 - T_{ok}(s'_1 - s_0)) + q_{m2}(h'_2 - h_0 - T_{ok}(s'_2 - s_0)) \quad (59)$$

Specifične entropije pregrijane pare, vrele kapljevine i kapljevite vode za pripadajuće temperature i tlakove se očitavaju iz [3]. Kako nije definiran tlak slabije struje, vrijednosti su uzete za $p = 1$ bar iz razloga što se specifična entropija pokazuje praktički zanemarivu promjenu s povećanjem tlaka. Pretpostavljeno je stanje okoliša $T_{ok} = 293,15 \text{ K}$ i $p_{ok} = 1,01325 \text{ bar}$.

Vrijedosti specifičnih entropija i specifičnih entalpija

- specifična entropija kapljevite vode na ulazu $s'_1 = 955,0 \text{ J/kgK}$
- specifična entropija vodene pare na ulazu $s'_2 = 7 508,1 \text{ J/kgK}$
- specifična entropija kapljevite vode na okolišnom stanju $s_0 = 296,5 \text{ J/kgK}$
- specifična entalpija kapljevite vode na ulazu $h'_1 = 293 070 \text{ J/kg}$
- specifična entalpija vodene pare na ulazu $h'_2 = 2 870 780 \text{ J/kg}$
- specifična entalpija kapljevite vode na okolišnom stanju $h_0 = 84 011 \text{ J/kg}$

Ukupna eksnergija na ulazu u kondenzator iznosi:

$$Ex_{UL} = 1,788 \cdot ((293 070 - 84 011) - 293,15 \cdot (955,0 - 296,5)) + 0,0634 \cdot (2870 780 - 84 011 - 293,15 \cdot (7 508,1 - 296,5)) = 71 281,346 \text{ W} \cong 71,281 \text{ kW} \quad (60)$$

Ukupna eksnergija na izlazu iz kondenzatora prema jednadžbi (45) iznosi:

$$Ex_{IL} = Ex_{UL} - \Delta Ex = 71 281,346 - 13 410,704 = 57 885,033 \text{ W} \cong 57,885 \text{ kW} \quad (61)$$

Eksergije struja na ulazu i izlazu prema jednadžbama od (47) do (50):

$$Ex_{UZ1} = 28 636 \text{ W} \quad (62)$$

$$Ex_{IZ1} = 54 140 \text{ W} \quad (63)$$

$$Ex_{UZ2} = 42 645 \text{ W} \quad (64)$$

$$Ex_{IZ2} = 3 744 \text{ W} \quad (65)$$

Eksergijski stupanj djelovanja prema jednadžbi (56) iznosi:

$$\varepsilon_x = \frac{Ex_{IZL}}{Ex_{UL}} = \frac{Ex_{UL} - \Delta Ex}{Ex_{UL}} = 1 - \frac{\Delta Ex}{Ex_{UL}} = 1 - \frac{13\,410,704}{71\,281,346} = 0,812 \quad (66)$$

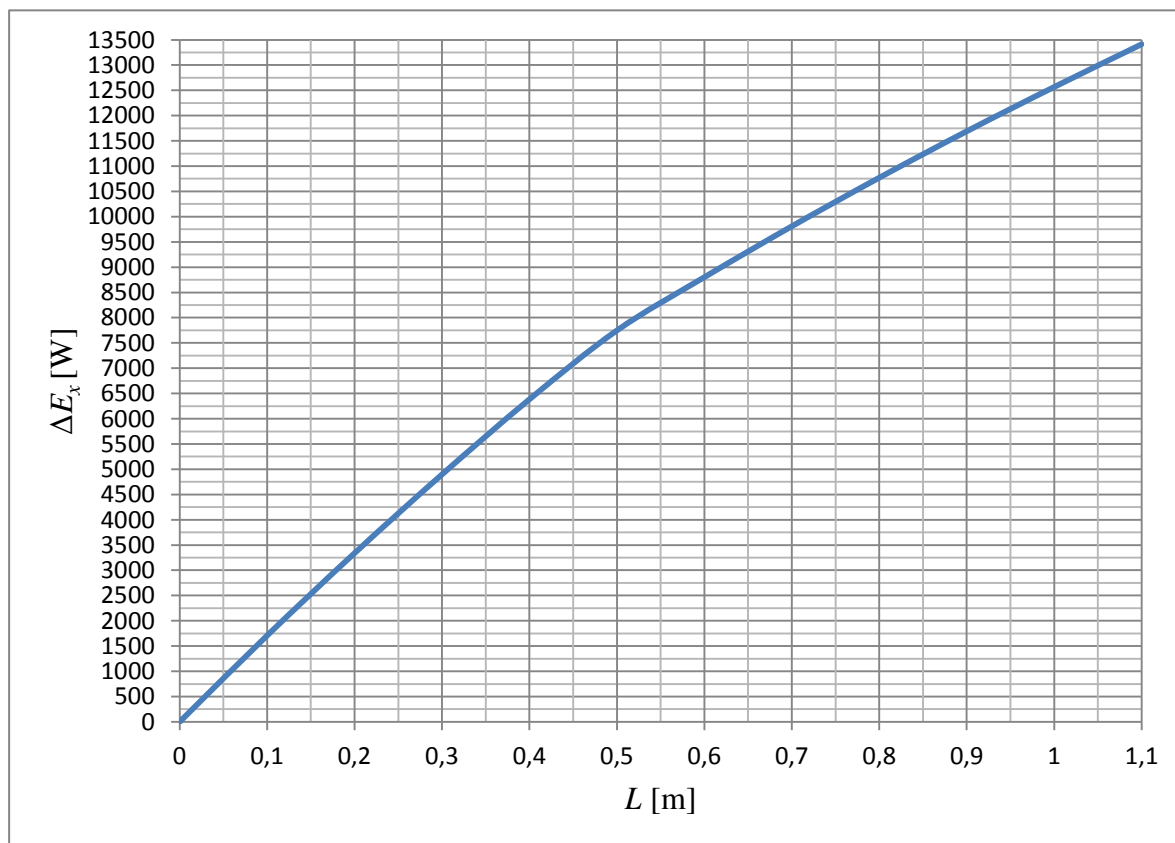
Eksergijski stupanj djelovanja ukazuje na stupanj nepovratnosti procesa odnosno procjenjuje kakvoću realnog procesa u odnosu na idealni povratni proces, koji služi kao etalon za usporedbu. Za proces koji se sastoji samo od povratnih promjena stanja, eksergijski stupanj djelovanja bi iznosio $\varepsilon_x = 1$. Dovoljna je i jedna nepovratna promjena stanja unutar cijelog procesa da se cijeli proces kao cijelina može smatrati nepovratnim. Svaki nepovratni realni proces će biti bolji što se više približava etalonskim vrijednostima, odnosno što mu je eksergijski stupanj djelovanja veći. Sukladno navedenom, što je veći broj nepovratnosti u procesu to je eksergijski stupanj djelovanja manji.

Žarišta nepovratnosti u otvorenom sustavu mogu biti izmjena topline između dviju struja uslijed konačnih temperaturnih razlika, pad tlaka uslijed otpora strujanju (prigušenje) i mješanje struje. Kako se u okviru ovog rada pad tlaka uslijed otpora strujanja zanemaruje te se strujanje promatra kao izabrano, a mješanja struja nema iz razloga što su odvojene čvrstom stijenkama, jasno je da je jedini uzrok nepovratnosti izmjena topline uslijed konačnih temperaturnih razlika. Eksergijski stupanj djelovanja bi iznosio $\varepsilon_x = 1$, za slučaj kada bi smanjenje eksergije struje pare bilo jednakog iznosa kao povećanje eksergije struje vode.

Vrijednost eksergijskog stupnja djelovanja dobivena prema jednadžbi (66), pokazuje da se u promatranom slučaju radi o relativno dobrom uređaju prema kriteriju eksergijske efikasnosti.

2.2.3. Dijagramski prikaz lokalne eksergijske destrukcije u ovisnosti o duljini izmjenjivača

Koristeći prethodno dane jednadžbe, moguće je prikazati i lokalnu eksergijsku destrukciju, a što se prikazuje u dijagramu na slici 6.



Slika 6. Zavisnost lokalne eksergijske destrukcije o lokalnoj duljini kondenzatora

Dijagram na slici 6 pokazuje da eksergijska destrukcija kontinuirano raste s porastom L , ali se njezin prirast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora. Za $L=1,1$ m odnosno na ukupnoj duljini kondenzatora dobije se vrijednost eksergijske destrukcije 13 410,704 W. S porastom duljine kondenzatora smanjuje intenzitet izmjene topline zbog sve manje lokalne temperaturne razlike između struja. Kako je izmjena topline jedini uzrok nepovratnosti, očito je da će se prirast eksergijske destrukcije smanjivati iz navedenog razloga.

3. ENERGIJSKO-EKSERGIJSKI PRORAČUN KONDENZATORA VODENE PARE TLAKA $p = 1,5$ bar

3.1. Energijski proračun kondenzatora

Za u prethodnom poglavlju dimenzionirani kondenzator potrebno je izračunati ukupno izmijenjeni toplinski tok i i temperaturni tijek struja za slučaj da potpuno kondenzira pregrijana vodena para tlaka 1,5 bar i temperature 200 °C. Također zadržan je isti maseni protok kapljevite vode i ulazna temperatura kapljevite vode. Izmijenjeni toplinski tok, izlazna temperatura slabije struje i koeficijent prolaza topline će biti različiti u odnosu na vrijednosti iz prethodnog poglavlja iz razloga što se promijenilo ulazno stanje jače struje. Očekuju se niža vrijednost toplinskog toka i izlazne temperature slabije struje, iz razloga što je za zadani tlak temperatura zasićenja niža nego u prethodnom slučaju. Također se očekuje blago smanjenje koeficijent prolaza topline. Za ovaj slučaj je jedino poznata značajka $\pi_3 = 0$. Za izračun značajke π_1 potrebna je izlazna temperatura slabije struje, dok je za izračun značajke π_2 potrebno poznavati koeficijent prolaza topline. Za izračun koeficijenta prolaza topline potrebno je opet pretpostaviti temperature stijenke na ulazu i izlazu, Način proračuna je identičan onome iz prethodnog poglavlja, uz iznimku što se dodatno mora pretpostaviti i izlazna temperatura slabije struje, odnosno u iteracijskim postupkom se pretpostavljaju tri varijable – temperatura slabije struje na izlazu, temperature stijenke na izlazu i temperatura stijenke na ulazu. Kako je dodana nova varijabla u iteracijski postupak, potrebno je dodati još jednu jednadžbu za toplinski tok koja direktno ovisi o temperaturi izlaza slabije struje. Za ovaj slučaj je potrebno uspostaviti jednakost između toplinskog toka koji voda primi, izračunatog preko prvog glavnog stavka, toplinskog toka izmijenjenog između vodene pare i vanjske stijenke cijevi, te toplinskog toku izmijenjenog između struja vodene pare i kapljevite vode.

U sljedećim poglavljima je prikazan prikazan postupak proračuna s vrijednostima dobivenim u zadnjem koraku iteracije.

3.1.1. Ulazni podaci

Vodena para

- tlak $p = 1,5$ bar
- ulazna temperatura pregrijanja $\vartheta_{2,p} = 200$ °C
- temperatura zasićenja $\vartheta' = \vartheta'_2 = \vartheta''_2 = \vartheta_2 = 111,35$ °C

Kapljevita voda

- ulazna temperatura vode $\vartheta'_1 = 70$ °C
- maseni protok vode $q_{m1} = 1,788$ kg/s

3.1.2. Identifikacija struja, proračun masenog protoka struje kapljevite vode, proračun masenog protoka nastalog kondenzata, proračun bezdimenzijskih značajki kondenzatora

Struje se označavaju indeksima 1 i 2, gdje indeks poprima struja koja ima manji toplinski kapacitet- slabija struja, a indeks 2 poprima struja koja ima veći kapacitet – jača struja. Kako prilikom kondenzacije specifični toplinski kapacitet struje koja kondenzira teži u beskonačnost jasno je da će struja vodene pare biti jača dok će struja kapljevite vode biti slabija struja.

Toplinski kapacitet se računa prema izrazu:

$$C = q_m c_p \quad (67)$$

Toplinski kapacitet slabije struje:

$$C_1 = q_{m1} c_{p1} \quad (68)$$

Fizikalna svojstva vode se očitavaju za srednju temperaturu

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta'_1 + \vartheta''_1}{2} = 78,193$$
 °C iz [3].

Vrijednost izlazne temperature vode $\vartheta''_1 = 86,358$ °C je dobivena u zadnjem koraku iteracije.

- specifični toplinski kapacitet $c_p = 4\,194,2$ J/kgK
- gustoća $\rho = 972,915$ kg/m³

Zadan je jednak protok vode kao i u prethodnom poglavlju:

$$q_{m1} = 1,788 \text{ kg/s} \quad (69)$$

iz čega slijedi da je toplinski kapacitet slabije struje:

$$C_1 = 7\,497,480 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (70)$$

Protok nastalog kondezata se određuje prema izrazu za toplinski tok:

$$q_{m2} = \frac{\phi}{(h'_2 - h''_2)} = \frac{122\,845,572}{2873,14 - 466,854} = 0,0511 \text{ kg/s} \quad (71)$$

gdje je $h'_2 = 2873,14 \text{ kJ/kg}$ specifična entalpija pregrijane pare, a $h''_2 = 466,854 \text{ kJ/kg}$ specifična entalpija vrele kapljevine na tlaku od 1,5 bar. Vrijednosti su očitane iz *Toplinskih tablica* [2]. Vrijednost toplinskog toka je dobivena u zadnjem koraku iteracije kao što je kasnije prikazano u proračunu. Kako je vrijednost toplinskog toka manja, a razlika entalpije pregrijane pare i vrele kapljevine veća nego u prethodnom slučaju, dobiveni protok kondenzata je očekivano manji.

Kako specifični toplinski kapacitet struje koja kondezira teži u beskonačnost, tada je

$$C_2 \rightarrow \infty \quad (72)$$

Iz navedenog slijedi da je bezdimenzijska značajka omjera toplinskih kapaciteta

$$\pi_3 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{7\,497,480}{\infty} = 0 \quad (73)$$

Temperaturna bezdimenzijska značajka se računa prema jednadžbi (4)

$$\pi_1 = \frac{\vartheta'_1 - \vartheta''_1}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2} = \frac{70 - 86,385}{70 - 111,35} = 0,396 \quad (74)$$

Vidljivo je da se značajka π_1 blago smanjila iz razloga što je temperatura izlazne vode niža.

Kako postoji eksplicitna funkcijska između bezdimenzijskih značajki moguće je izračunati preostalu bezdimenzijsku značajku π_2 prema jednadžbi (11):

$$\pi_2 = -\ln(1 - \pi_1) = -\ln(1 - 0,396) = 0,505 \quad (75)$$

Iz rezultata je moguće zaključiti da je promjena ulaznog stanja pare više utjecala na smanjenje koeficijenta prolaza topline nego na smanjenje toplinskog kapaciteta slabije struje. Dobivena vrijednost također služi za kontrolu i potvrdu vrijednosti koja će kasnije biti izračunata preko pretpostavljenih modela prijelaza topline.

3.1.3. Proračun dimenzija i broja cijevi u cijevnom snopu, proračun duljine izmjenjivača, proračun površine izmjene topline

Kako je zadana ista geometrija odnosno dimenzije izmjenjivača te isti maseni protok, vrijednost prosječne brzine strujanja vode i površine izmjene topline su ostale nepromijenjene.

Prosječna brzina strujanja vode u cijevima:

$$w = 0,305 \text{ m/s} \quad (76)$$

Ukupna površina izmjene topline:

$$A_v = 2,074 \text{ m}^2 \quad (77)$$

3.1.4. Proračun koeficijenta prolaza topline

Toplinski tok izmijenjen između struja u kondenzatoru računa se izrazom, [2]:

$$\Phi = A_v \cdot k_v \cdot \Delta\vartheta_{m,P-V} \quad (78)$$

gdje je A_v vanjska površina cijevi odnosno referentna površina za izmjenu topline, k_v koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu, a $\Delta\vartheta_{m,P-V}$ srednja logaritamska razlika temperatura između vodene pare i kapljevite vode.

Srednja logaritamska razlika temperatura struja i se računa prema izrazu te iznosi:

$$\Delta\vartheta_{m,P-V} = \frac{(\vartheta_2 - \vartheta'_1) - (\vartheta_2 - \vartheta''_1)}{\ln \frac{\vartheta_2 - \vartheta'_1}{\vartheta_2 - \vartheta''_1}} = 32,471 \text{ }^\circ\text{C} \quad (79)$$

S obzirom na nižu temperaturu izlaza struje vode i nižu temperaturu zasićenja, smanjila se i srednja logaritamska razlika temperatura struja.

Koeficijent prolaza sveden na vanjsku površinu se račun se prema [2]:

$$k_v = \frac{1}{\frac{d_v}{d_u \cdot \alpha_u} + \frac{d_v}{2 \cdot \lambda_s} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (80)$$

3.1.5. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani kapljevite vode- α_u

Za proračun koeficijenta prijelaza topline sa stijenke cijevi na kapljevitu vodu ponovo korišten je model prisilne konvekcije za izobraženo turbulentno strujanje tekućine kroz horizontalnu cijev prema [3]. Izrazi korišteni u ovom modelu dobiveni su na temelju Nusseltove teorije sličnosti, za čistu tekućinu.

Izraz za izračun Nusseltove značajke glasi:

$$Nu_u = \frac{\alpha_u \cdot d_u}{\lambda} = \frac{0,0398 \cdot Pr \cdot Re^{0,75}}{1 + 1,74 \cdot Re^{-0,125} \cdot (Pr - 1)} \quad (81)$$

Fizikalna svojstva vode se očitavaju za srednju temperaturu

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta'_1 + \vartheta''_1}{2} = 78,193 \text{ } ^\circ\text{C iz [3].}$$

- gustoća $\rho = 972,92 \text{ kg/m}^3$
- dinamička viskoznost $\mu = 0,00036280 \text{ Pa s}$
- Prandtlova značajka $Pr = 2,2752$
- toplinska provodnost $\lambda = 0,669 \text{ W/mK}$

Vrsta strujanja ovisi o Reynoldsovom broju:

$$Re = \frac{w \cdot d_u \cdot \rho}{\mu} = 13\,069,958 \quad (82)$$

Granica između laminarnog i turbulentnog strujanja u cijevima je u području Reynoldsova broja odnosno značajke od 2300-3000. Reynoldsova značajka zapravo predstavlja omjer sila tromosti i sila trenja. Iznos Reynoldsove značajke ukazuje da je strujanje vode u cijevima kondenzatora ponovo turbulentnog karaktera s izraženim utjecajem sila tromosti.

Koeficijent konvektivnog prijelaza topline na strani vode prema jednadžbi (28) iznosi

$$\alpha_u = 2\,756,550 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (83)$$

Vidljiv je blagi pad vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani vode u odnosu na prethodno izračunati rezultat.

3.1.6. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare- α_v

Koeficijent prijelaza topline pri kondenzaciji vodene pare na vanjskoj stijenci računat je za model kondenzacije na vanjskoj površini vodoravne cijevi prema [5].

Kako je za rješenje modela potrebno poznavati temperaturu stijenske, rješenje je moguće jedino iterativnim postupkom te će u daljnjem tijeku radu biti prikazane proračun s vrijednostima dobivenim u zadnjem koraku iteracije.

Srednji (po površini) koeficijent prijelaza topline topline pri kondenzaciji računa se prema izrazu, [5]:

$$\alpha_v = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g \cdot (h_{2p}' - h_2')}{4 \cdot \mu \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,m}) \cdot d_v}} \quad (84)$$

Fizikalna svojstva vode se očitavaju za srednju temperaturu

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_2 + \vartheta_{s,m}}{2} = 109,681 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ iz [3].}$$

- gustoća $\rho = 951,271 \text{ kg/m}^3$
- dinamička viskoznost $\mu = 0,00025542 \text{ Pa s}$
- toplinska provodnost $\lambda = 0,682 \text{ W/(mK)}$

Temperatura ϑ_2 je temperatura zasićenja vodene pare za tlak $p = 1,5 \text{ bar}$ dok je $\vartheta_{s,m}$ srednja temperatura stijenske izračunata kao razlika između temperature zasićenja i srednje logaritamske razlike temperatura između struje vodene pare i stijenske ($\vartheta_{s,m} = \vartheta_2 - \Delta\vartheta_{m,p-s}$).

Srednja logaritamska razlika temperatura između struje vodene pare i stijenske računa se na temelju pretpostavljenih temperatura stijenske na ulazu ($\vartheta_{s,ul} = 102,869 \text{ } ^\circ\text{C}$) i izlazu ($\vartheta_{s,izl} = 109,681 \text{ } ^\circ\text{C}$) iz kondenzatora prema izrazu:

$$\Delta\vartheta_{m,P-S} = \frac{(\vartheta_2 - \vartheta_{s,ul}) - (\vartheta_2 - \vartheta_{s,izl})}{\ln \frac{\vartheta_2 - \vartheta_{s,ul}}{\vartheta_2 - \vartheta_{s,izl}}} = 3,337 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (85)$$

Srednja temperatura stijenke koja se koristi za izračun svojstava kondenzata:

$$\vartheta_{s,m} = 108,01 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (86)$$

Srednji (po površini) koeficijent prijelaza topline topline pri kondenzaciji iznosi:

$$\alpha_v = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g \cdot (h''_{2p} - h'_2)}{4 \cdot \mu \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,m}) \cdot d_v}} = 17\,746 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (87)$$

Vidljiv je blagi porast vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani pare u odnosu na prethodno izračunati rezultat.

3.1.7. Proračun toplinskog toka izmijenjenog u kondenzatoru

Uz izračunate koeficijente prijelaza topline, koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu prema izrazu (27) iznosi:

$$k_v = \frac{1}{\frac{d_v}{d_u \cdot \alpha_u} + \frac{d_v}{2 \cdot \lambda_s} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{1}{\alpha_v}} = 1\,824 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (88)$$

Toplinski tok izmijenjem između struje vodene pare i struje kapljevite vode u kondenzatoru prema izrazu (25) iznosi:

$$\Phi_{P-V} = A_v \cdot k_v \cdot \Delta\vartheta_{m,P-V} = 122\,845,572 \text{ W} \cong 123 \text{ kW} \quad (89)$$

Kako je postupak proračuna iteracijski, potrebno je potvrditi točnost pretpostavljenih temperatura stijenke. To se postiže iz jednakosti toplinskog toka između vodene pare i struje kapljevite vode i toplinskog toka između vodene pare i vanjske stijenke cijevi. Pretpostavka stacionarnog stanja uvjetuje dotičnu valjanost.

Toplinski tok na vanjskoj površini cijevi između vodene pare i stijenke cijevi računa se prema Newtonovom izrazu za prijelaz topline [2]:

$$\Phi_{P-S} = A_v \cdot \alpha_v \cdot \Delta\theta_{m,P-S} = 122\,850,374 \text{ W} \cong 123 \text{ k W} \quad (90)$$

Također je potrebno provjeriti jednakost između rezultata prema jednadžbama (89) i (90) te toplinskog koji voda primi, izračunatog preko prvog glavnog stavka, kako bi se potvrdila ispravnost pretpostavke izlazne temperature struje vode.

Toplinski tok koji voda primi, prema [2]:

$$\Phi_1 = C_1 \cdot (\vartheta_1'' - \vartheta_1') = 122\,846,206 \text{ W} \cong 123 \text{ k W} \quad (91)$$

Jednakost izračunatih toplinskih tokova potvrđuje ispravne pretpostavke o vrijednostima temperaturama stijenke na ulazu i izlazu te vrijednosti temperature struje vode na izlazu. Vrijednost razlike između rezultata dobivenih jednadžbama (89), (90) i (91) u potpunosti je prihvatljiva za traženu točnost ovog proračuna. U slučaju potrebe za točnijim vrijednostima, moguće je povećati broj iteracija.

3.1.8. Provjera temperature stijenke i vrijednosti bezdimenzijske značajke π_2

Nužni uvjet za kondenzaciju pregrijane pare je $\vartheta_s < \vartheta_2$, gdje je ϑ_s temperatura stijenke koja je u dodiru s parom, a ϑ_2 temperatura zasićenja za pripadajući tlak kondenzacije $p = 1,5$ bar. Pomoću jednakosti diferencijalnih toplinskih tokova između jače struje i stijenke te između jače i slabije struje na ulazu i na izlazu u kondenzator potrebno potvrdi se da temperatura stijenke ispod temperature zasićenja. Ukoliko su ti uvjeti zadovoljeni time je također osigurano da je temperatura stijenke na bilo kojem presjeku između ulaza i izlaza ispod temperature zasićenja, iz razloga što temperature na ulazu i izlazu predstavljaju najnižu i najvišu temperaturu stijenke.

Diferencijalna jednadžba na ulazu

$$\partial\Phi = \alpha_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,ul}) \cdot dA_v = k_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1') \cdot dA_v \quad (92)$$

Iz navedenog izraza temperatura stijenke na ulazu iznosi:

$$\vartheta_{s,ul} = 107,110 \text{ }^\circ\text{C} \quad (93)$$

Diferencijalna jednadžba na ulazu

$$\partial\Phi = \alpha_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_{s,izl}) \cdot dA_v = k_v \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1'') \cdot dA_v \quad (94)$$

Iz navedenog izraza temperatura stijenke na ulazu iznosi:

$$\vartheta_{s,izl} = 108,794 \text{ }^\circ\text{C} \quad (95)$$

Dobivene vrijednosti potvrđuju da je korišten ispravan model prijelaza topline s vanjske strane, te da će do kondenzacije dolazi duž cijele površine kondenzatora.

Prema jednadžbi (11) bezdimenzijska značajka π_2 iznosi:

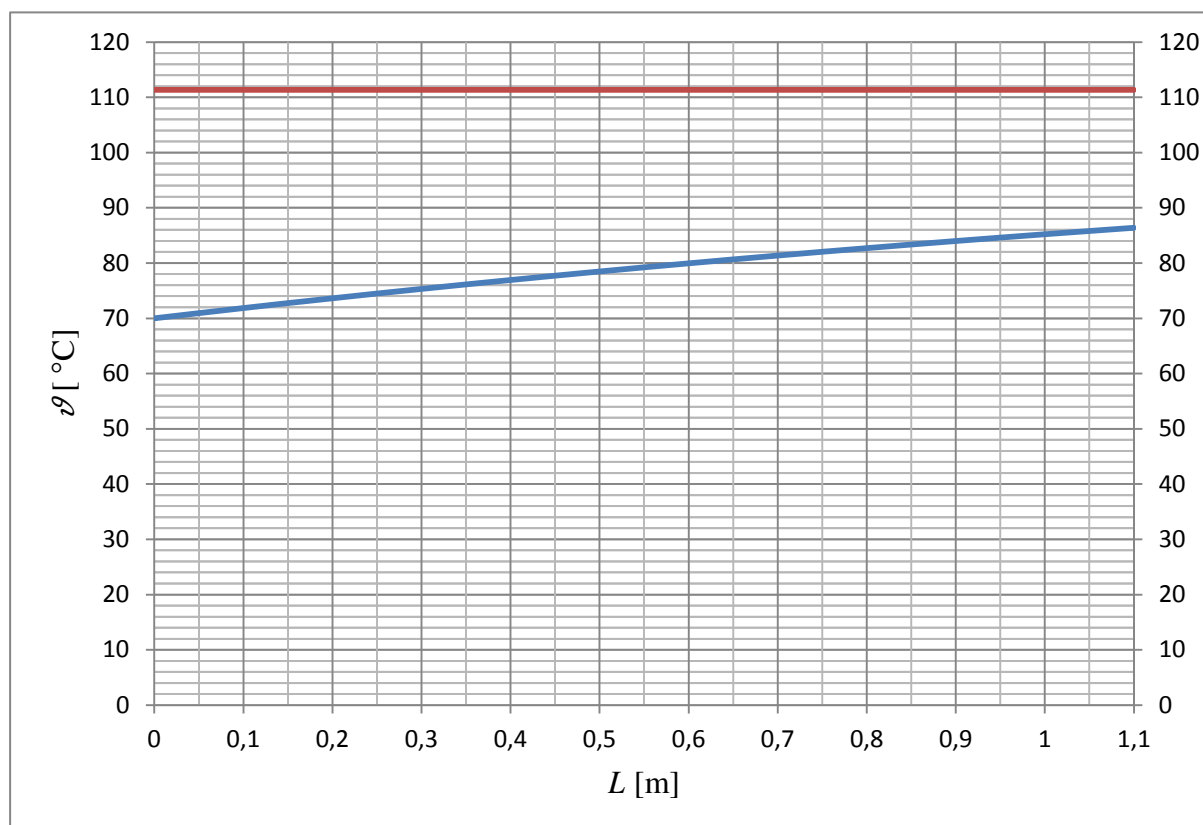
$$\pi_2 = \frac{kA}{C_1} = \frac{1\,838,115 \cdot 2,074}{7\,500} = 0,505 \quad (96)$$

Rezultat odgovara vrijednosti dobivenoj jednadžbom (75) što ponovo potvrđuje ispravnost proračuna.

3.1.9. Dijagramski prikaz izmijenjenog toplinskog toka, temperature stijenke i temperatura struja ovisno o duljini izmjenjivača

Koristeći prethodno dane jednadžbe, moguće je prikazati i lokalno izmijenjene toplinske tokova, lokalnu temperaturu stijenke i tijek temperatura obih struja.

Tijek temperatura obih struja prikazan je na dijagramu na slici 7.

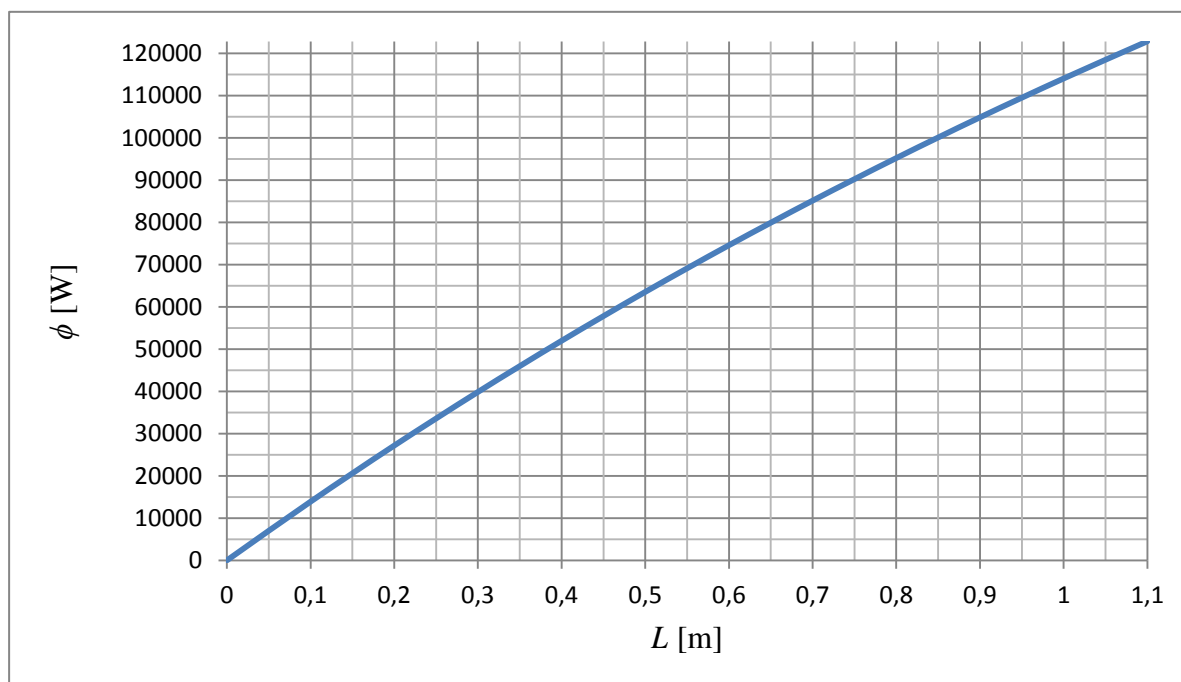


Slika 7. Zavisnost temperature vode i temperature zasićenja pare o lokalnoj duljini kondenzatora

Dijagram prikazuje da struja kapljevite vode (struja 1) ulazi u kondenzator s temperaturom $\vartheta_1' = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ na duljini $L=0$, a izlazi na duljini $L = 1,1\text{ m}$ s temperaturom $\vartheta_1'' = 86,835\text{ }^{\circ}\text{C}$. Očito je da je izlazna temperatura struje vode manja nego u prvom slučaju iz razloga što je izmjenjem manji toplinski tok. Struja vodene pare (struja 2) kondenzira duž površine kondenzatora uz temperaturni zastoj, te joj temperatura zasićenja, uz pretpostavku izabranog strujanja, ostaje nepromijenjena i iznosi $\vartheta_2'' = \vartheta_2' = 111,35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Iz dijagrama je vidljivo da temperatura struje kapljevite vode kontinuirano raste s porastom L , ali se njezin pripast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora. Iz navedenog se može zaključiti da koeficijent nagiba tangente slabije struje kontinuirano pada s porastom L .

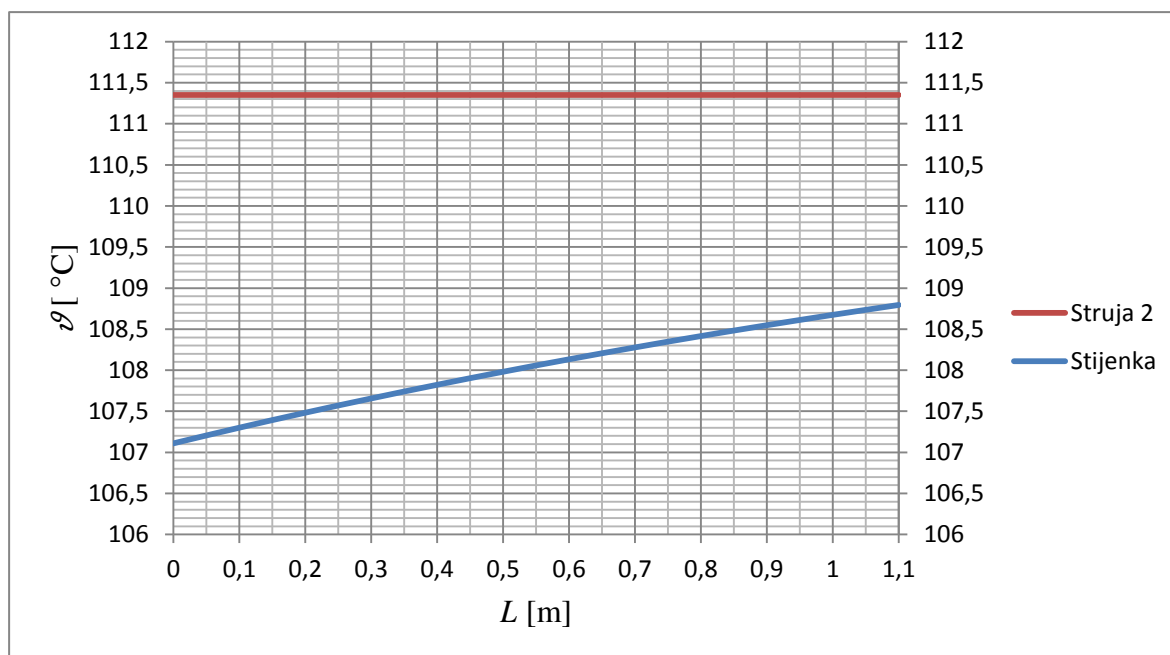
Izmijenjeni toplinski tok u zavisnosti o duljini kondenzatora prikazan je na dijagramu na slici 8.



Slika 8. Zavisnost izmijenjenog toplinskog toka o lokalnoj duljini kondenzatora

Iz dijagrama je vidljivo da izmijenjeni toplinski kontinuirano raste s porastom L , ali se njegov pripast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora. To je posljedica činjenice da se s porastom duljine kondenzatora smanjuje lokalna temperaturna razlika između slabije i jače struje. Za $L=1,1$ m odnosno na ukupnoj duljini kondenzatora dobije se vrijednost ukupno prenesenog toplinskog toka 123 000 W.

Temperatura vanjske površine cijevi u zavisnosti o duljini kondenzatora prikazana je na dijagramu na slici 9.



Slika 9. Zavisnost temperature vanjske površine cijevi o lokalnoj duljini kondenzatora

Iz dijagrama je vidljivo da temperatura stijenke kontinuirano raste s porastom L , ali se njezin pripast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora (isto kao i temperatura struje kapljevite vode). Temperatura stijenke je niža od temperature zasićenja duž cijele površine te je time zadovoljen uvjet kondenzacije pregrijane pare na cijeloj površini kondenzatora.

3.2. Eksergijski proračun kondenzatora

Proveden je identičan proračun kao i u prethodnom slučaju.

3.2.2. Eksergijski proračun kondenzatora

Ukupna eksergijska destrukcija u kondenzatoru se računa prema jednadžbi (55):

$$\Delta Ex = T_{ok} (S_1'' - S_1') + T_{ok} (S_2'' - S_2') = q_{m1} T_{ok} (s_1'' - s_1') + q_{m2} T_{ok} (s_2'' - s_2') \quad (57)$$

Specifične entropije pregrijane pare, vrele kapljevine i kapljevite vode za pripadajuće temperature i tlakove se očitavaju iz [3]. Kako nije definiran tlak slabije struje, vrijednosti su uzete za $p = 1$ bar iz razloga što se specifična entropija pokazuje praktički zanemarivu promjenu s tlakom. Uzeto je stanje okoliša $T_{ok} = 293,15 \text{ K}$ i $p_{ok} = 1,01325$ bar.

Vrijedosti specifičnih entropija

- specifična entropija kapljevite vode na ulazu $s_1' = 955,0 \text{ J/(kgK)}$
- specifična entropija kapljevite vode na izlazu $s_1'' = 1\,150,2 \text{ J/(kgK)}$
- specifična entropija vodene pare na ulazu $s_2' = 7\,644,7 \text{ J/(kgK)}$
- specifična entropija vodene pare na izlazu $s_2'' = 1\,432,9 \text{ J/(kgK)}$

Ukupna eksergijska destrukcija u kondenzatoru iznosi:

$$\Delta Ex = 9\,314,941 \text{ W} \cong 9,315 \text{ kW} \quad (60)$$

Ukupna eksergija na ulazu u kondenzator računa se prema jednadžbama (44), (48) i (50):

$$Ex_{UL} = H_1' - H_0 - T_{ok}(S_1' - S_0) + H_2' - H_0 - T_{ok}(S_2' - S_0) = q_{m1}(h_1' - h_0 - T_{ok}(s_1' - s_0)) + q_{m2}(h_2' - h_0 - T_{ok}(s_2' - s_0)) \quad (59)$$

Specifične entropije pregrijane pare, vrele kapljevine i kapljevite vode za pripadajuće temperature i tlakove se očitavaju iz [3]. Kako nije definiran tlak slabije struje, vrijednosti su uzete za $p = 1$ bar iz razloga što se specifična entropija pokazuje praktički zanemarivu promjenu s povećanjem tlaka. Pretpostavljeno je stanje okoliša $T_{ok} = 293,15 \text{ K}$ i $p_{ok} = 1,01325$ bar.

Vrijedosti specifičnih entropija i specifičnih entalpija

- specifična entropija kapljevite vode na ulazu $s'_1 = 955,0 \text{ J/kgK}$
- specifična entropija vodene pare na ulazu $s'_2 = 7\,644,7 \text{ J/kgK}$
- specifična entropija kapljevite vode na okolišnom stanju $s_0 = 296,5 \text{ J/kgK}$
- specifična entalpija kapljevite vode na ulazu $h'_1 = 293\,070 \text{ J/kg}$
- specifična entalpija vodene pare na ulazu $h'_2 = 2\,873\,140 \text{ J/kg}$
- specifična entalpija kapljevite vode na okolišnom stanju $h_0 = 84\,011 \text{ J/kg}$

Ukupna eksnergija na ulazu u kondenzator iznosi:

$$Ex_{UL} = 61\,054,234 \text{ W} \cong 61,054 \text{ kW} \quad (60)$$

Ukupna eksnergija na izlazu iz kondenzatora prema jednadžbi (45) iznosi:

$$Ex_{IL} = Ex_{UL} - \Delta Ex = 61\,054,234 - 9\,314,941 = 51\,739,292 \text{ W} \cong 51,739 \text{ kW} \quad (61)$$

Eksnergije struja na ulazu i izlazu prema jednadžbama od (47) do (50):

$$Ex_{UZ1} = 28\,636 \text{ W} \quad (62)$$

$$Ex_{IZ1} = 49\,201 \text{ W} \quad (63)$$

$$Ex_{UZ2} = 32\,418 \text{ W} \quad (64)$$

$$Ex_{IZ2} = 2\,538 \text{ W} \quad (65)$$

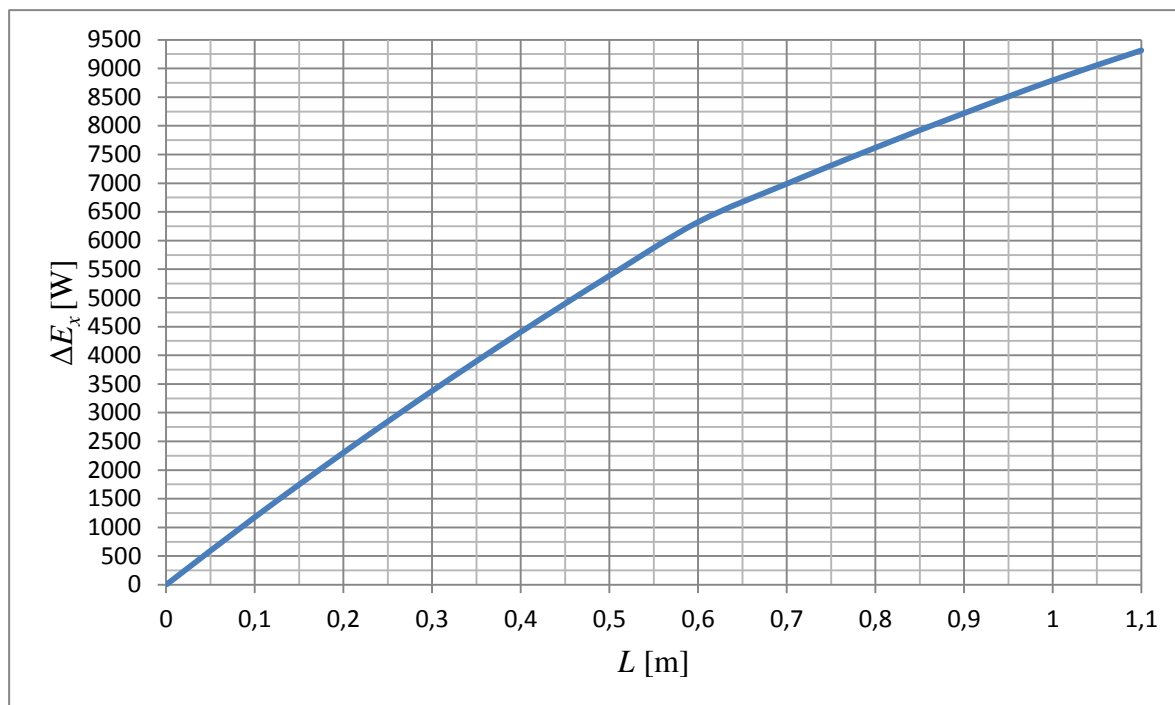
Eksnergijski stupanj djelovanja prema jednadžbi (56) iznosi:

$$\varepsilon_x = \frac{Ex_{IZL}}{Ex_{UL}} = \frac{Ex_{UL} - \Delta Ex}{Ex_{UL}} = 1 - \frac{\Delta Ex}{Ex_{UL}} = 1 - \frac{9\,314,941}{61\,054,234} = 0,847 \quad (66)$$

Vrijednost eksnergijskog stupnja djelovanja dobivena prema jednadžbi (65), pokazuje da se u promatranom slučaju radi o relativno dobrom uređaju prema kriteriju eksnergijske efikasnosti. Također je očito da je prema kriteriju eksnergijske efikasnosti kondenzator u drugom slučaju povoljniji.

3.2.3. Dijagramski prikaz lokalne eksergijske destrukcije u ovisnosti o duljini izmjenjivača

Koristeći prethodno dane jednadžbe, moguće je prikazati i lokalnu eksergijsku destrukciju, a što se prikazuje u dijagramu na slici 10.



Slika 10. Zavisnost lokalne eksergijske destrukcije o lokalnoj duljini kondenzatora

Dijagram na slici 6 pokazuje da eksergijska destrukcija kontinuirano raste s porastom L , ali se njezin pripast, za iste ΔL , smanjuje s porastom duljine kondenzatora. Za $L=1,1$ m odnosno na ukupnoj duljini kondenzatora dobije se vrijednost eksergijske destrukcije 9 314,941 W. S porastom duljine kondenzatora smanjuje intenzitet izmjene topline zbog sve manje lokalne temperaturne razlike između struja. Kako je izmjena topline jedini uzrok nepovratnosti, očito je da će se prirast eksergijske destrukcije smanjivati iz navedenog razloga.

4. ZAKLJUČAK

U sljedećoj tablici su prikazani rezultati dobiveni za prvi i drugi slučaj proračuna.

Tablica 1. Usporedba rezultata za prvi i drugi slučaj proračuna

	Kondenzator pregrijane vodene pare $p = 2$ bar	Kondenzator pregrijane vodene pare $p = 1,5$ bar
Izmjenjeni toplinski tok	150 kW	123 kW
Temperatura struje kapljevite vode na ulazu	70 °C	70 °C
Temperatura struje kapljevite vode na izlazu	90 °C	86,385 °C
Temperatura struje vodene pare	120,21 °C	111,35 °C
Maseni protok struje kapljevite vode	1,788 kg/s	1,788 kg/s
Maseni protok nastalog kondenzata	0,0634 kg/s	0,0511 kg/s
Toplinski kapacitet struje kapljevite vode	7 500 W/K	7 497 W/K
Ukupna eksergija na ulazu	71, 281 kW	61,054 kW
Ukupna eksergija na izlazu	57,885 kW	51,739 kW
Ukupna eksergijska destrukcija	13,396 kW	9,315 kW
Eksergijski stupanj djelovanja	0,812	0,847
π_1	0,398	0,396
π_2	0,508	0,505
π_3	0	0

Za kondenzator konstantnih dimenzija (definirane dimenzije i broj cijevi, definirana duljina) proveden je proračun za dva slučaja. U prvom slučaju dolazi do potpune kondenzacije pregrijane vodene pare tlaka 2 bar i temperature 200 °C dok u drugom slučaju dolazi do potpune kondenzacije pregrijane vodene pare tlaka 1,5 bar i temperature 200 °C.

Iz podataka prema Tablici 1 je vidljivo da su, za isti maseni protok vode i ulaznu temperaturu vode, izmijenjeni toplinski tok i izlazna temperatura vode manji u drugom slučaju. To je posljedica činjenice da je temperatura zasićenja za pripadajući tlak pregrijane pare niža u drugom slučaju te je zbog toga manja razlika temperatura između struja. Kako je količina izmijenjenog toplinskog toka proporcionalna s razlikom, očito je da će izmijenjeni toplinski tok biti manji kao i da će se voda slabije zagrijati prolaskom kroz kondenzator.

Vrijednosti bezdimenzijskih značajki su relativno malo promijenjene. Blaga promjena značajke π_2 uzrokovana je smanjenjem koeficijenta prolaza topline i toplinskog kapaciteta slabije struje, iz čega se može zaključiti da je promjena temperature slabije struje više utjecala na smanjenje koeficijenta prolaska topline nego na smanjenje toplinskog kapaciteta slabije struje. Iz smanjenja značajke π_1 se može zaključiti, već navedena činjenica o blagom smanjenju izlazne temperature slabije struje.

U drugom slučaju je nešto manji protok nastalog kondenzata iz razloga što je izmijenjeni toplinski tok manji.

Prema energijskom kriteriju se može zaključiti da je povoljniji proces u prvom slučaju iz razloga što se izmjeni veći toplinski tok za iste dimenzije kondenzatora (istu površinu), isti maseni protok vode i istu ulaznu temperaturu vode.

Promatrajući procese u kondenzatoru prema eksergijskom kriteriju, vidljivo je da je u drugom slučaju manja eksergijska destrukcija dok su ukupni iznosi eksergije na ulazu i na izlazu veći u prvom slučaju. Vrijednost eksergijskog stupnja djelovanja pokazuje da se u promatranom slučaju radi o relativno dobrim uređajima prema kriteriju eksergijske efikasnosti te da je eksergijski stupanj djelovanja veći u drugom slučaju. Povećanje eksergijskog stupnja djelovanja je uzrokovano činjenicom da je jedini oblik nepovratnosti izmjena topline pri konačnim temperaturnim razlikama. Kako je razlika između temperatura struja u drugom slučaju manja odnos manji je izmijenjeni toplinski tok, očito je da će drugi slučaj imati manji stupanj nepovratnosti i biti bolji prema kriteriju eksergijske efikasnosti.

5. LITERATURA

- [1] Galović, Antun: *Termodinamika I*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [2] Galović, Antun: *Termodinamika II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2011.
- [3] Halasz, Boris; Galović, Antun; Boras, Ivanka: *Toplinske tablice*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [4] Kraut, *Strojarski priručnik*, Sajema, Zagreb 2009.
- [5] Halasz, Boris : *Predlošci za vježbe iz Termodinamike II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013..
- [6] Kanoglu, M; Y. A. Cengel; I. Dincer: *Efficiency Evaluation of Energy Systems*, Springer Briefs in Energy, Springer Verlag

6. PRILOZI

I. CD-R disc