

# Utjecaj radnog medija izopentana na termodinamičku iskoristivost generatora pare

---

**Vidović, Ivan**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2011**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:411237>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-11-29**

*Repository / Repozitorij:*

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



Sveučilište u Zagrebu

**Fakultet strojarstva i brodogradnje**

## **Završni rad**

Ivan Vidović

Zagreb, 2011.

Sveučilište u Zagrebu

**Fakultet strojarstva i brodogradnje**

## **Završni rad**

Voditelj rada:

prof. dr. sc. Željko Bogdan

Ivan Vidović

Zagreb, 2011.

## **Utjecaj radnog medija izopentana na termodinamičku iskoristivost generatora pare**

Influence of working fluid isopentane on thermodynamic efficiency of a steam generator

Generatori pare na otpadnu toplinu koriste, u pravilu, više tlačnih krugova radnog medija za postizanje bolje termodinamičke iskoristivosti. U svim tlačnim krugovima uobičajeno se koristi voda kao radni medij. Moguće da bi neki drugi radni mediji, poput izopentana, osigurali bolju termodinamičku iskoristivost u niskotlačnim krugovima. Zbog toga je potrebno:

Napraviti matematički model generatora pare koji se sastoji samo od osnovnih izmjenjivačkih površina: zagrijača vode, isparivača i pregrijača. Isparivač i pregrijač modelirati kao jednovolumne sustave. Zbog očekivane pojave „pinch“ točke u zagrijaču vode, njega je potrebno modelirati kao diskretni sustav. Radni mediji su voda i izopentan.

Za različite temperature dimnog plina na ulazu u generator pare (100-500 °C) i različite tlakove radnog medija (5-50 bar), izračunati stupanj iskoristivosti generatora pare i parnoturbinskog ciklusa. Protok dimnog plina neka bude 1 kg/s, a „pinch“ točka 0 °C.

Dijagramski prikazati temperaturne profile dimnog plina i radnog medija uzduž generatora pare.

Svi potrebni dodatni ulazni podaci za proračun nalaze se kod mentora.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć tokom izrade.

## Sažetak

Funkcija generatora pare na otpadnu toplinu je korištenje entalpije dimnih plinova koji bi inače bili ispušteni u atmosferu, a još uvijek imaju relativno visoku temperaturu. Otpadni dimni plinovi najčešće su izlazni dimni plinovi iz plinskoturbinskog postrojenja. Postrojenje koje implementira i plinskoturbinski i parnoturbinski proces naziva se kombinirano ili kombi postrojenje. Glavna odlika takvog postrojenja je povećana iskoristivost u odnosu na ostala postrojenja, ali ima i niz drugih prednosti. Najvažniji kružni procesi potrebni za razumijevanje rada kombi postrojenja su:

- Carnotov proces: služi za usporedbu kvalitete svih ostalih procesa,
- Rankineov proces: koristi se u parnoturbinskom postrojenju,
- Braytonov proces: koristi se u plinskoturbinskom postrojenju.

Napravljen je matematički model generatora pare na otpadnu toplinu s različitim radnim medijem; vodom i izopentanom. Za uspješno modeliranje i razumijevanje zadane problematike nužno je dobro poznavati fizikalna svojstva oba medija. Analiza je pokazala da sve pojave kroz koje prolazi voda tijekom različitih temperatura i tlakova, prolazi i izopentan na vrlo sličan način te da se ovisnosti fizikalnih veličina o tlaku i temperaturi bitno ne razlikuju kod oba medija. Najvažnije pojave su promjene faza te ovisnosti specifičnog toplinskog kapaciteta i latentne topline isparavanja o tlaku i temperaturi.

Napravljen je matematički model niskotemperaturnog elementarnog generatora pare sa svrhom usporedbe termodinamičke iskoristivosti u širokom spektru tlaka i temperatura korištenjem vode i izopentana kao radnog medija. Prilikom modeliranja potkritičnog generatora pare, isparivač i pregrijač su modelirani kao jednovolumni sustavi, a ekonomajzer kao diskretni sustav. S obzirom da izopentan u ovakvom generatoru pare može biti korišten s natkritičnim parametrima, prilikom modeliranja cijeli generator pare je diskretiziran zbog nepoznavanja položaja pinch točke koja određuje protok radnog medija, a time i iskoristivost. Prilikom diskretiziranja primijenjeno je načelo da se kroz svaki od  $N$  segmenata izmjenjuju jednaki toplinski tokovi. Rezultati modela pokazali su da se korištenjem izopentana može povećati termodinamička iskoristivost generatora pare na otpadnu toplinu, no to ne znači nužno da bi i u realnom postrojenju takav radni medij bio bolji od vode.

## **Izjava**

Izjavljujem da sam završni rad izradio samostalno koristeći dostupnu literaturu i znanje stečeno tijekom studija.

Zahvaljujem mentoru prof. dr. sc. Željku Bogdanu i dr. sc. Mislavu Čehilu na savjetima i pomoći pruženoj tijekom izrade ovog rada.

Ivan Vidović

# Sadržaj

Popis slika .....	1
Popis tablica .....	2
Popis oznaka i mjernih jedinica fizikalnih veličina .....	3
1. Osnovni tipovi generatora pare .....	5
1.1. Generatori pare na otpadnu toplinu .....	6
2. Osvrt na kružne procese .....	8
2.1. Carnotov ciklus .....	8
2.2. Rankineov ciklus .....	10
2.3. Braytonov ciklus.....	11
3. Kombinirano (kombi) postrojenje.....	13
4. Fizikalna svojstva radnog medija .....	15
4.1. Fizikalna svojstva vode .....	15
4.2. Fizikalna svojstva izopentana .....	17
4.3. Usporedba viskoznosti vode i izopentana .....	20
5. Matematički model.....	23
5.1. Pinch točka.....	25
5.2. Matematički model kod podkritičnih tlakova .....	25
5.2.1. Ekonomajzer.....	26
5.2.2. Isparivač.....	28
5.2.3. Pregrijač.....	29
5.3. Matematički model kod nadkritičnih tlakova.....	30
6. Rezultati matematičkog modela .....	32
6.1. Rezultati matematičkog modela generatora pare s vodom kao radnim medijem ...	32
6.2. Rezultati matematičkog modela generatora pare s izopentanom kao radnim medijem.....	37
6.3. Međusobna usporedba termodinamičke iskoristivosti korištenjem vode i izopentana kao radnog medija generatora pare.....	43
7. Zaključak.....	47
8. Popis literature.....	49

## Popis slika

Slika 1. Principijalna shema generatora pare .....	6
Slika 2. Carnotov ciklus u T,s dijagramu .....	8
Slika 3. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti o $T_d$ za $T_{od}=30\text{ °C}$ .....	9
Slika 4. Rankineov ciklus u T,s dijagramu .....	10
Slika 5. Braytonov otvoreni i zatvoreni proces.....	11
Slika 6. Idealni Braytonov ciklus u T,s dijagramu.....	12
Slika 7. Shema kombiniranog postrojenja .....	13
Slika 8. Prikaz kombiniranog ciklusa u T,s dijagramu .....	14
Slika 9. T,s dijagram za vodu.....	15
Slika 10. Ovisnost latentne topline isparavanje vode o tlaku .....	16
Slika 11. Ovisnost temperature isparavanja vode o tlaku.....	16
Slika 12. Ovisnost entalpije vode o tlaku i temperaturi .....	17
Slika 13. Ovisnost gustoće izopentana i tlaku i temperaturi .....	18
Slika 14. Ovisnost latentne topline isparavanja izopentana o tlaku .....	18
Slika 15. Ovisnost temperature isparavanja izopentana o tlaku.....	19
Slika 16. Ovisnost specifične entalpije izopentana o tlaku i temperaturi .....	19
Slika 17. Usporedba koeficijenta viskoznosti vode i izopentana pri $T=\text{konst}$ .....	21
Slika 18. Usporedba koeficijenta viskoznosti vode i izopentana pri $p=\text{konst}$ .....	21
Slika 19. Elementarni generator pare .....	23
Slika 20. Blok shema matematičkog modela .....	24
Slika 21. Grafički prikaz izmjene topline u ekonomajzeru.....	26
Slika 22. Temperaturni profil u ekonomajzeru u T,Q dijagramu .....	26
Slika 23. Shematski prikaz isparivača.....	28
Slika 24. Temperaturni profil u isparivaču u T,Q dijagramu .....	28
Slika 25. Temperaturni profil u pregrijaču u T,Q dijagramu .....	29
Slika 26. Temperaturni profil u nadkritičnom generatoru pare .....	31
Slika 27. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku (5-10 bar) i temperaturi za vodu .	33
Slika 28. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku (10-50 bar) i temperaturi za vodu	33
Slika 29. Izlazne temperature dimnog plina iz generatora pare pri $p=5-10\text{ bar}$ .....	35
Slika 30. Izlazne temperature dimnog plina iz generatora pare pri $p=10-50\text{ bar}$ .....	35
Slika 31. Temperaturni profil pri $p=5\text{ bar}$ i $T_{dp\_ul}=500\text{ °C}$ .....	36
Slika 32. Temperaturni profil pri $p=15\text{ bar}$ i $T_{dp\_ul}=200\text{ °C}$ .....	36
Slika 33. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku ( $p=5-10\text{ bar}$ ) i temperaturi za izopentan .....	37
Slika 34. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku ( $p=10-50\text{ bar}$ ) i temperaturi za izopentan .....	38
Slika 35. Izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare ( $p=5-10\text{ bar}$ ) .....	39
Slika 36. Izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare ( $p=10-50\text{ bar}$ ) .....	40



Slika 37. Temperaturni profil kod maksimalne iskoristivosti .....	41
Slika 38. Temperaturni profil kod minimalne iskoristivosti.....	41
Slika 39. Temperaturni profil kod maksimalne iskoristivosti u natkritičnom području .....	42
Slika 40. Temperaturni profil kod minimalne iskoristivosti u natkritičnom području .....	43
Slika 41. Međusobna usporedba za $p=5$ bar .....	44
Slika 42. Međusobna usporedba za $p=50$ bar .....	44
Slika 43. Međusobna usporedba za $T=200$ °C .....	45
Slika 44. Međusobna usporedba za $T=300$ °C .....	45
Slika 45. Međusobna usporedba za $T=450$ °C .....	46

## Popis tablica

Tablica 1. Rezultati matematičkog modela za vodu – iskoristivost

Tablica 2. Rezultati matematičkog modela za izopentan – iskoristivost

## Popis oznaka i mjernih jedinica fizikalnih veličina

$c_p$	Specifični toplinski kapacitet dimnog plina	J/(kgK)
$h_{iz}$	Entalpija vode na izlazu iz generatora pare	J/kg
$h_{ul}$	Entalpija vode na ulazu u generatora pare	J/kg
$h_{rm}$	Entalpija radnog medija	J/kg
$h_{rm\_eko\_iz}$	Izlazna entalpija radnog medija iz ekonomajzera	J/kg
$h_{rm\_eko\_iz\_N}$	Izlazna entalpija radnog medija iz segmenta ekonomajzera	J/kg
$h_{rm\_eko\_ul}$	Ulazna entalpija radnog medija u ekonomajzer	J/kg
$h_{rm\_eko\_ul\_N}$	Ulazna entalpija radnog medija u segment ekonomajzera	J/kg
$h_{rm\_isp\_iz}$	Izlazna entalpija radnog medija iz isparivača	J/kg
$h_{rm\_isp\_ul}$	Ulazna entalpija radnog medija u isparivač	J/kg
$h_{rm\_pre\_iz}$	Izlazna entalpija radnog medija iz pregrijača	J/kg
$h_{rm\_pre\_ul}$	Ulazna entalpija radnog medija u pregrijač	J/kg
$m_{dp}$	Maseni protok dimnih plinova	kg/s
$m_{rm}$	Maseni protok radnog medija	kg/s
$N$	Broj podjela ekonomajzera na segmente	-
$T$	Temperatura	°C
$T_{isp}$	Temperatura isparavanja	°C
$T_d$	Temperatura dovođenja kod Carnotovog ciklusa	K
$T_{dp\_eko\_iz}$	Izlazna temperatura dimnih plinova iz ekonomajzera	°C
$T_{dp\_eko\_N}$	Temperatura dimnih plinova na kraju $N$ -tog segmenta ekonomajzera	°C
$T_{dp\_eko\_ul}$	Ulazna temperatura dimnih plinova u ekonomajzer	°C
$T_{dp\_isp\_iz}$	Izlazna temperatura dimnih plinova iz isparivača	°C
$T_{dp\_isp\_ul}$	Ulazna temperatura dimnih plinova u isparivač	°C
$T_{dp\_iz}$	Izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare	°C
$T_{dp\_pre\_iz}$	Izlazna temperatura dimnih plinova iz pregrijača	°C
$T_{dp\_pre\_ul}$	Ulazna temperatura dimnih plinova u isparivač	°C
$T_{dp\_ul}$	Ulazna temperatura dimnih plinova u generator pare	°C
$T_{od}$	Temperatura odvođenja kod Carnotovog ciklusa	K
$T_{rm\_eko\_iz}$	Izlazna temperatura radnog medija iz ekonomajzera	°C
$T_{rm\_eko\_N}$	Temperatura radnog medija na kraju $N$ -tog segmenta ekonomajzera	°C
$T_{rm\_eko\_iz\_N}$	Izlazna temperatura radnog medija iz segmenta ekonomajzera	°C
$T_{rm\_eko\_ul}$	Ulazna temperatura radnog medija u ekonomajzer	°C
$T_{rm\_eko\_ul\_N}$	Ulazna temperatura radnog medija u segment ekonomajzera	°C
$T_{rm\_isp\_iz}$	Izlazna temperatura radnog medija iz isparivača	°C
$T_{rm\_isp\_ul}$	Ulazna temperatura radnog medija u isparivač	°C
$T_{rm\_pre\_iz}$	Izlazna temperatura radnog medija iz pregrijača	°C
$T_{rm\_pre\_ul}$	Ulazna temperatura radnog medija u pregrijač	°C
$T_{rm\_iz}$	Izlazna temperatura radnog medija iz generatora pare	°C
$T_{rm\_ul}$	Ulazna temperatura radnog medija u generator pare	°C
$t_{1iz}$	Izlazna temperatura hladnije struje iz protusmjernog izmjenjivač topline	°C
$t_{1ul}$	Ulazna temperatura hladnije struje u protusmjerni	

	izmjenjivač topline	°C
$t_{2iz}$	Izlazna temperatura toplije struje iz protusmjernog izmjenjivač topline	°C
$t_{2ul}$	Ulazna temperatura toplije struje u protusmjerni izmjenjivač topline	°C
$p$	Tlak	bar
$p_{kr\_IZOP}$	Kritični tlak izopentana	bar
$r$	Specifična toplota isparavanja	J/kg
$s$	Specifična entropija	J/(kgK)
$S_A$	Entropija u točki A kod Carnotovog ciklusa	J/(kgK)
$S_B$	Entropija u točki B kod Carnotovog ciklusa	J/(kgK)
$Q_d$	Dovedena toplota kod Carnotov ciklusa	J
$Q_{EKO}$	Toplinski tok kroz ekonomajzer	W
$Q_{EKO\_N}$	Toplinski tok kroz segment ekonomajzera	W
$Q_{ISP}$	Toplinski tok kroz isparivač	W
$Q_{od}$	Odvedena toplota kod Carnotovog ciklusa	J
$Q_{PRE}$	Toplinski tok kroz pregrijač	W
$W$	Rad kod Carnotovog ciklusa	J
$\eta_C$	Termodinamička iskoristivost Carnotovog ciklusa	-
$\eta_t$	Termodinamička iskoristivost generatora pare	-

## 1. Osnovni tipovi generatora pare

Generator pare ili parni kotao je uređaj koji stvara paru pretvorbom kemijske energije goriva u toplinsku energiju prijenosom entalpije dimnih plinova na radni medij koji je najčešće voda. Možemo ih klasificirati na nekoliko načina.

Prema radnom tlaku mogu biti:

- niskotlačni (do 7 bar)
- srednjetlačni (do 22 bar)
- visokotlačni (iznad 22 bar)

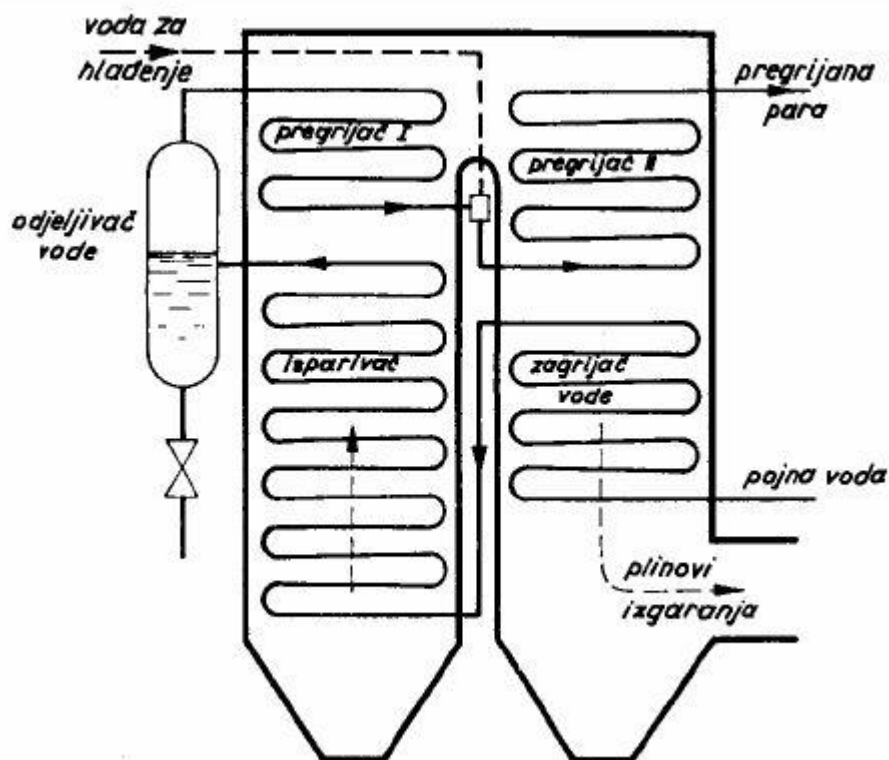
Prema količini proizvedene pare:

- generatori pare malog kapaciteta
- generatori pare srednjeg kapaciteta
- generatori pare velikog kapaciteta

Prema konstrukcijskim osobinama:

- vatrocijevni
- vodocijevni

Postoji još mnogo podjela, prema materijalu, vrsti ložišta, namjeni, vrsti cirkulacije, te posebnu skupinu čine nuklearni generatori pare. Principijalna shema generatora pare nalazi se na Slici 1.



Slika 1. Principijalna shema generatora pare

Osnovni dijelovi svakog modernog generatora pare su:

- ložište s gorionicima
- cijevni snopovi
- napojne i cirkulacijske pumpe
- obloga i armatura
- zaporni, odzračni i regulacijski ventili te ostala oprema za regulaciju

Najveće postizive temperature pare na izlazu današnjih generatora pare su oko 600 °C [1], a tlakovi mogu biti i natkritični (iznad 220,64 bar). Glavno ograničenje je temperatura koju može podnijeti materijal tijekom eksploatacije.

Ukoliko se para proizvedena u generatoru pare odvodi na parnu turbinu, cijeli parno-turbinski proces odvija se po Rankineovom ciklusu.

### 1.1. Generatori pare na otpadnu toplinu

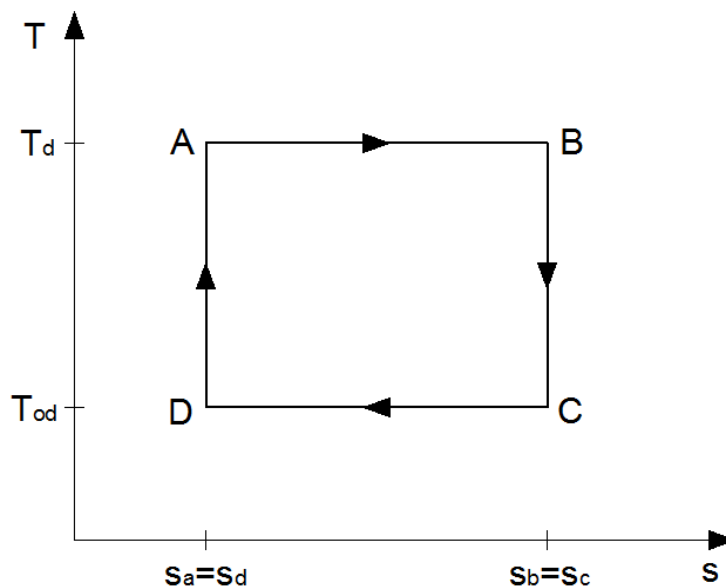
Ovi generatori pare koriste dimne plinove visokih temperatura koji su proizvod nekog drugog procesa. Oni utiliziraju otpadnu toplinu te se zbog toga nazivaju i kotlovi utilizatori. Umjesto da se otpadni dimni plinovi izbace u atmosferu, njihova se toplina koristi za proizvodnju pare. To je čest slučaj kod integriranog korištenja plinskoturbinskog i parnoturbinskog procesa koji se još naziva i kombi proces. Zbog visokih temperatura dimnih plinova (500-600 °C) na izlazu

iz plinske turbine, oni se vode u generator pare na otpadnu toplinu gdje se može, ali i ne mora ubrizgavati dodatno gorivo.

## 2. Osvrt na kružne procese

### 2.1. Carnotov ciklus

Kružnim procesom ili ciklusom smatramo niz promjena stanja tvari sustava koji se na kraju vrati u početno stanje sustava. Razumijevanje Carnotovog kružnog procesa je od velikog značaja za termodinamičke sustave. Carnotov ciklus odvija se između dviju izentropa i dviju izoterma kako je prikazano na Slici 2.



Slika 2. Carnotov ciklus u T,s dijagramu

Temperatura dovođenja topline  $T_d$  i temperatura odvođenja topline  $T_{od}$  su konstantne. Kompresija radnog medija (D do A) i ekspanzija (B do C) su izentropski procesi. Dovedena toplina tijekom procesa prikazana je površinom ispod linije A-B, a odvedena toplina tijekom procesa je površina ispod linije C-D. Mehanički rad dobiven tijekom procesa predstavlja površinu omeđenu između točaka A-B-C-D.

Iz relacija za dovedenu i odvedenu toplinu koje glase:

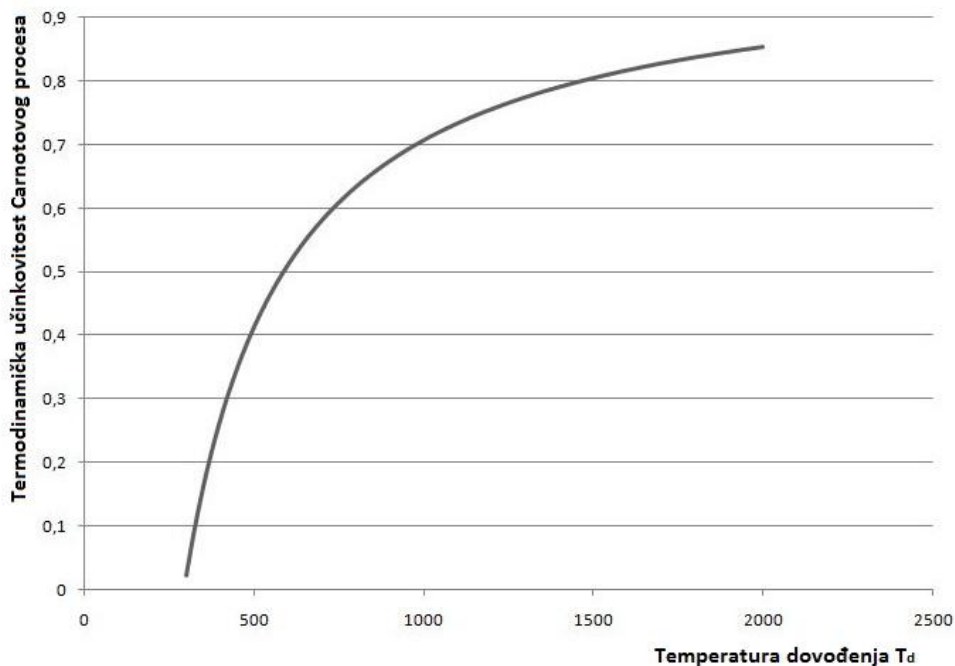
$$Q_d = T_d \cdot (S_B - S_A) \quad (2.1.1.)$$

$$Q_{od} = T_{od} \cdot (S_B - S_A) \quad (2.1.2.)$$

i relacijom kojom je definiran termodinamički stupanj djelovanja:

$$\eta_C = \frac{W}{Q_d} = \frac{Q_d - Q_{od}}{Q_d} = 1 - \frac{Q_{od}}{Q_d} = 1 - \frac{T_{od} \cdot (S_B - S_A)}{T_d \cdot (S_B - S_A)} = 1 - \frac{T_{od}}{T_d} \quad (2.1.3.)$$

vidimo da je termodinamički stupanj djelovanja Carnotovog procesa ovisan samo o temperaturama dovođenja  $T_d$  i odvođenja  $T_{od}$ . Ovisnost temperature dovođenja o termodinamičkom stupnju djelovanja vidimo na Slici 3. Iz jednadžbe 2.1.3. je vidljivo da će stupanj djelovanja biti veći što je veća temperatura dovođenja i što manja temperatura odvođenja topline. Taj princip možemo primijeniti i na druge kružne procese s time da promjenljive temperature dovođenja i odvođenja zamijenjujemo srednjom temperaturom. Taj proces nazivamo Carnotizacija kružnih procesa[2].



**Slika 3. Ovisnost termodinamičke iskoristivosti o  $T_d$  za  $T_{od}=30$  °C**

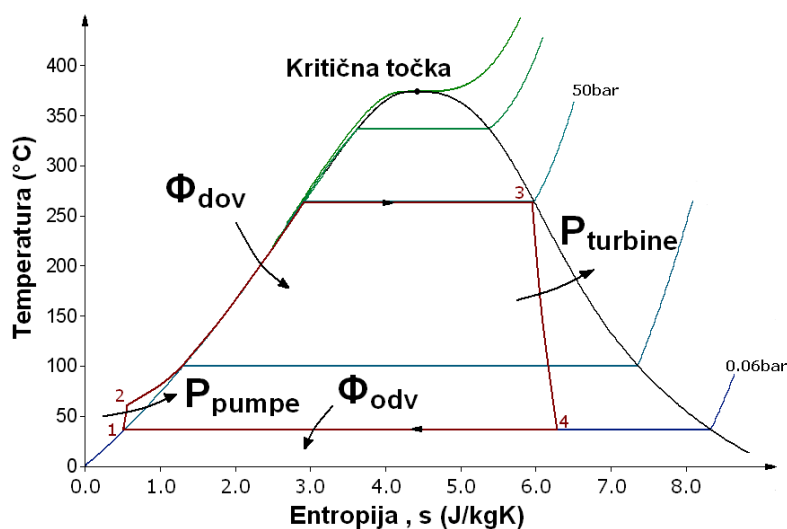
Carnotov proces ima najveći mogući stupanj djelovanja od svih drugih kružnih procesa i tu je njegov najveći značaj jer njegov termodinamički stupanj djelovanja za toplinske spremnike iste temperature služi kao referentna veličina u usporedbi s realnim procesima. Carnotov proces se odvija bez generiranja termodinamičkih gubitaka; izmjena topline odvija se izotermno, s beskonačno malom razlikom temperature dok se kompresija i ekspanzija odvijaju bez prirasta entropije.

Carnotov ciklus nije moguće ostvariti zbog nužnih termodinamičkih nepovratnosti te je on samo teorijske prirode. Srednja temperatura dovođenja kod drugih procesa je uvijek niža od najviše temperature u procesu. U realnosti je potrebna temperaturna razlika između temperature ogrjevnog spremnika i temperature radnog medija te između temperature radnog medija i temperature rashladnog spremnika da bi toplinu mogli efikasno dovoditi, tj. odvoditi. Isto tako kompresija i ekspanzija radnog medija nikada se ne odvija izentropski nego uvijek postoji prirast entropije tijekom tih procesa.



## 2.2. Rankineov ciklus

Rankineov kružni proces ili ciklus odvija se između dviju izentropi i dviju izobara. Za Rankineov ciklus možemo reći da je to Carnotov ciklus u praksi, jer su principi rada isti. Osnovna razlika je to što se dovođenje i odvođenje topline u Rankineovom ciklusu odvijaju izobarno, a u Carnotovom ciklusu izotermno.



Slika 4. Rankineov ciklus u T,s dijagramu

Na Slici 4 prikazan je Rankineov ciklus sa suhozasićenom vodenom parom u T,s dijagramu. To je prikaz realnog kružnog procesa jer pumpa i turbina ne vrše izentropsku promjenu stanja.

1-2: Voda se tlači (u realnom slučaju izentropski) na radni tlak koji vlada u generatoru pare (u ovom slučaju 50 bar).

2-3: U generatoru pare se pri konstantnom tlaku voda zagrijava vrućim dimnim plinovima, nastalim izgaranjem goriva, od stanja pothlađene kapljevine do stanja suhozasićene pare.

3-4: Suhozasićena vodena para izlazi iz generatora pare, parovodom se uvodi u turbinu gdje ekspandira (u idealnom slučaju izentropski) pri čemu turbina proizvodi mehanički rad.

4-1: Nakon izlaska iz turbine, mokra para ulazi u kondenzator gdje se pri konstantnom tlaku hladi i kondenzira do stanja vrele kapljevine nakon čega je spremna za prolaz kroz pumpu i time je ciklus završen.

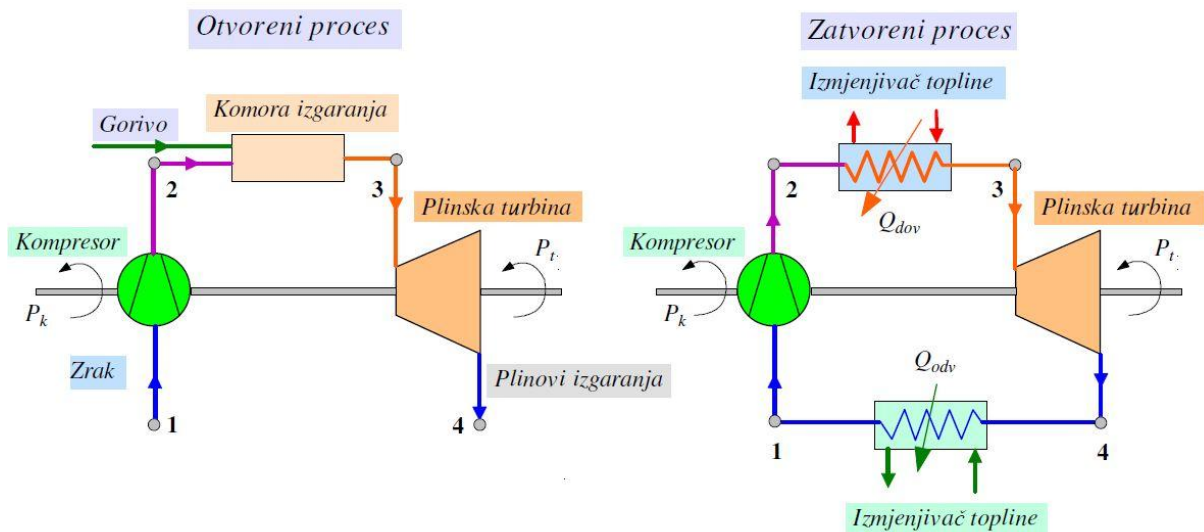
Valja napomenuti da se u realnim termoenergetskim postrojenjima izvodi Rankineov ciklus s pregrijanom parom, međupregrijanjem i regenerativnim predgrijavanjem kondenzata sve sa svrhom povećanja srednje temperature dovođenja i time iskoristivosti procesa.

Isto tako tlak duž generatora pare nije posve konstantan, već zbog viskoznosti radnog medija dolazi do linijskih i lokalnih gubitaka što sumarno čini neželjeni pad tlaka.

Temperatura odvođenja topline ovisi o raspoloživoj temperaturi rashladnog medija u kondenzatoru čime je određen tlak na izlazu iz turbine.

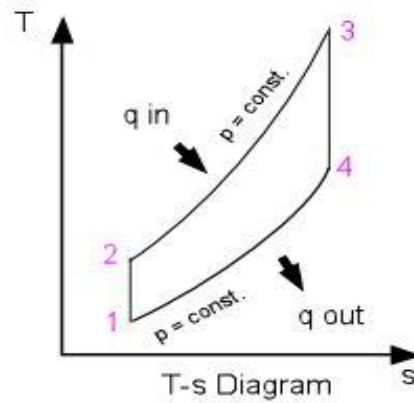
### 2.3. Braytonov ciklus

Braytonov kružni proces ili ciklus odvija se između dvije izentropie i dvije izobare. U formi otvorenog ciklusa takav proces je osnova rada svih plinskoturbinskih postrojenja i mlaznih motora.



Slika 5. Braytonov otvoreni i zatvoreni proces

Na Slici 5 prikazane su osnovne sheme plinskoturbinskog postrojenja otvorenog i zatvorenog tipa koji rade po Braytonovom ciklusu. Plinovi izgaranja koji izlaze iz plinske turbine prikazani u otvorenom procesu su oni dimni plinovi koji ulaze u generator pare na otpadnu toplinu i oni su nosioci topline kojim zagrijavamo radni medij. Kao što je prikazano na Slici 5, kompresor i plinska turbina nalaze se na istom vratilu te se dio snage plinske turbine „troši“ na pogon kompresora.



**Slika 6. Idealni Braytonov ciklus u T,s dijagramu**

Na Slici 6 prikazan je idealni Braytonov ciklus u T,s dijagramu.

1-2: Izentropska kompresija zraka prije ulaska u komoru izgaranja

2-3: Izgaranje pri konstantnom tlaku

3-4: Izentropska ekspanzija dimnih plinova u turbini

4-1: Izobarno hlađenje dimnog plina do temperature stanja 1. Ovog procesa nema u otvorenom Braytonovom procesu kakav se odvija u plinskoturbinskom postrojenju.

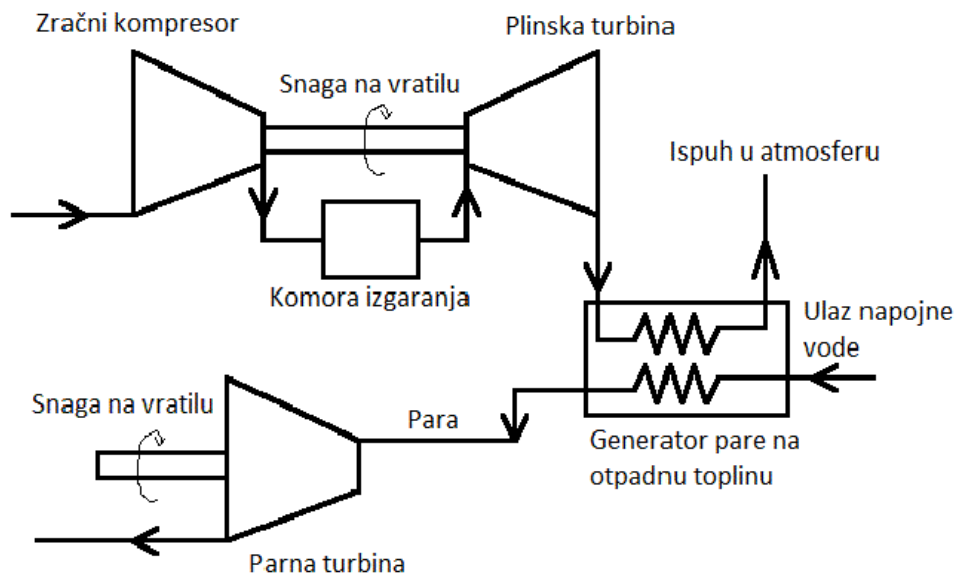
### 3. Kombinirano (kombi) postrojenje

Kombi postrojenje je sinteza dva osnovna tipa energetskih postrojenja; plinskoturbinskog i parnoturbinskog. Nastalo je zbog mogućnosti iskorištavanja dimnih plinova na izlazu iz plinskoturbinskog postrojenja koji imaju relativno visoku temperaturu (500-600 °C).

Suvremena parnoturbinska postrojenja postižu stupanj iskoristivosti od oko 45% [1] jer je gornja temperatura radnog medija (vodene pare) ograničena na oko 600 °C.

Temperatura plina na ulazu suvremenih plinskih turbina premašuje 1450 °C, dok je izlazna temperatura oko 600 °C, što omogućuje stupnjeve djelovanja od oko 38%. [1]

Na Slici 7 nalazi se shema kombi postrojenja s osnovnim komponentama.



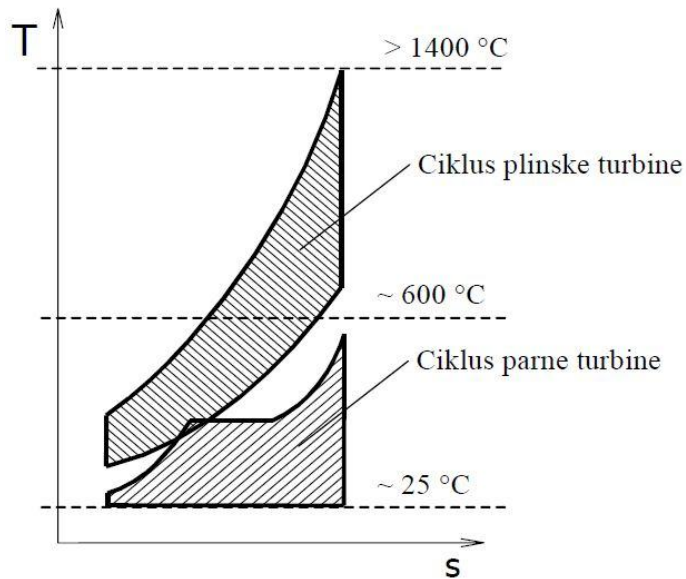
Slika 7. Shema kombiniranog postrojenja

Iskorištavanje oba temperaturna gradijenta, od 1450 °C do 600 °C u plinskoturbinskom dijelu postrojenja i od 600 °C do 25 °C u parnoturbinskom, predstavlja bit kombiniranog postrojenja i omogućuje stupanj djelovanja do 60%. [1] Prikaz takvog procesa u  $T,s$  dijagramu nalazi se na Slici 8.

Osim povećane iskoristivosti, kombinirana postrojenja posjeduju i širok raspon drugih prednosti [1]:

- Ekološki su prihvatljivija od svih drugih postrojenja na fosilna goriva jer praktično ne emitiraju  $SO_2$  niti prašinu. Emisije  $NO_x$  su niže od 25 ppm, zahvaljujući naprednoj tehnologiji izgaranja.

- Emisija CO<sub>2</sub> je daleko niža nego kod konvencionalnih termoenergetskih postrojenja na ugljen zbog visoke iskoristivosti i posljedično niže potrošnje goriva, kao i zbog niskog sadržaja ugljika u prirodnom plinu.
- Specifični investicijski troškovi te prostorni zahtjevi su značajno niži nego kod ostalih postrojenja.
- Vrijeme izgradnje postrojenja je vrlo kratko.
- Troškovi proizvodnje električne energije su općenito niži nego kod ostalih postrojenja.

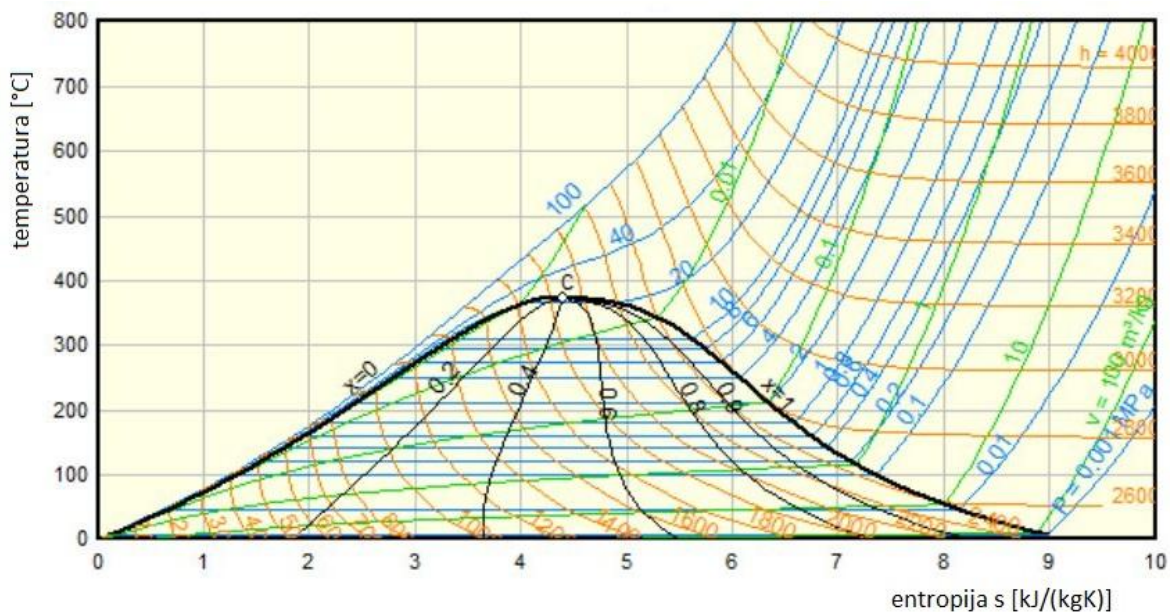


Slika 8. Prikaz kombiniranog ciklusa u T,s dijagramu

## 4. Fizikalna svojstva radnog medija

### 4.1. Fizikalna svojstva vode

Kritična točka vode nalazi se na 373,95 °C pri tlaku od 220,64 bar. Na Slici 9 nalazi se  $T,s$  dijagram za vodu. Kritična točka nalazi se u točki C. Plave linije označavaju linije konstantnog tlaka u MPa, zelene su linije konstantnog specifičnog volumena, narančaste su linije konstantne specifične entalpije, a crne konstantnog udjela vlage.

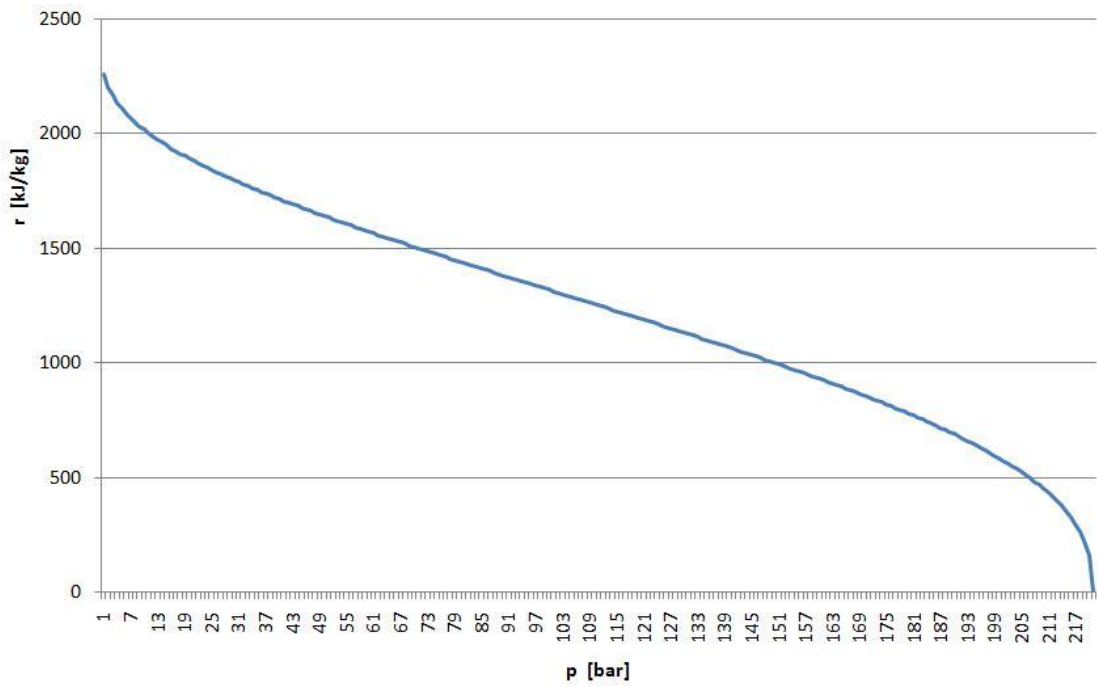


Slika 9.  $T,s$  dijagram za vodu

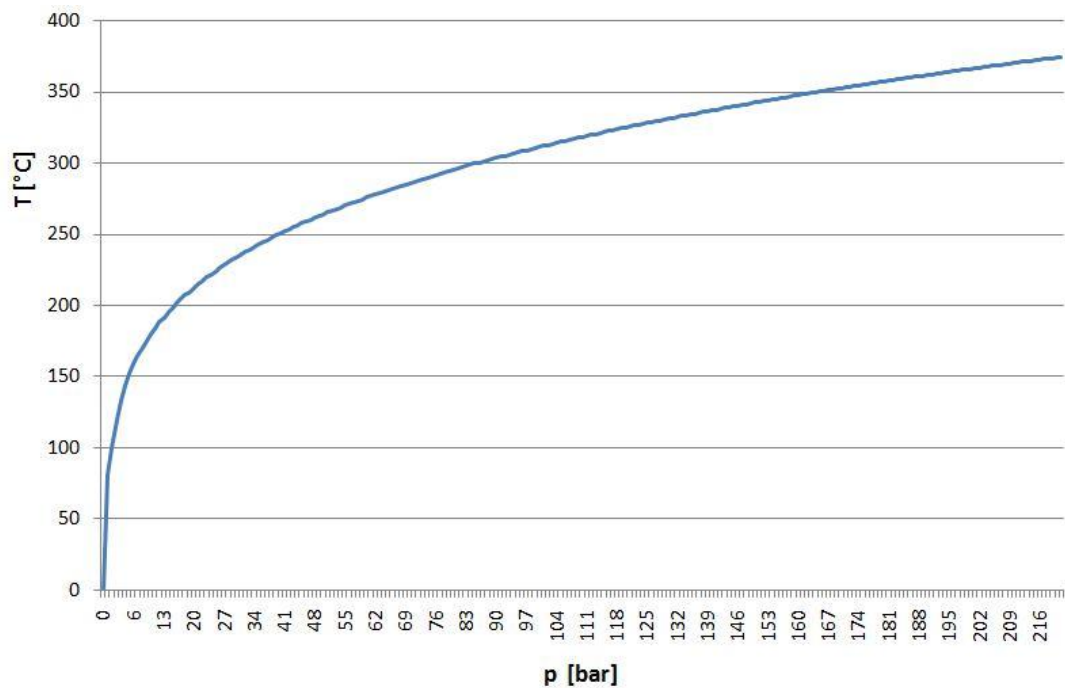
Ispod kritične točke promjena agregatnog stanja iz kapljevite u plinovitu fazu i obratno unutar zasićenog područja odvija se izotermnim dovođenjem (ili odvođenjem) topline. To znači da je u zasićenom području specifični toplinski kapacitet vode beskonačan. Latentna toplina isparavanja je toplina apsorbirana tijekom promjene faza tvari. Tijekom tog procesa temperatura tvari ostaje konstantna. Ovisnost latentne topline isparavanja vode o tlaku prikazana je na Slici 10. Na Slici 11 prikazana je ovisnost temperature zasićenja, odnosno isparavanja o tlaku.

Pri tlaku jednakom ili većem od kritičnog tlaka latentna toplina isparavanja jednaka je nuli, a transformacija faza odvija se trenutno.

Razlika gustoća vrela kapljevine i suhozasićene pare se s porastom tlaka smanjuje te pri kritičnom tlaku ta razlika postaje jednaka nuli.



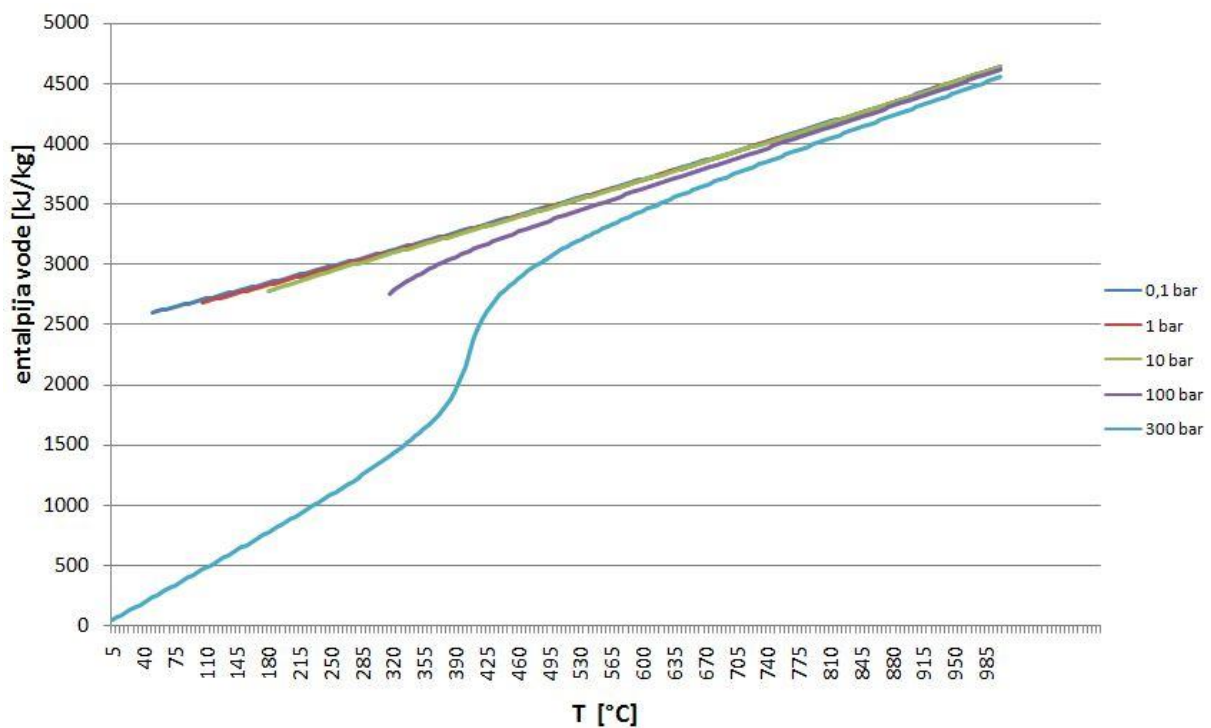
Slika 10. Ovisnost latentne topline isparavanje vode o tlaku



Slika 11. Ovisnost temperature isparavanja vode o tlaku

Specifični toplinski kapacitet vode pri konstantnom tlaku je toplina potrebna da bi se kilogramu vode promijenila temperatura za 1 °C. Za kapljevitu vodu on iznosi približno 4,2 kJ/(kgK) i ne mijenja se značajno s promjenom tlaka i/ili temperature. Kao što je već spomenuto, unutar područja mokre pare specifični toplinski kapacitet je beskonačan, dok u području pregrijane pare prelazi u pravac za bilo koji iznos tlaka. Kod natkritičnih tlakova

postoji lokalno povećanje specifičnog toplinskog kapaciteta što je nepovoljno u generatorima pare na otpadnu toplinu jer svako takvo lokalno povećanje izaziva lokalno smanjivanje temperaturnih razlika između dimnih plinova i vode te stvara usko grlo za proizvodnju veće količine pare, tj. uzrokuje stvaranje pinch točke. Ove pojave prikazane su na Slici 12 gdje vidimo ovisnost entalpije vode o temperaturi i tlaku. [3] Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku može se odrediti iz te slike kao nagib tangente u određenoj točki krivulje. Na početku krivulje potkritičnih tlakova tangenta je okomica, što znači da je specifični toplinski kapacitet u toj točki beskonačan, a to je tako jer je upravo tlak zasićenja na toj temperaturi.



Slika 12. Ovisnost entalpije vode o tlaku i temperaturi

## 4.2. Fizikalna svojstva izopentana

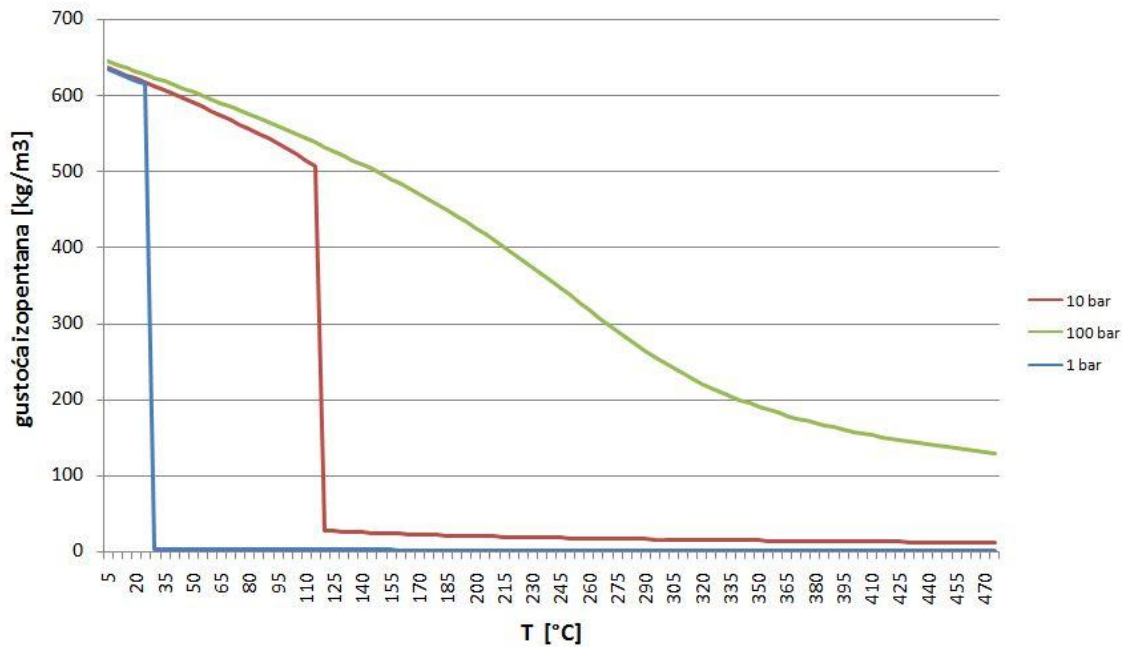
Izopentan,  $C_5H_{12}$ , je organski spoj, alkan s 5 ugljikovih atoma. Izrazito je hlapljiv i zapaljiv pri sobnoj temperaturi i tlaku. Temperatura samozapaljenja izopentana iznosi 420 °C. Temperatura vrenja pri atmosferskom tlaku mu je 27,7 °C, a gustoća  $616 \text{ kg/m}^3$ . Kritični tlak mu je 33,8 bar, a kritična temperatura 187,2 °C. Opasan je za ljude i okoliš te je potrebna posebna pažnja prilikom transporta i rukovanja, iako se u malim koncentracijama nalazi u nekim kućanskim potrepštinama poput paste za zube.

Na Slici 13 prikazana je ovisnost gustoće izopentana o tlaku i temperaturi. Krivulje od 1 bar i 10 bar imaju nagli pad što odgovara promijeni faza na pripadajućoj temperaturi. S obzirom

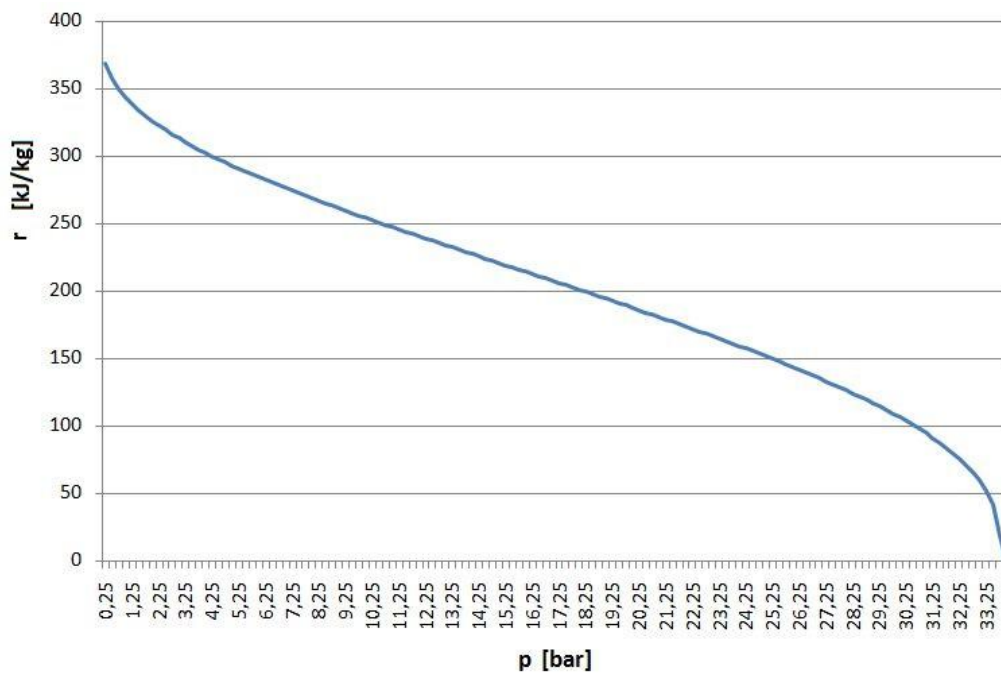


da je krivulja tlaka od 100 bar iznad kritičnog tlaka, nema skokovite promjene gustoće. Promatrajući svojstva gustoće kvalitativno, ona su vrlo slična onima opisanima za vodu.

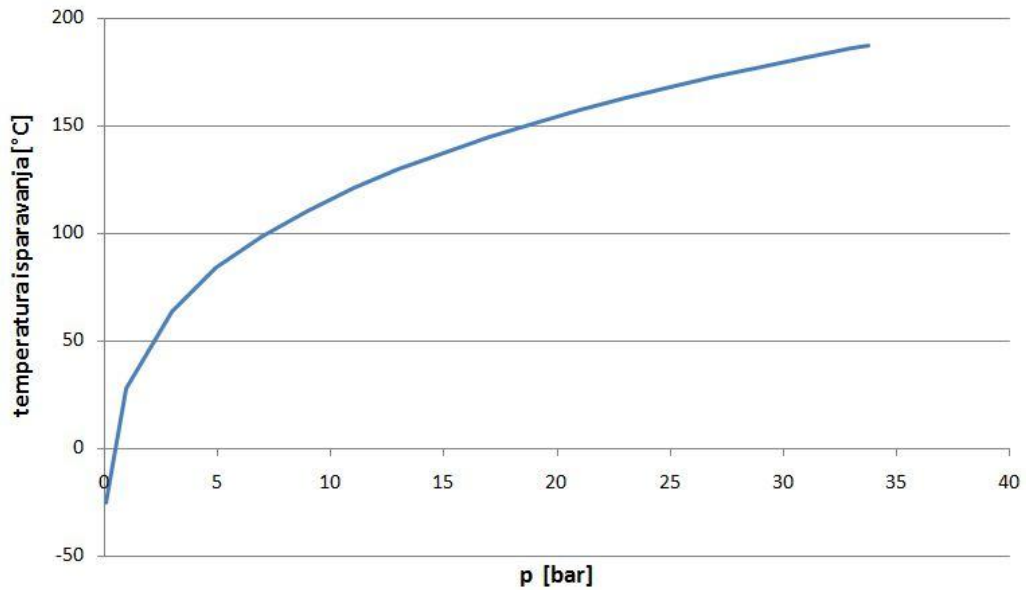
Slika 14 prikazuje ovisnost latentne topline isparavanja izopentana o tlaku. Kvalitativno promatrano svojstvo također je identično kao kod vode.



Slika 13. Ovisnost gustoće izopentana i tlaku i temperaturi

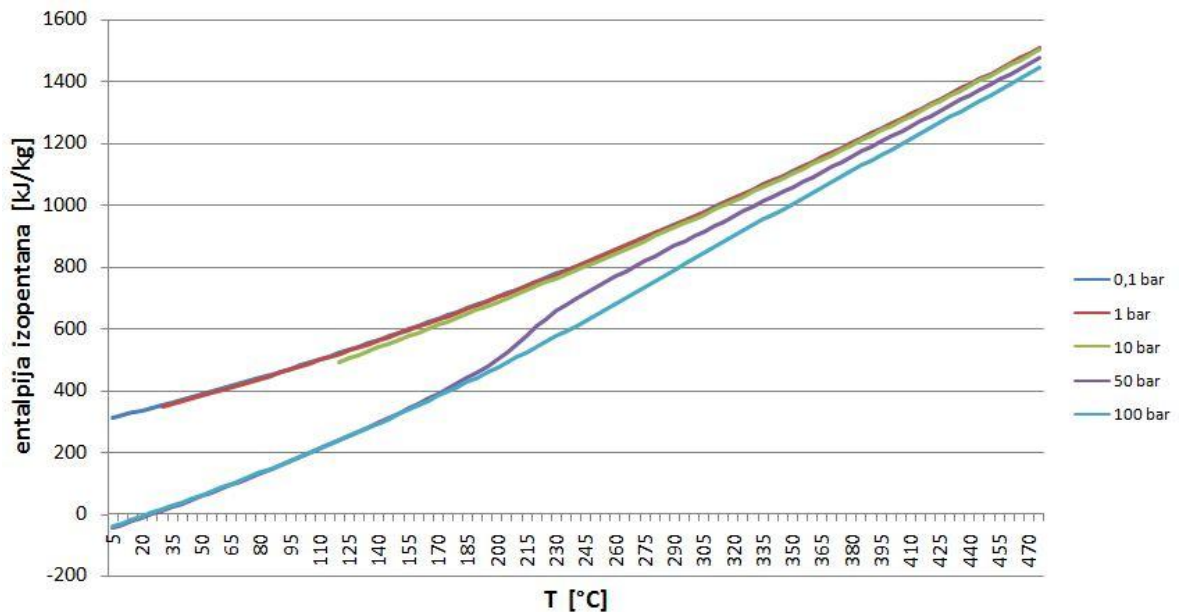


Slika 14. Ovisnost latentne topline isparavanja izopentana o tlaku



**Slika 15. Ovisnost temperature isparavanja izopentana o tlaku**

Iz Slike 15, gdje je prikazana ovisnost temperature isparavanja izopentana o tlaku ponovo zaključujemo da je i ovo fizikalno svojstvo kvalitativno jednako onoj za vodu. Također vidimo da se pri atmosferskom tlaku događa proces isparavanja pri niskoj temperaturi (27,9 °C).



**Slika 16. Ovisnost specifične entalpije izopentana o tlaku i temperaturi**

Slika 16 prikazuje ovisnost specifične entalpije izopentana o tlaku i temperaturi. Isti fizikalni principi objašnjeni kod vode vrijede i za izopentan i nema ih potrebe ponavljati. Ono što treba primjetiti jest da specifični toplinski kapacitet izopentana poprima približno konstantnu vrijednost za puno niže tlakove (plava krivulja od 100 bar) nego što je to slučaj kod vode. Razlog leži u tome da je kritični tlak izopentana mnogo niži od kritičnog tlaka vode, te već kod tlaka od 100 bar pregrijana para izopentana poprima odlike idealnog plina. To je bitno za

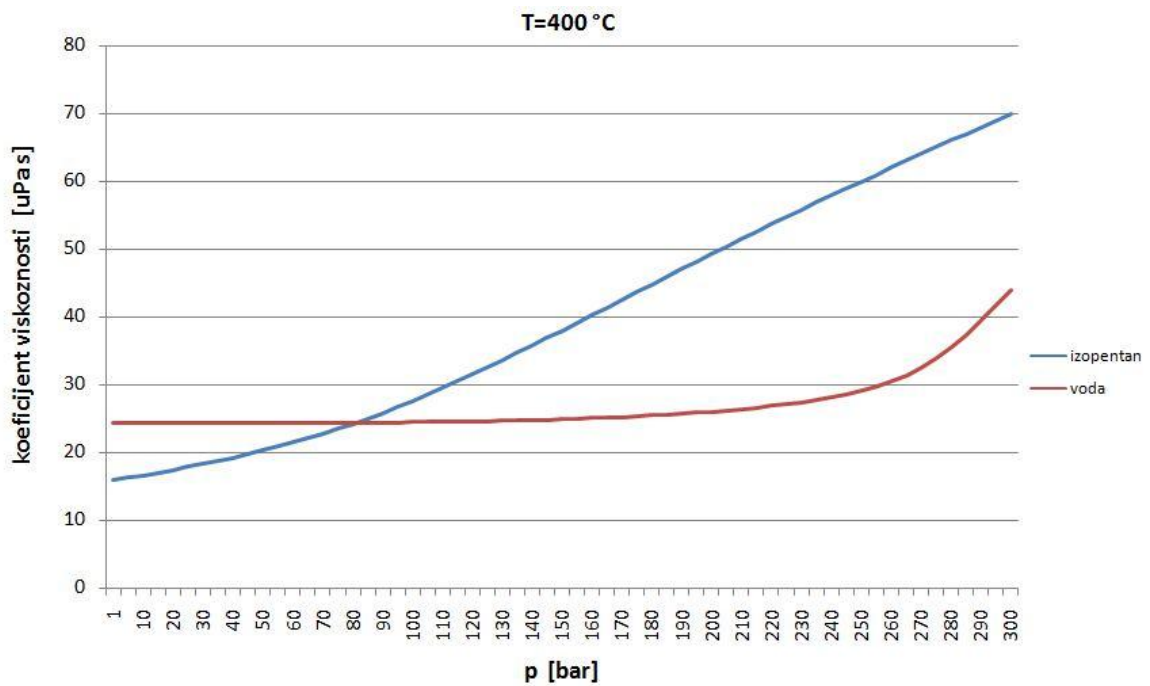
generator pare na otpadnu toplinu zbog pozicije pinch točke. Ukoliko je specifični toplinski kapacitet približno konstantan, dolazi do manjih lokalnih odstupanja razlike temperatura između dimnih plinova i radnog medija čime je smanjeno razdvajanje temperaturnog profila. Na Slici 16 vidimo da je entalpija izopentana negativna za temperature više od 0 °C. To je zato jer je u programu REFPROP izabrana temperatura isparavanja pri atmosferskom tlaku (27,45 °C) kao referentna temperatura za specifičnu entalpiju od 0 kJ/kg. To nema utjecaja pri izračunu termodinamičke iskoristivosti u matematičkom modelu jer se uvijek računa razlika entalpija.

Provedena analiza i usporedba fizikalnih svojstava vode i izopentana važna je zbog slabe dostupnosti dijagramskih prikaza i opisa u literaturi. Provedenom analizom saznali smo kako se ponašaju različita fizikalna svojstva izopentana u različitim tlačno-temperaturnim uvjetima. To je važno znati prilikom matematičkog modeliranja generatora pare na otpadnu toplinu s izopentanom kao radnim medijem, posebice jer možemo načelno pretpostaviti gdje će se pojaviti pinch točka unutar generatora pare.

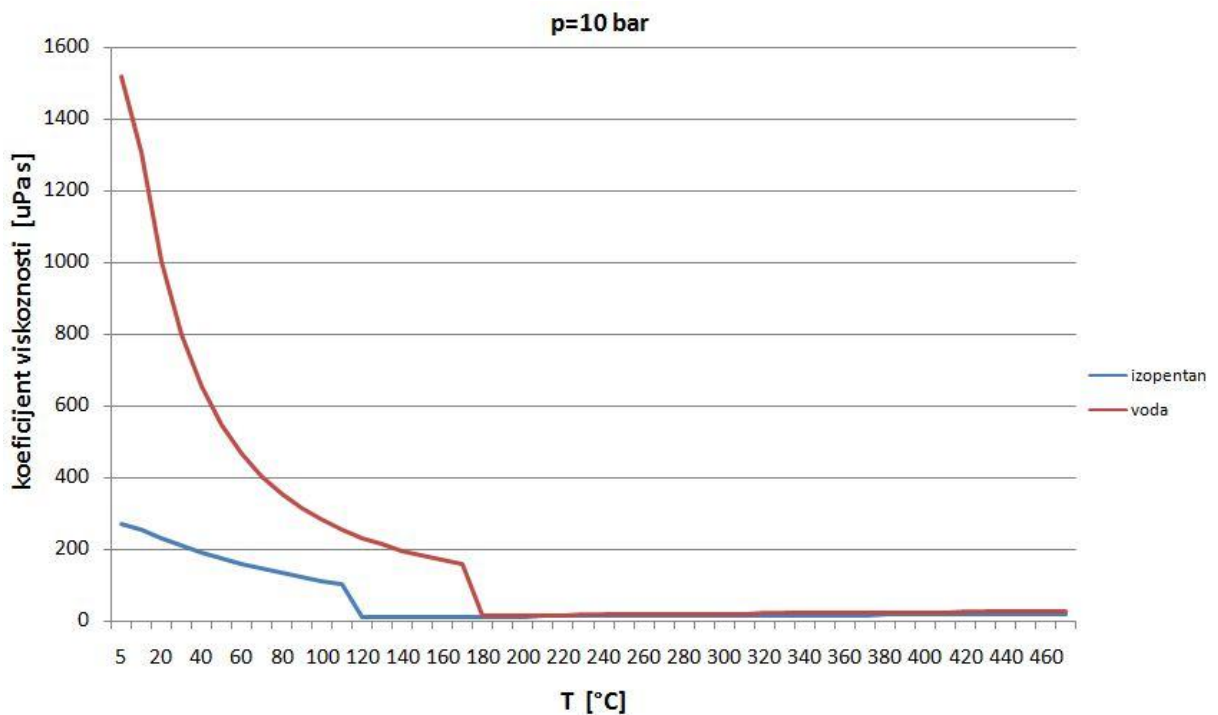
### **4.3. Usporedba viskoznosti vode i izopentana**

Viskoznost („unutarnje trenje“) je fizikalno svojstvo tekućina pružanja otpora međusobnom kretanju njihovih slojeva. Jače viskozna tvar djeluje ljepljivo i teško se prelijeva. Utjecaj viskoznosti u generatorima pare uočava se u visini pada tlaka duž generatora pare. Pad tlaka predstavlja gubitak i tu se očituje utjecaj viskoznosti na iskoristivost. Iako utjecaj viskoznosti i pad tlaka nisu razmatrani u matematičkom modelu u ovom radu, zanimljivo je vidjeti u kakvom su međusobnom odnosu viskoznost vode i izopentana.

Međusobna usporedba koeficijenta viskoznosti vode i izopentana u ovisnosti o tlaku pri konstantnoj temperaturi nalazi se na Slici 17, a ovisnost o temperaturi pri konstantnom tlaku prikazana je na Slici 18.



Slika 17. Usporedba koeficijenta viskoznosti vode i izopentana pri T=konst



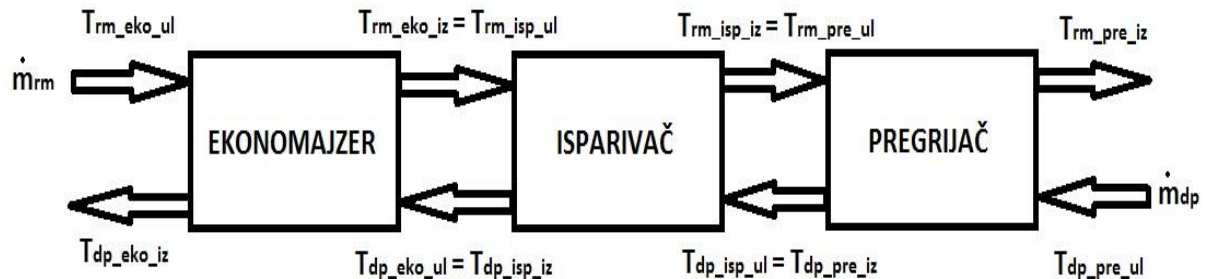
Slika 18. Usporedba koeficijenta viskoznosti vode i izopentana pri p=konst

Analizom koeficijenta viskoznosti zaključuje se da obje tvari u fazi pregrijane pare poprimaju oblik pravca i kao funkcije tlaka i kao funkcije temperature. U tom području koeficijent viskoznosti izopentana je veći, međutim „pravac viskoznosti“ vodene pare ima veći nagib pravca te upućuje da će kod temperatura viših od 500 °C vodena para biti

viskozija od pare izopentana. Tako visoke temperature nas ipak ne zanimaju sa stajališta modeliranja generatora pare na otpadnu toplinu jer ulazna temperatura dimnog plina ne prelazi vrijednosti iznad 600 °C. Promatrajući kapljevite faze, koeficijenti viskoznosti vode su mnogo veći od izopentana. Također su iznosi koeficijenata viskoznosti generalno mnogo veći u području kapljevina nego u području parne faze. S obzirom na sve navedeno, pretpostavlja se da je izopentan povoljniji kao radnij medij sa stajališta koeficijenta viskoznosti iako ukupni pad tlaka ovisi i o duljini cijevi unutar generatora pare kroz koji struji kapljevita faza i parna faza, te o brzinama strujanja kroz cijevi.

## 5. Matematički model

Matematički model elementarnog generatora pare nalazi se na Slici 19.



Slika 19. Elementarni generator pare

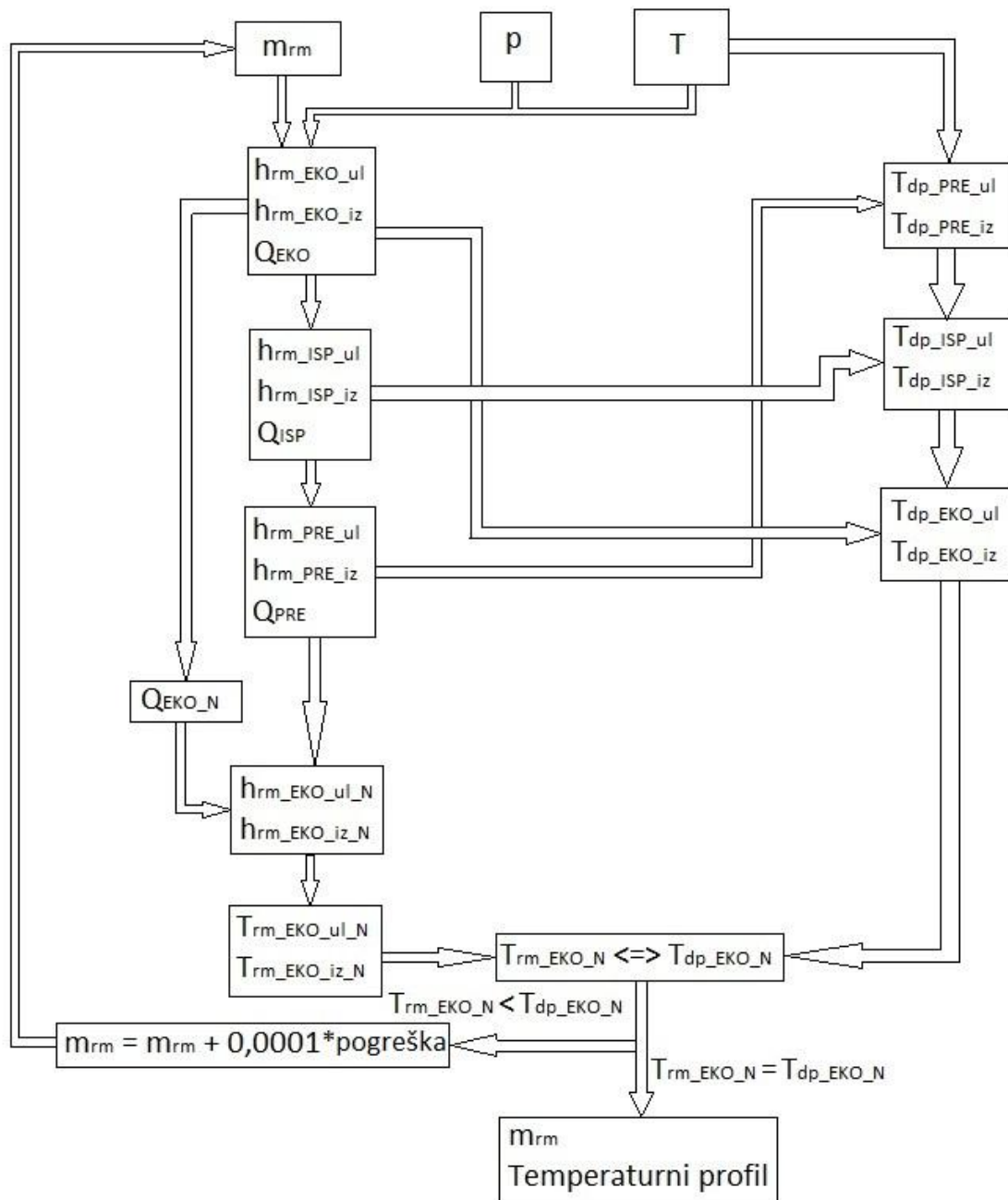
Elementarni generator pare sastoji se samo od osnovnih izmjenjivačkih površina: ekonomajzera (zagrijača), isparivača i pregrijača. U generator pare na strani ekonomajzera ulazi radni medij (voda ili izopentan) masenim protokom  $m_{dp}$  [kg/s] s temperaturom  $T_{rm\_eko\_ul}$ . Izlazna temperatura radnog medija iz ekonomajzera  $T_{rm\_eko\_iz}$  jednaka je ulaznoj temperaturi u isparivač  $T_{rm\_isp\_ul}$ , čija je izlazna temperatura  $T_{rm\_isp\_iz}$  opet jednaka ulaznoj temperaturi u pregrijač  $T_{rm\_pre\_ul}$ . Konačna temperatura radnog medija  $T_{rm\_pre\_iz}$  pojavljaju se na izlazu iz pregrijača koji je uz to i izlaz elementarnog generatora pare. Analogno temperaturama radnog medija pojavljuju se temperature dimnih plinova u smjeru pregrijača prema ekonomajzeru.

Kao što je vidljivo iz Slike 19, matematički model generator pare na otpadnu toplinu sastoji se od ekonomajzera, isparivača i pregrijača. Model je napravljen u MS Visual Basicu i Excelu. Za potrebe računanja veličina stanja izopentana u program je implementiran program REFPROP.

Ulazni podaci, tj. rubni uvjeti u matematičkom modelu su sljedeći:

- specifični toplinski kapacitet dimnog plina  $c_p$
- ulazna temperatura dimnog plina  $T_{dp\_ul}$
- tlak radnog medija u generatoru pare  $p$
- ulazna temperatura radnog medija  $T_{rm\_ul}$
- maseni protok dimnog plina  $m_{dp}$
- izlazna temperatura radnog medija  $T_{rm\_iz}$
- broj podjela ekonomajzera  $N$

Prikaz matematičkog modela blok shemom nalazi se na Slici 20.



**Slika 20. Blok shema matematičkog modela**

Maseni protok radnog medija, a time i termodinamička iskoristivost te temperaturni profil određuje se iterativnom metodom. Traži se maksimalni maseni protok radnog medija i položaj pinch točke. Upravo pinch točka određuje maksimalni protok. Za iznos pinch točke uzeto je 0 °C, što znači da temperaturna krivulja radnog medija tangira temperaturnu krivulju dimnih plinova. Daljnjim povećanjem protoka temperaturna krivulja radnog medija presjela bi temperaturnu krivulju dimnih plinova, odnosno  $T_{rm} > T_{dp}$  što fizikalno nije moguće jer bi to značilo da toplina prelazi s tijela niže temperature na tijelo više temperature, a to se protivi drugom zakonu termodinamike.

## 5.1. Pinch točka

Uslijed promjenjivog specifičnog toplinskog kapaciteta radnog medija od pothlađene kapljevine do pregrijane pare dolazi do razdvajanja temperaturnih profila između toplije i hladnije struje unutar generatora pare. To razdvajanje temperaturnih profila događa se na mjestu koje se naziva pinch točka. Na tu situaciju bitno utječe izbor tlaka radnog medija. S povećanjem tlaka smanjuje se latentna toplina isparavanja, ali se isparavanje odvija na višim temperaturama tako da se i pinch točka nalazi na višim temperaturama čime se povećava razdvajanje temperaturnih profila.

Ako je pinch točka jednaka nuli, znači da u nekoj točki generatora pare dimni plinovi i radni medij imaju jednaku temperaturu, te ta točka predstavlja usko grlo za proizvodnju pare. S obzirom da je ta točka na nepoznatom mjestu, generator pare je potrebno podijeliti na  $N$  dijelova u kojima se izmjenjuju jednaki toplinski tokovi. Takva podjela rezultira različitim površinama za svaki podjeljak, a za ona dva dijela između kojih se nalazi pinch točka površina je beskonačna. Iznos pinch točke direktno određuje površinu izmjenjivača u kojem se ona nalazi na način da manji iznos pinch točke povećava površinu izmjenjivača i obratno. Zbog toga se realni generatori pare projektiraju tako da pinch točka nije nula, a na mjestu gdje se očekuje pojava pinch točke nalazi se određena temperaturna razlika. Kada je pinch točka jednaka nuli, tada je protok radnog medija najveći mogući.

Pinch točka obično se nalazi na izlazu iz ekonomajzera, no s povećanjem tlaka ona se seli prema njegovoj sredini. Generatori pare projektiraju se tako da postoji određena temperaturna razlika između temperature dimnih plinova i temperature vode na izlazu iz ekonomajzera kako ne bi došlo do isparavanja u ekonomajzeru koji nije predviđen za isparavanje. Ta točka naziva se „approach“ točka.

Specifični toplinski kapacitet dimnog plina uzet je kao konstantna vrijednosti i iznosi  $c_p=1,1$  kJ/(kgK).

Za iznos ulazne temperature radnog medija uzet je  $T_{rm\_ul}=25$  °C.

Maseni protok dimnog plina je konstantan i iznosi  $m_{rm}=1$  kg/s.

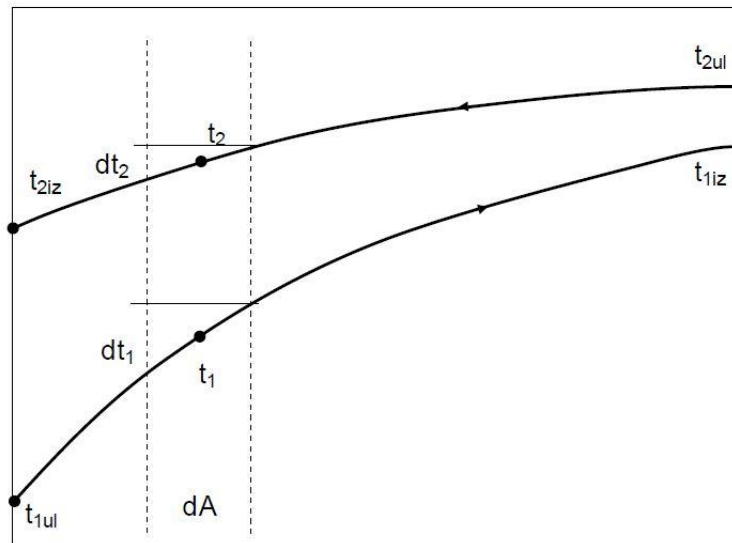
Za izlaznu temperaturu radnog medija  $T_{rm\_iz}$  uzet je iznos koji odgovara ulaznoj temperaturi dimnih plinova u generator pare  $T_{dp\_ul}$ . Ta vrijednost je izabrana zato jer je pretpostavka matematičkog modela da je površina izmjenjivača beskonačna.

## 5.2. Matematički model kod potkritičnih tlakova

Prilikom modeliranja generatora pare s vodom kao radnim medijem, svi režimi rada se odvijaju u potkritičnim tlakovima, dok režimi rada kod izopentana kao radnog medija uključuju i potkritične i natkritične tlakove pripadajućeg medija.

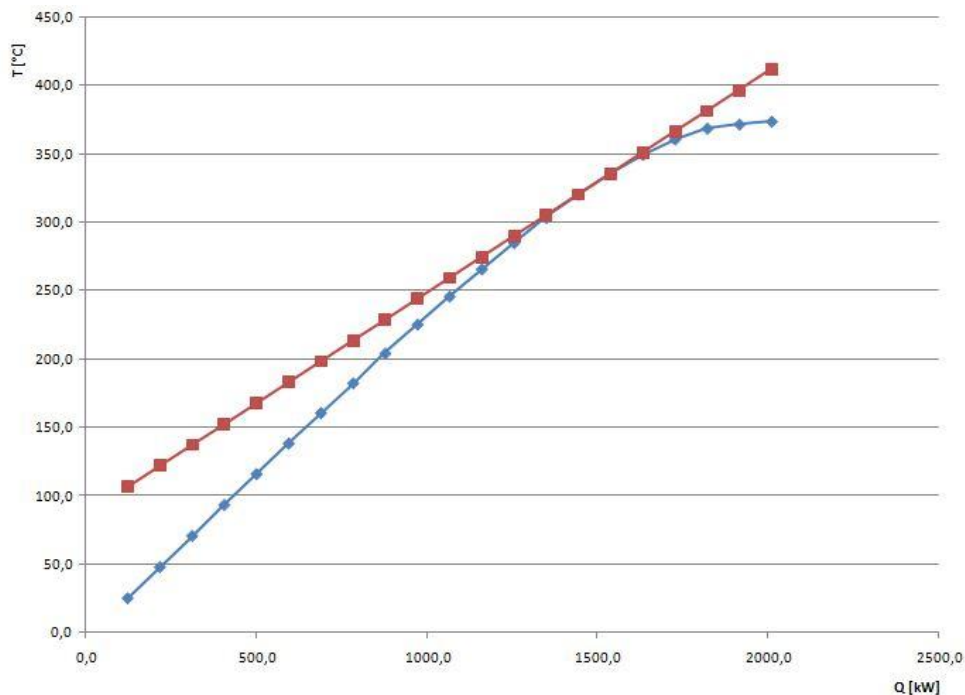


### 5.2.1. Ekonomajzer



Slika 21. Grafički prikaz izmjene topline u ekonomajzeru

Ekonomajzer je izveden kao protusmjerni izmjenjivač topline koji je prikazan na Slici 21. Toplija struja koja je zapravo struja dimnih plinova zagrijava hladniju struju (struja radnog medija). Na Slici 21 ulazna temperatura dimnog plina označena je s  $t_{2ul}$ , a izlazna  $t_{2iz}$ , dok je ulazna temperatura radnog medija  $t_{1ul}$ , a izlazna  $t_{1iz}$ . Na Slici 22 prikazan je stvaran temperaturni profil unutar ekonomajzera dobiven matematičkim modelom.



Slika 22. Temperaturni profil u ekonomajzeru u T,Q dijagramu

Ekonomajzer je opisan sljedećim jednadžbama:

$$Q_{EKO} = m_{rm} \cdot (h_{rm\_EKO\_iz} - h_{rm\_EKO\_ul}) \quad (5.2.1.1.)$$

$$Q_{EKO} = m_{dp} \cdot (h_{dp\_EKO\_ul} - h_{dp\_EKO\_iz}) \quad (5.2.1.2.)$$

$$h_{dp\_EKO\_iz} = c_p \cdot T_{dp\_EKO\_iz} \quad (5.2.1.3.)$$

Nepoznate vrijednosti u gornjim jednadžbama su  $Q_{EKO}$ ,  $m_{rm}$ ,  $h_{dp\_EKO\_iz}$  i  $T_{dp\_EKO\_iz}$ . Sustav se sastoji od 3 jednadžbe s 4 nepoznanice uz dodatan rubni uvjet definiran formulom 5.2.1.5. Ovaj problem nije moguće riješiti egzaktno, pa je potreban iterativni postupak rješavanja. Temperature radnog medija na krajevima ekonomajzera su nam poznate, kao i tlak radnog medija, te su nam tako poznate i  $h_{rm\_EKO\_ul}$  i  $h_{rm\_EKO\_iz}$  iako ne znamo egzaktnu funkcijsku vezu između specifične entalpije radnog medija, tlaka i temperature. Načelno možemo zapisati:

$$h_{rm} = f(p, T) \quad (5.2.1.4.)$$

Specifične entalpije na krajevima ekonomajzera računamo pomoću programa REFPROP, koji za zadani tlak i zadanu temperaturu interpolira poznate tablične vrijednosti specifičnih entalpija i tako dobivamo rezultat. Poznata nam je ulazna entalpija dimnih plinova u ekonomajzer  $h_{dp\_EKO\_ul}$  jer smo prethodno izračunali izlaznu entalpiju dimnih plinova iz isparivača  $h_{dp\_EKO\_iz}$ , a vrijedi  $h_{dp\_EKO\_ul} = h_{dp\_EKO\_iz}$ .

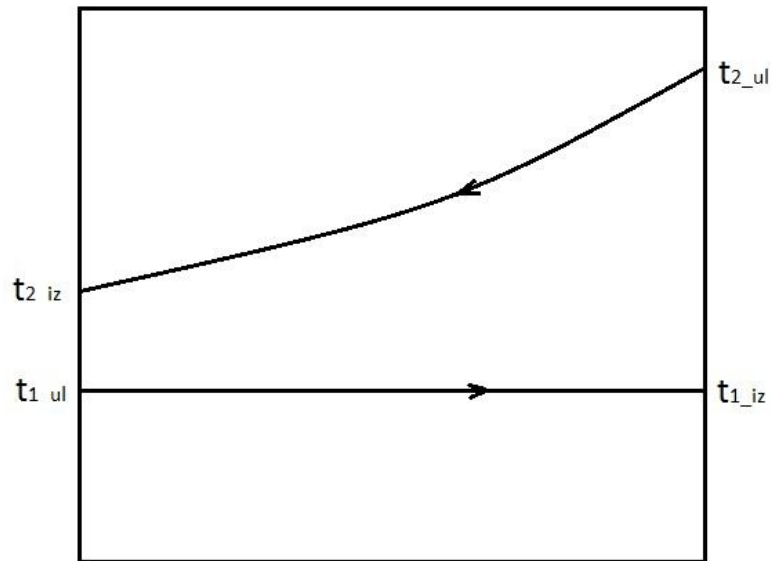
Promatrajući što se događa samo na krajevima ekonomajzera može se dogoditi da temperaturni profil radnog medija presječe temperaturni profil dimnih plinova, tj. da na nekom dijelu unutar ekonomajzera temperatura radnog medija bude veća od temperature dimnih plinova, što je nefizikalno jer se kosi s drugim zakonom termodinamike. Kod potkritičnih tlakova pinch točka se javlja u ekonomajzeru, te ga je potrebno modelirati kao diskretni sustav. To je učinjeno tako da je ekonomajzer podijeljen na  $N$  segmenata u kojima se izmjenjuju jednaki toplinski tokovi. U ovom modelu broj podijela iznosi  $N=20$ . Promatramo što se događa na krajevima segmenata, a za njihov opis vrijede iste jednadžbe (5.2.1.1. do 5.2.1.4.) kao i za opis cijelog ekonomajzera.

Kako ne bi došlo do preklapanja temperaturnih profila dimnih plinova i radnog medija, u modelu se nalazi sljedeći rubni uvjet:

$$T_{dp\_EKO\_N} = T_{rm\_EKO\_N} \quad (5.2.1.5.)$$

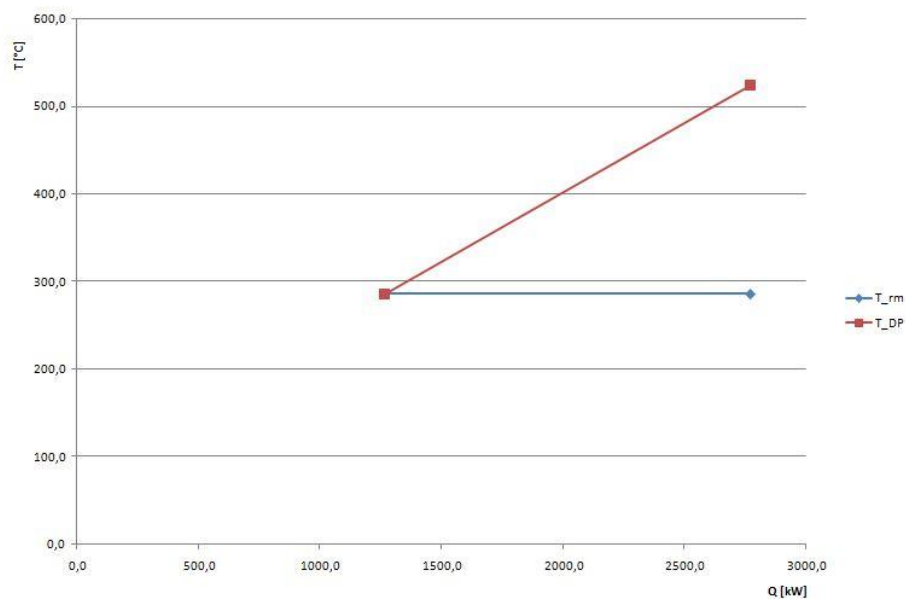
gdje indeks „N“ ima smisao „na kraju bilo kojeg segmenta“. Na taj način obuhvatili smo pronalaženje pinch točke bilo da se nalazi na nekom od krajeva ekonomajzera, bilo na nekom od krajeva segmenta unutar ekonomajzera.

## 5.2.2. Isparivač



Slika 23. Shematski prikaz isparivača

Shematski prikaz isparivača prikazan je na Slici 23. Isparivač se modelira kao protusmjerni izmjenjivač topline, ali se razlikuje od ekonomajzera i pregrijača po tome što mu hladnija struja ima konstantnu temperaturu, tj. beskonačan toplinski kapacitet. To se događa zbog pretvorbe faza, tj. kapljevine prelazi u paru. Dakle, to je dvofazno područje, a temperatura odvijanja prijelaza jedne faze u drugu određena je tlakom i jednaka je temperaturi zasićenja za određeni tlak. Iznos topline koju može primiti hladnija faza bez promjene temperature je latentna toplina isparavanja. Kod kritičnog tlaka ova pojava iščezava. Kritični tlak vode je 220,64 bar, a kod izopentana 33,8 bar. Prikaz isparivača dobiven matematičkim modelom nalazi se na Slici 24.



Slika 24. Temperaturni profil u isparivaču u T,Q dijagramu

Isparivač je opisan sljedećim jednadžbama:

$$Q_{ISP} = m_{rm} \cdot (h_{rm\_ISP\_iz} - h_{rm\_ISP\_ul}) = m_{rm} \cdot r \quad (5.2.2.1.)$$

$$Q_{ISP} = m_{dp} \cdot (h_{dp\_ISP\_ul} - h_{dp\_ISP\_iz}) \quad (5.2.2.2.)$$

$$h_{dp\_ISP\_iz} = c_p \cdot T_{dp\_ISP\_iz} \quad (5.2.2.3.)$$

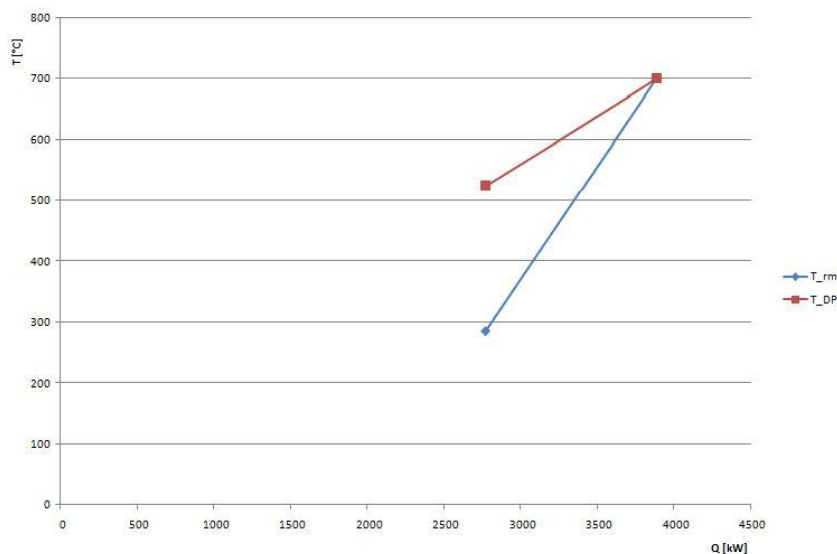
Nepoznate vrijednosti u gornjim jednadžbama su  $Q_{ISP}$ ,  $m_{rm}$ ,  $h_{dp\_ISP\_iz}$  i  $T_{dp\_ISP\_iz}$ . Sustav se sastoji od 3 jednadžbe s 4 nepoznanice uz dodatan rubni uvjet definiran formulom 5.2.1.5. Ovaj problem nije moguće riješiti egzaktno, pa je potreban iterativni postupak rješavanja. Pomoću dodatnog rubnog uvjeta definiranog formulom 5.2.1.5. iterativno pronalazimo vrijednost masenog protoka  $m_{rm}$ , te ga ne računamo direktno iz gornjih jednadžbi (5.2.2.1. do 5.2.2.3.).

Ono što je opisano da se događa na krajevima ekonomajzera vrijedi i ovdje, te to nema potrebe ponavljati. Jedina razlika je što je kod isparivača  $h_{dp\_ISP\_ul} = h_{dp\_PRE\_iz}$ .

S obzirom da je temperaturni profil radnog medija konstantan duž isparivača, on je modeliran kao jednovolumni sustav što znači da ga opisujemo izračunavajući stanja samo na njegovim krajevima jer nema opasnosti od pojave pinch točke unutar isparivača.

### 5.2.3. Pregrijač

Pregrijač je modeliran kao protusmjerni izmjenjivač topline i njegov shematski prikaz u  $T,A$  dijagramu je isti kao i kod ekonomajzera i nalazi se na Slici 21. Unutar pregrijača moguće je naći pinch točku kod natkritičnih tlakova. Prikaz temperaturnih profila unutar pregrijača dobivenih modelom nalazi se na Slici 25.



Slika 25. Temperaturni profil u pregrijaču u T,Q dijagramu

Pregrijač je opisan sljedećim jednadžbama:

$$Q_{PRE} = m_{rm} \cdot (h_{rm\_PRE\_iz} - h_{rm\_PRE\_ul}) \quad (5.2.3.1.)$$

$$Q_{PRE} = m_{dp} \cdot (h_{dp\_PRE\_ul} - h_{dp\_PRE\_iz}) \quad (5.2.3.2.)$$

$$h_{dp\_PRE\_iz} = c_p \cdot T_{dp\_PRE\_iz} \quad (5.2.3.3.)$$

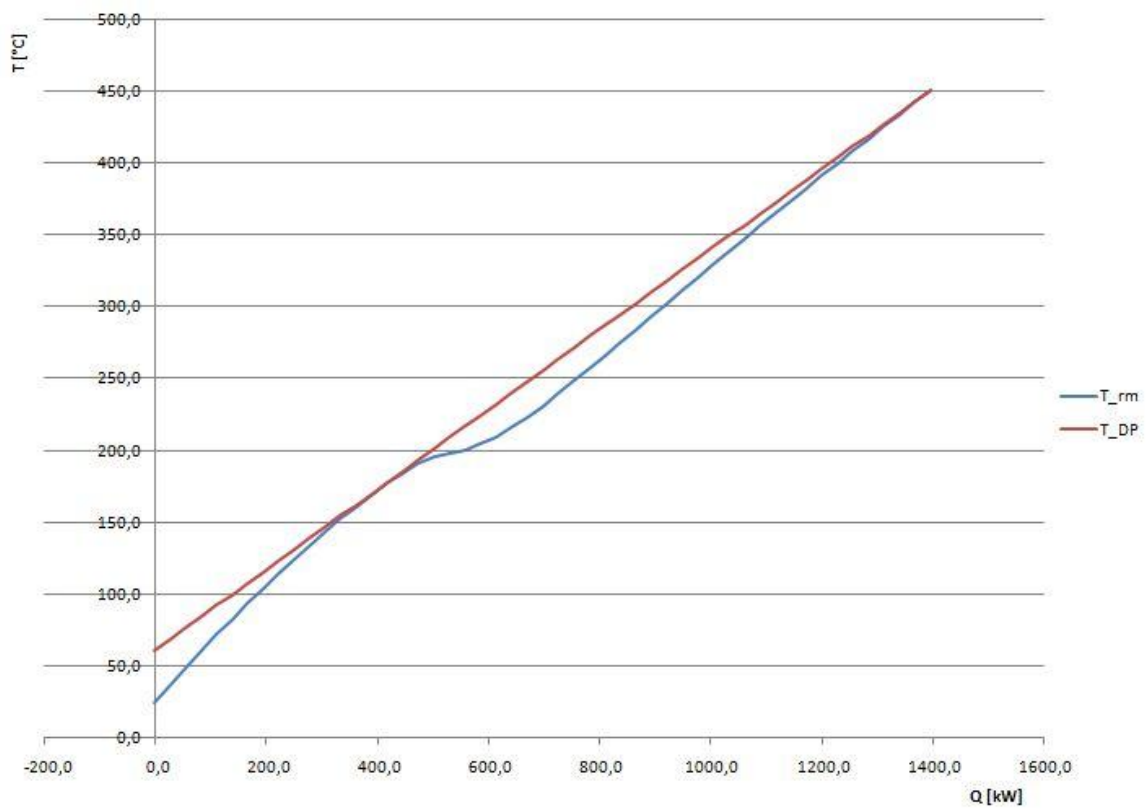
Nepoznate vrijednosti u gornjim jednadžbama su  $Q_{PRE}$ ,  $m_{rm}$ ,  $h_{dp\_PRE\_iz}$  i  $T_{dp\_PRE\_iz}$ . Sustav se sastoji od 3 jednadžbe s 4 nepoznanice uz dodatan rubni uvjet definiran formulom 5.2.1.5. Ovaj problem nije moguće riješiti egzaktno, pa je potreban iterativni postupak rješavanja. Pomoću dodatnog rubnog uvjeta definiranog formulom 5.2.1.5. iterativno pronalazimo vrijednost masenog protoka  $m_{rm}$ , te ga ne računamo direktno iz gornjih jednadžbi (5.2.3.1. do 5.2.3.3.).

Ono što je napisano da se događa na krajevima ekonomajzera vrijedi i ovdje, te nije potrebno ponavljati. Ovdje poznamo  $h_{dp\_PRE\_ul}$  jer nam je  $T_{dp\_PRE\_ul} = T_{dp\_ul}$ , a to je ulazni podatak.

Pregrijač je kao i isparivač modeliran kao jednovolumni sustav što znači da ga opisujemo izračunavajući stanja na ulazu i izlazu iz pregrijača. Nema opasnosti od pojave pinch točke u pregrijaču.

### 5.3. Matematički model kod natkritičnih tlakova

Kritični tlak izopentana je  $p_{kr\_IZOP} = 33,8$  bar. S obzirom da matematički model uključuje režime rada do 50 bar, postoji radno područje generatora pare s natkritičnim tlakovima. Razlika ovog modela u odnosu na matematički model kod potkritičnih tlakova je jedino u podjeli cijelog generatora pare na segmente. S obzirom da nije moguće predvidjeti gdje će se pojaviti pinch točka (kod potkritičnog modela pinch točka se javlja u ekonomajzeru) i kako će izgledati temperaturni profil, cijeli generator pare je diskretiziran na 50 segmenata u kojima se izmjenjuju jednaki toplinski tokovi. Kod potkritičnog modela smo diskretizirali samo ekonomajzer. Prikaz temperaturnog profila koji je rezultat ovakve podjele nalazi se na Slici 26. Kod natkritičnih generatora pare nemamo fenomena dovođenja topline pri konstantnoj temperaturi jer je u ovom slučaju latentna toplina isparavanja jednaka nuli. Kada govorimo o natkritičnom generatoru pare, postoji samo ekonomajzer i pregrijač, isparivača nema jer se promjena faza događa trenutno.



Slika 26. Temperaturni profil u nadkritičnom generatoru pare

## 6. Rezultati matematičkog modela

Matematičkim modelom potrebno je prikazati stupnjeve termodinamičke iskoristivosti elementarnog generatora pare na otpadnu toplinu s vodom i izopentanom kao radnim medijem, te napraviti njihovu usporedbu. Također je potrebno napraviti i prikazati profile temperatura duž generatora pare. Stupnjeve iskoristivosti i temperaturne profile potrebno je napraviti za raspon tlakova od 5 do 50 bar i za raspon temperatura od 100 do 500 °C. S obzirom da temperatura zasićenja vode raste s porastom tlaka, jasno je da nije moguće prikazati rezultate modela za ulazne temperature dimnih plinova koje su niže od temperature zasićenja vode. S druge strane, korištenjem izopentana kao radnog medija nije moguće napraviti model s ulaznom temperaturom dimnih plinova većom od 477 °C jer implementirani program REFPROP računa veličine stanja za izopentan zaključno s temperaturom od 476,85 °C.

Rezultati matematičkog modela dobiveni su za široki raspon tlakova radnog medija (5-50 bar) i ulaznih temperatura dimnih plinova (100-500 °C) s korakom tlaka od 1 bar u intervalu od 5-10 bar i korakom od 5 bar u intervalu od 10-50 bar te s korakom temperatura od 50 °C u punom intervalu od 100-500 °C.

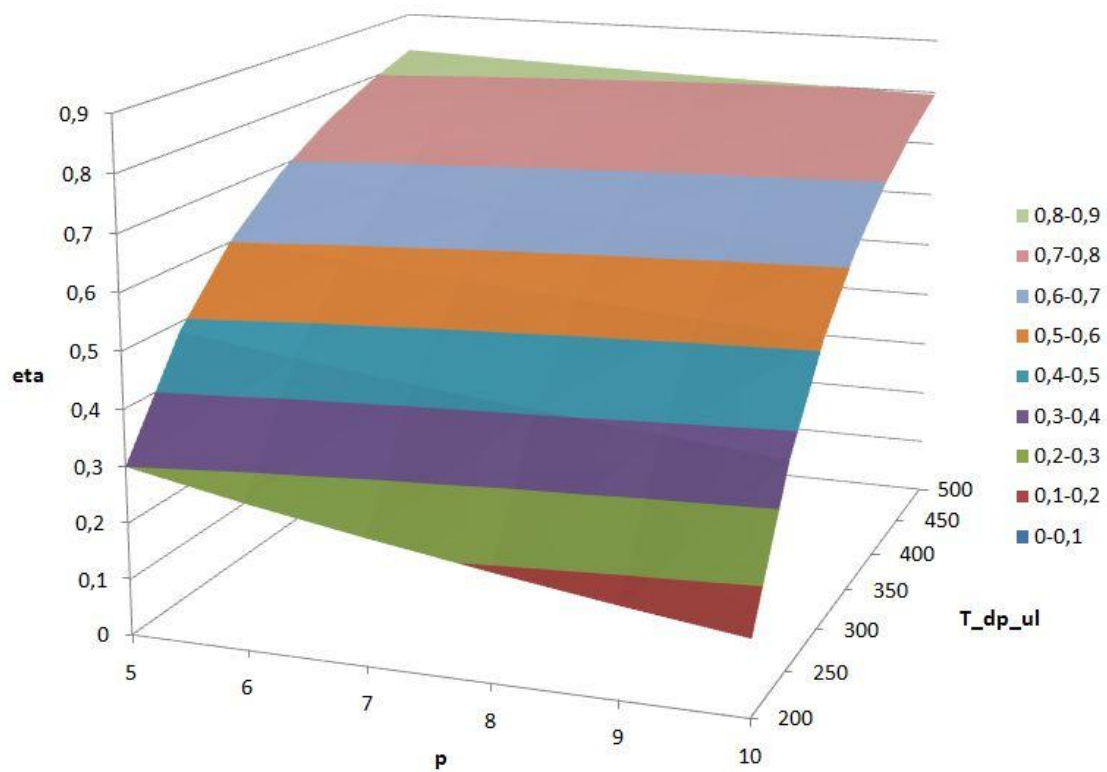
Termodinamička iskoristivost elementarnog generatora pare određena je jednadžbom 6.1.

$$\eta_t = \frac{m_{rm} \cdot (h_{iz} - h_{ul})}{m_{dp} \cdot c_p \cdot T_{dp\_ul}} \quad (6.1.)$$

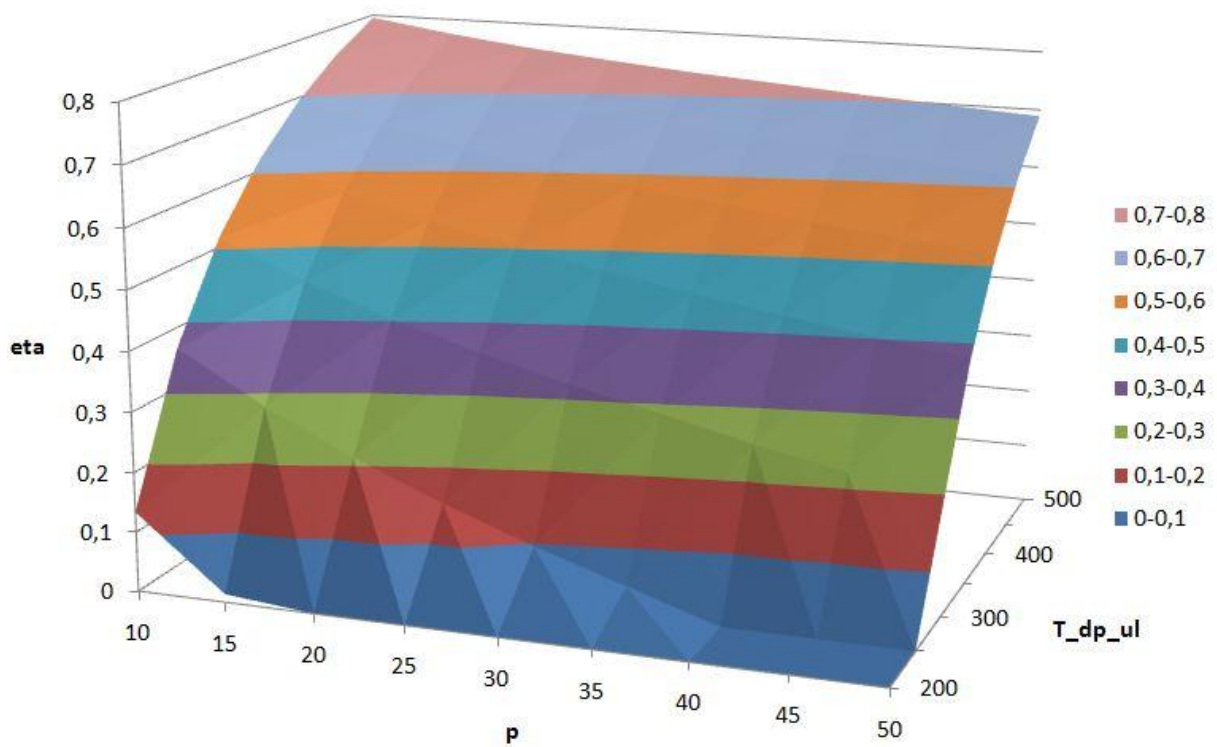
Termodinamičku iskoristivost treba shvatiti kao postotak entalpije dimnih plinova koji s istih prijede na radni medij. Obzirom na ulazne podatke koji se mijenjaju u matematičkom modelu, ovisan je o tlaku radnog medija i ulaznoj temperaturi dimnih plinova u generator pare.

### 6.1. Rezultati matematičkog modela generatora pare s vodom kao radnim medijem

Ovisnost termodinamičkog stupnja iskoristivosti elementarnog generatora pare o tlaku radnog medija  $p$  i ulaznoj temperaturi dimnog plina  $T_{dp\_ul}$  prikazana je trodimenzionalnim dijagramima na Slici 27 i Slici 28.



Slika 27. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku (5-10 bar) i temperaturi za vodu



Slika 28. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku (10-50 bar) i temperaturi za vodu



Tablični prikaz iznosa termodinamičke iskoristivosti dan je u Tablici 1.

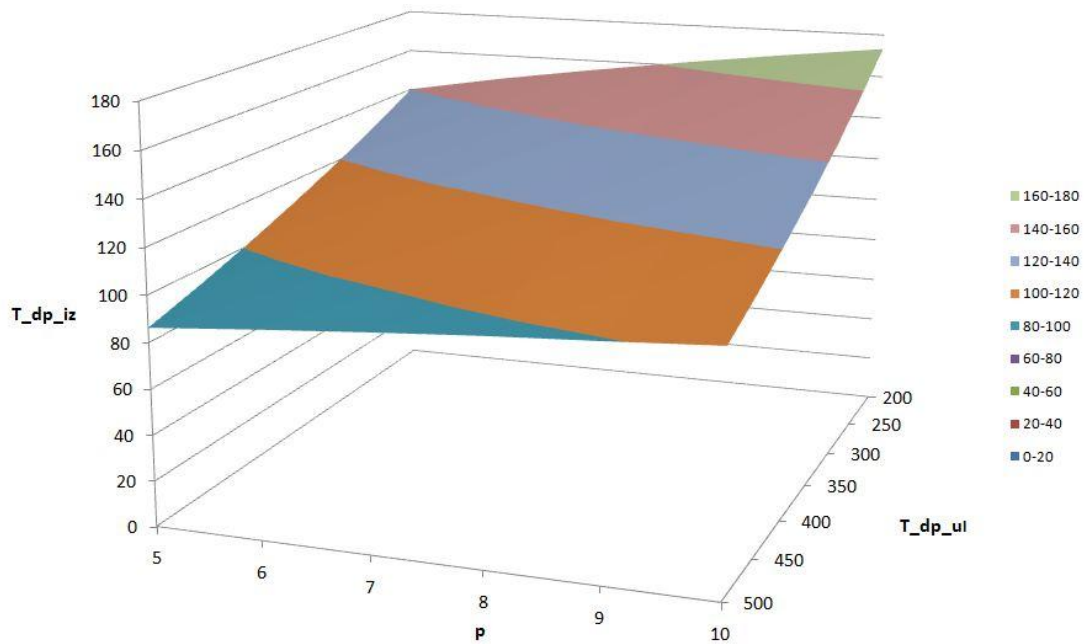
p/T_dp_ul	200	250	300	350	400	450	500
5	0,299984	0,483925	0,603553	0,686552	0,747083	0,79254	0,827421
6	0,259441	0,455296	0,582411	0,670201	0,734468	0,782295	0,819761
7	0,224045	0,429847	0,563096	0,656255	0,723304	0,77404	0,812721
8	0,191279	0,406532	0,546498	0,643121	0,71287	0,765791	0,806298
9	0,161129	0,385342	0,530822	0,630796	0,703883	0,758869	0,801107
10	0,133578	0,365238	0,516066	0,620074	0,694904	0,751953	0,795306
15	0,013442	0,281731	0,454127	0,572941	0,659435	0,724029	0,773701
20		0,211456	0,403265	0,535515	0,630547	0,701462	0,75583
25		0,15117	0,359787	0,502968	0,60604	0,682245	0,74167
30		0,096901	0,321123	0,473772	0,584498	0,666374	0,728774
35		0,048447	0,287918	0,449348	0,565844	0,651847	0,718339
40			0,25249	0,424324	0,546582	0,638028	0,70733
45			0,222487	0,402475	0,530884	0,626185	0,69816
50			0,192004	0,380794	0,514568	0,613742	0,689018

**Tablica 1. Rezultati matematičkog modela za vodu - iskoristivost**

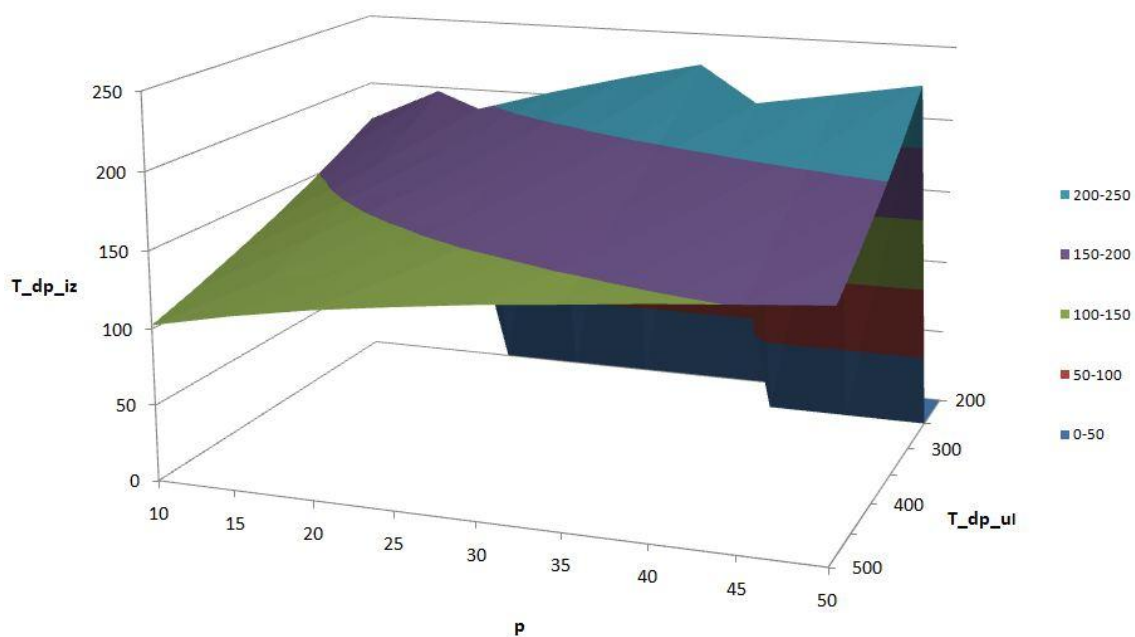
Iz rezultata matematičkog modela vidljivo je da termodinamička iskoristivost opada s padom ulazne temperature dimnog plina na ulazu u generator pare i s povećanjem tlaka radnog medija – vode.

Razlog opadanja iskoristivosti s porastom tlaka leži u tome da se porastom tlaka i pinch točka nalazi na višim temperaturama, te dolazi do većeg odvajanja temperaturnih profila dimnih plinova i vode, čime raste izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare, što ima za posljedicu smanjanje predanog toplinskog toka vodi. Pinch točka se u svim tlačno-temperaturnim režimima rada nalazi na istom mjestu, a to je izlaz iz ekonomajzera. Temperatura na mjestu gdje se nalazi pinch točka jednaka je temperaturi zasićenja vode za zadani tlak te ona raste s porastom tlaka. Kada bi povećali tlak radnog medija znatno iznad 50 bar, tj. dovoljno da se latentna toplina isparavanja vode dovoljno smanji, pinch točka bi se preselila na niže temperature što bi moglo rezultirati povećanjem termodinamičke iskoristivosti, no taj slučaj nije predmet ovog rada te nije uzet u razmatranje.

Na Slici 29 i Slici 30 nalaze se trodimenzionalni prikazi izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare u ovisnosti o tlaku radnog medija i ulazne temperature dimnih plinova u generator pare.



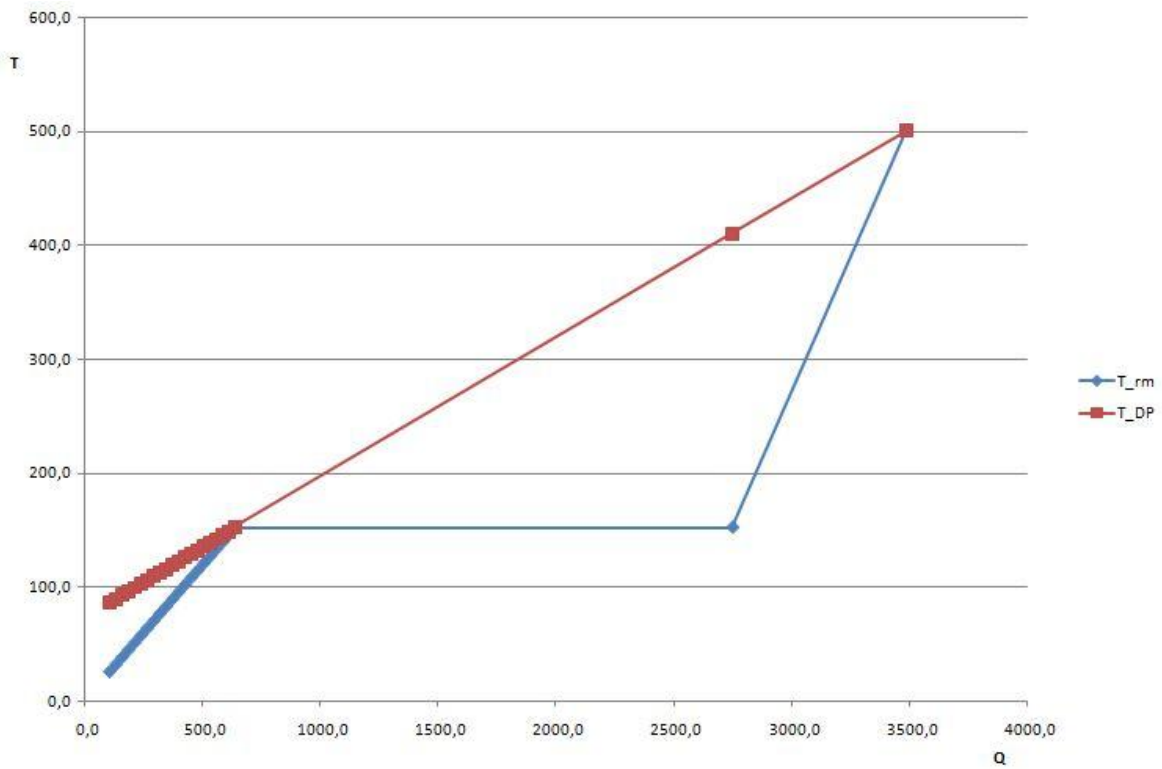
**Slika 29. Izlazne temperature dimnog plina iz generatora pare pri  $p=5-10$  bar**



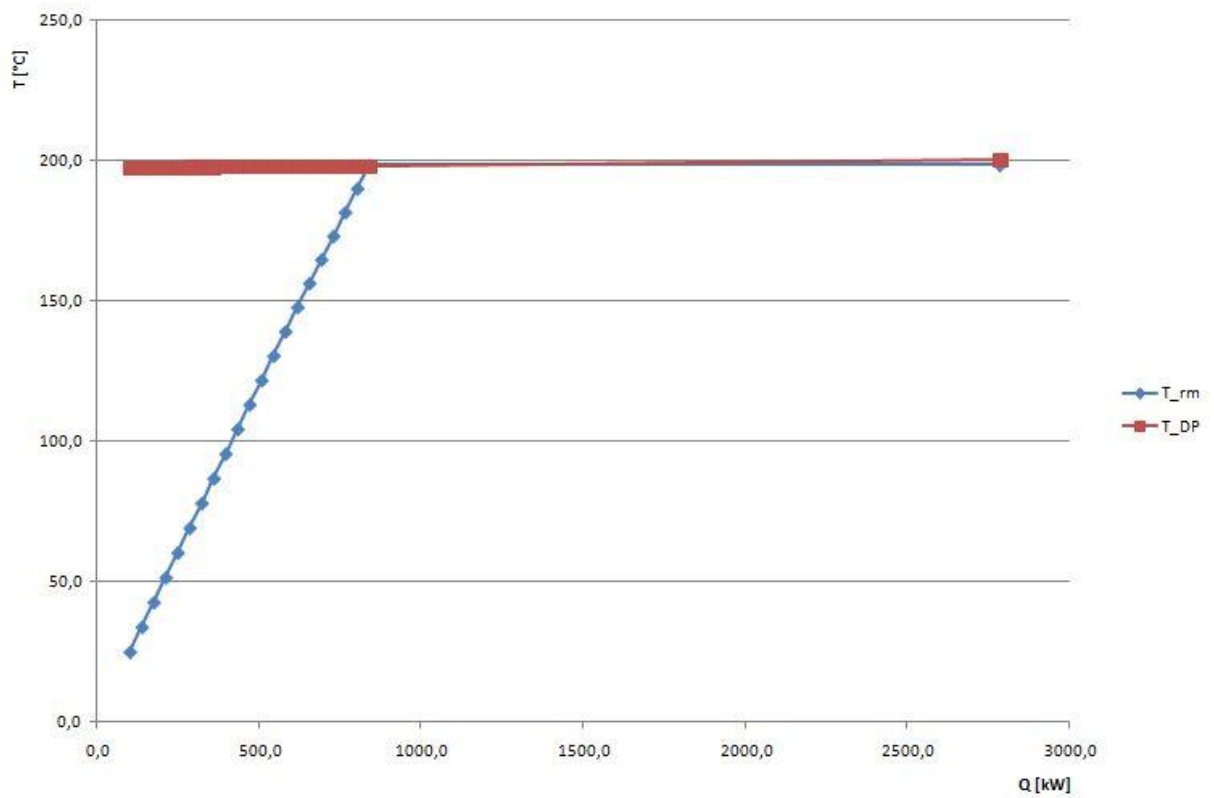
**Slika 30. Izlazne temperature dimnog plina iz generatora pare pri  $p=10-50$  bar**

Uspoređujući Sliku 27 i Sliku 29, te Sliku 28 i Sliku 30 vidimo da je izlazna temperatura dimnog plina iz generatora pare obrnuto razmjerna termodinamičkoj iskoristivosti. Razlog leži u činjenici da ukoliko smanjimo temperaturu dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, povećali smo postotak entalpije dimnih plinova koji je prešao s istih na vodu čime smo povećali iskoristivost.

Na Slici 31 i Slici 32 prikazani su temperaturni profili dimnih plinova i vode duž generatora pare za dva krajnja slučaja s obzirom na termodinamičku iskoristivost.



Slika 31. Temperaturni profil pri  $p=5$  bar i  $T_{dp\_ul}=500$  °C



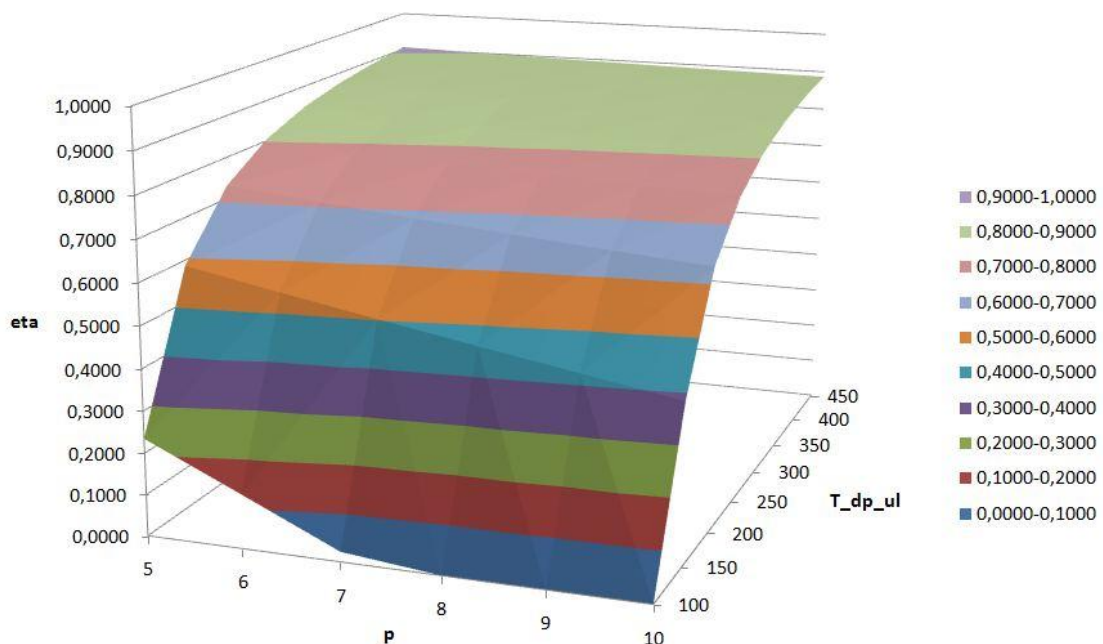
Slika 32. Temperaturni profil pri  $p=15$  bar i  $T_{dp\_ul}=200$  °C

Na Slici 31 nalazi se temperaturni profil duž generatora pare za najpovoljniji slučaj kada se koristi voda kao radni medij. Termodinamička iskoristivost iznosi 82,74%, izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare iznosi 86,29 °C, protok radnog medija kroz generator pare iznosi 0,1347 kg/s, a pinch točka nalazi se na izlazu iz ekonomajzera pri temperaturi 151,8 °C.

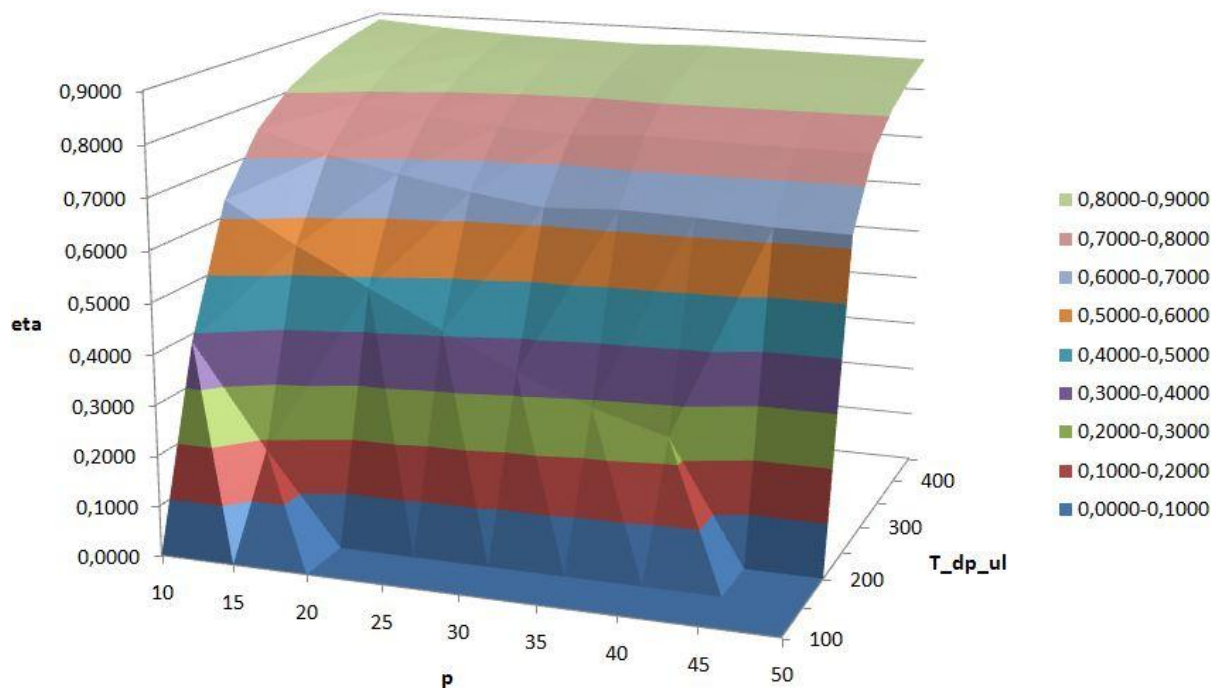
Na Slici 32 nalazi se temperaturni profil duž generatora pare za najnepovoljniji slučaj kada se koristi voda kao radni medij. Termodinamička iskoristivost iznosi 1,34%, izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare iznosi 197,31 °C, protok radnog medija kroz generator pare iznosi 0,0011 kg/s, a pinch točka također se nalazi na izlazu iz ekonomajzera pri temperaturi 198,2 °C.

## 6.2. Rezultati matematičkog modela generatora pare s izopentanom kao radnim medijem

Ovisnost termodinamičke iskoristivosti elementarnog generatora pare o tlaku radnog medija  $p$  i ulaznoj temperaturi dimnog plina  $T_{dp\_ul}$  prikazan je trodimenzionalnim dijagramima na Slici 33 i Slici 34.



Slika 33. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku ( $p=5-10$  bar) i temperaturi za izopentan



Slika 34. Termodinamička iskoristivost u ovisnosti o tlaku ( $p=10-50$  bar) i temperaturi za izopentan

Tablični prikaz iznosa termodinamičke iskoristivosti dan je u Tablici 2.

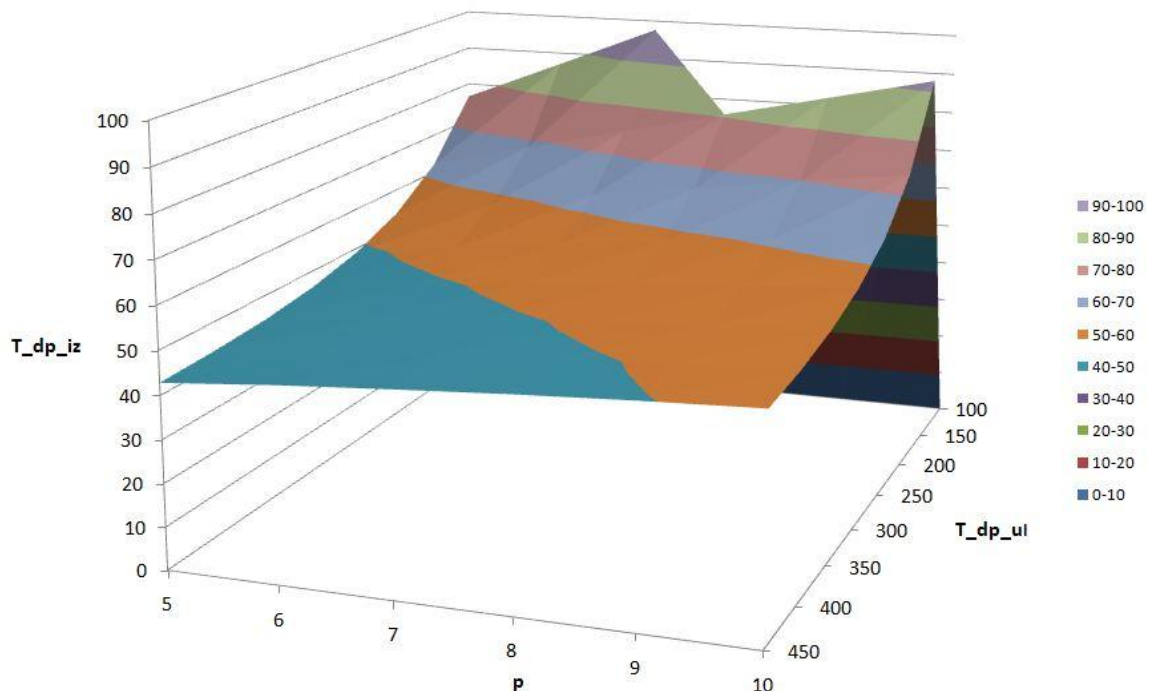
$p/T_{dp\_ul}$	100	150	200	250	300	350	400	450
5	0,2345	0,5866	0,7312	0,8043	0,8467	0,8736	0,8917	0,9048
6	0,1299	0,5437	0,7086	0,7905	0,8371	0,8664	0,8861	0,9000
7	0,0240	0,5028	0,6879	0,7782	0,8290	0,8604	0,8812	0,8961
8		0,4629	0,6689	0,7672	0,8215	0,8550	0,8771	0,8924
9		0,4239	0,6506	0,7567	0,8149	0,8501	0,8733	0,8893
10		0,3853	0,6330	0,7472	0,8089	0,8458	0,8701	0,8868
15		0,1822	0,5540	0,7075	0,7854	0,8300	0,8572	0,8760
20			0,4813	0,6777	0,7675	0,8178	0,8486	0,8692
25			0,4108	0,6518	0,7550	0,8105	0,8440	0,8659
30			0,3413	0,6319	0,7486	0,8068	0,8411	0,8631
35			0,2870	0,6394	0,7565	0,8134	0,8463	0,8675
40			0,2444	0,6355	0,7538	0,8115	0,8447	0,8661
45				0,6281	0,7514	0,8097	0,8431	0,8645
50				0,6253	0,7517	0,8079	0,8412	0,8632

Tablica 2. Rezultati matematičkog modela za izopentan - iskoristivost

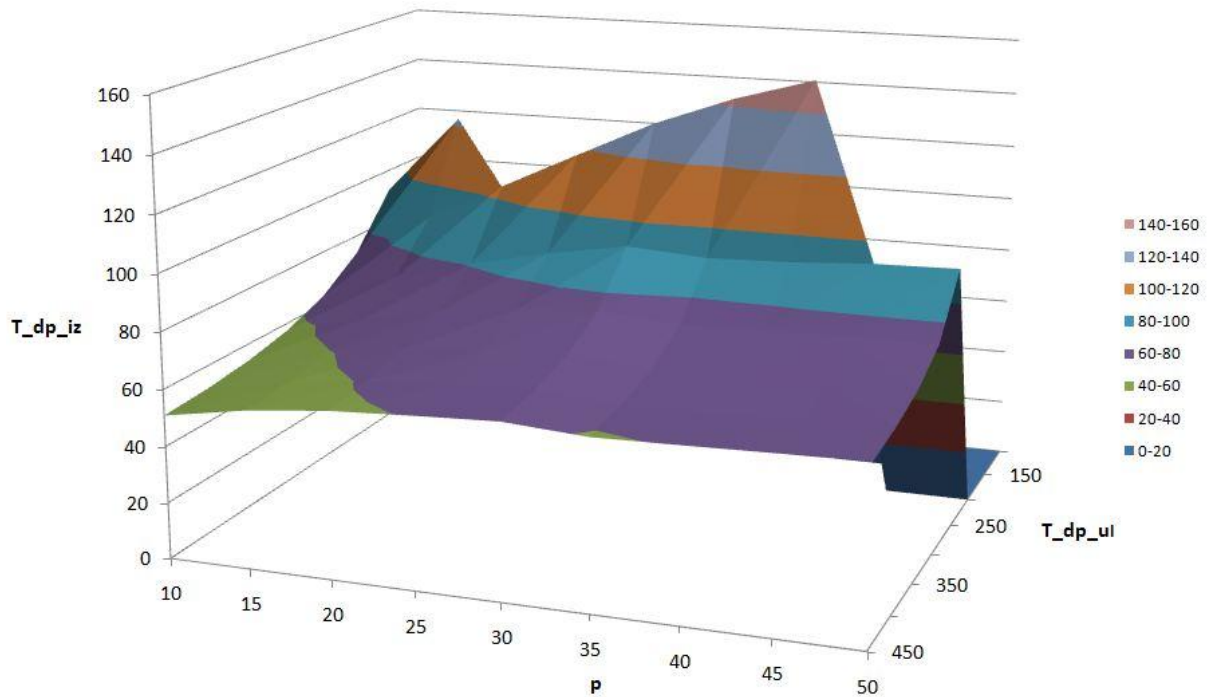
Iz priloženih rezultata vidljivo je da su termodinamičke iskoristivosti različite kod generatora pare koji koristi izopentan kao radni medij od onog koji koristi vodu. Razlog leži u činjenici da izopentan ima znatno drugačija fizikalna svojstva od vode. Termodinamičke iskoristivosti opadaju s porastom tlaka, ali rastu s povišenjem temperature dimnih plinova na ulazu u generator pare. Kritični tlak izopentana iznosi 33,8 bar. Prazna polja u Tablici 2 govore da je

temperatura zasićenja viša od ulazne temperature dimnog plina te takav generator pare ne bi imao smisla. Takav generator pare samo bi zagrijao radni medij, no on uopće ne bi mogao ispariti, čime bi samo degradirali energetske izvor jer bi mu smanjili temperaturu na niži iznos, a nikakav rad se ne bi mogao obaviti s takvim medijem. Kod ulazne temperature od 200 °C i tlakova od 45 bar i 50 bar nalazimo se u natkritičnom području, ali pri tim tlakovima trenutna promjena faza odvija se na višim temperaturama od 200 °C te takav generator pare također ne bi imao smisla. Konkretno temperaturni profil pri  $p=40$  bar i  $T_{dp\_ul}=200$  °C možemo vidjeti na Slici 40.

Na Slikama 35 i 36 nalaze se trodimenzionalni prikazi izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare ovisne o tlaku radnog medija i ulaznoj temperaturi dimnih plinova.



Slika 35. Izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare ( $p=5-10$  bar)



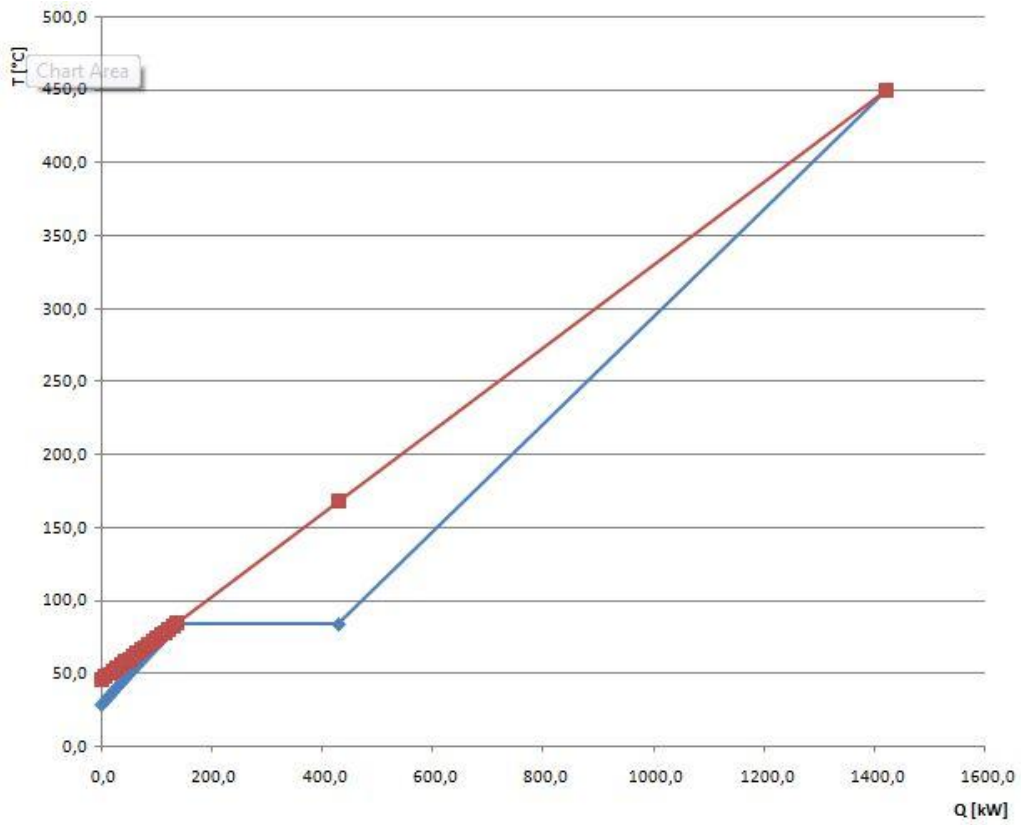
**Slika 36. Izlazne temperature dimnih plinova iz generatora pare ( $p=10-50$  bar)**

Izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare obrnuto je proporcionalna termodinamičkoj iskoristivosti. Kako je pri različitim tlakovima i istim ulaznim temperaturama dimnih plinova (ukoliko su više od oko 350 °C) iskoristivost relativno konstanta, tako je i izlazna temperatura dimnog plina relativno konstantna.

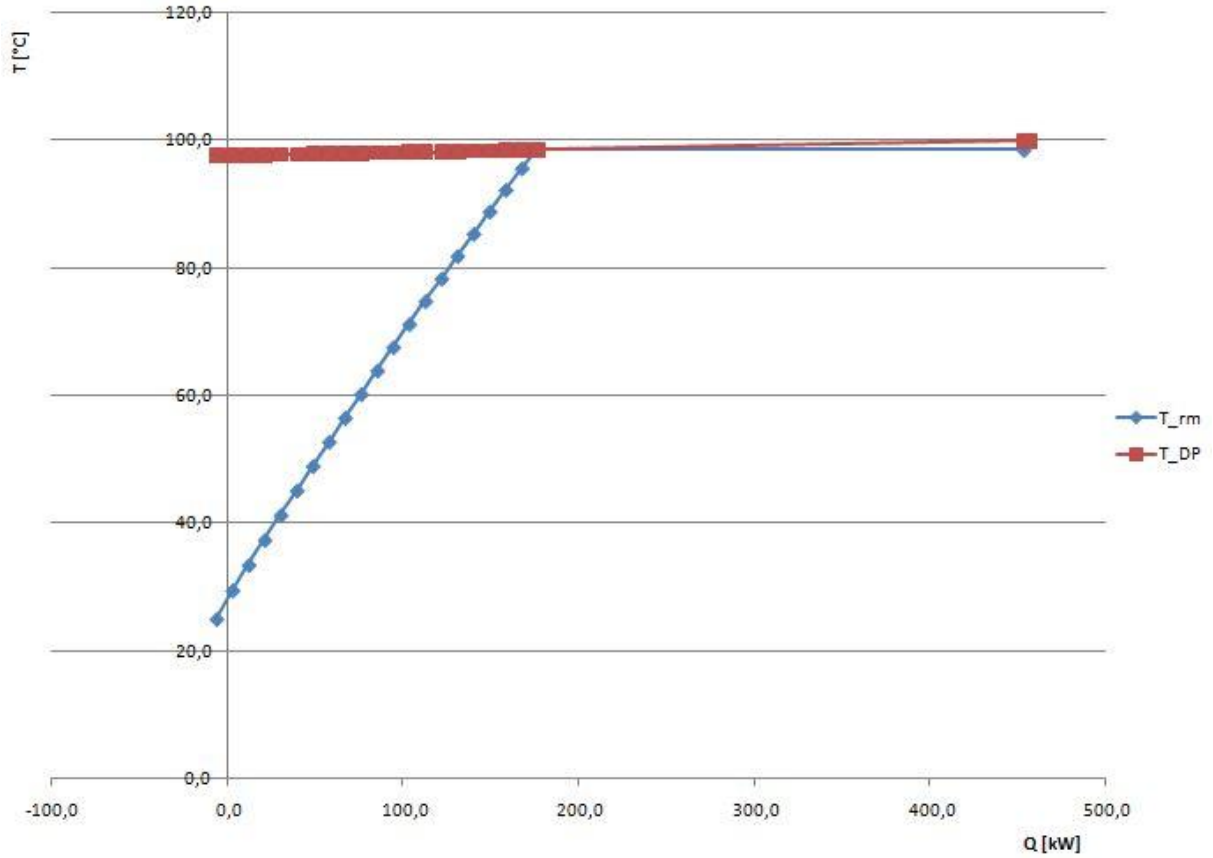
Na Slici 37 prikazan je temperaturni profil dimnog plina i radnog medija za slučaj najveće postignute iskoristivosti.

Za slučaj maksimalne iskoristivosti generatora pare termodinamička iskoristivost iznosi 90,48%, izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare iznosi 42,82 °C, protok radnog medija kroz generator pare iznosi 0,3137 kg/s, a pinch točka nalazi se na izlazu iz ekonomajzera pri temperaturi 83,7 °C. Primjećujemo da je maksimalna iskoristivost u potkritičnom području.

Na Slici 38 prikazan je temperaturni profil dimnih plinova i radnog medija za slučaj minimalne termodinamičke iskoristivosti generatora pare.



Slika 37. Temperaturni profil kod maksimalne iskoristivosti

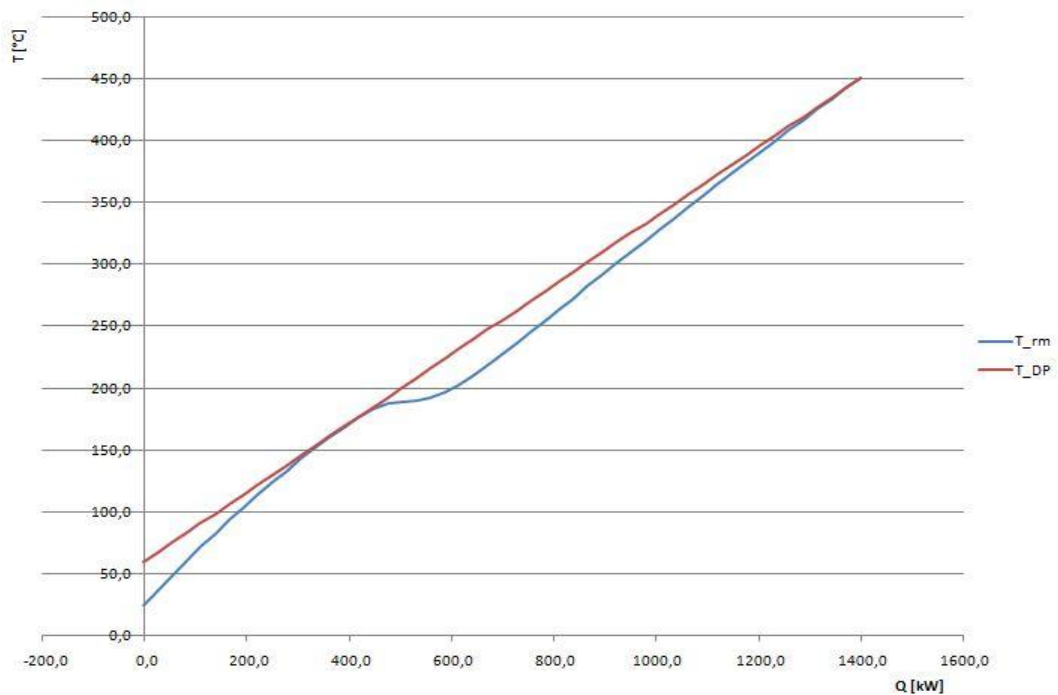


Slika 38. Temperaturni profil kod minimalne iskoristivosti



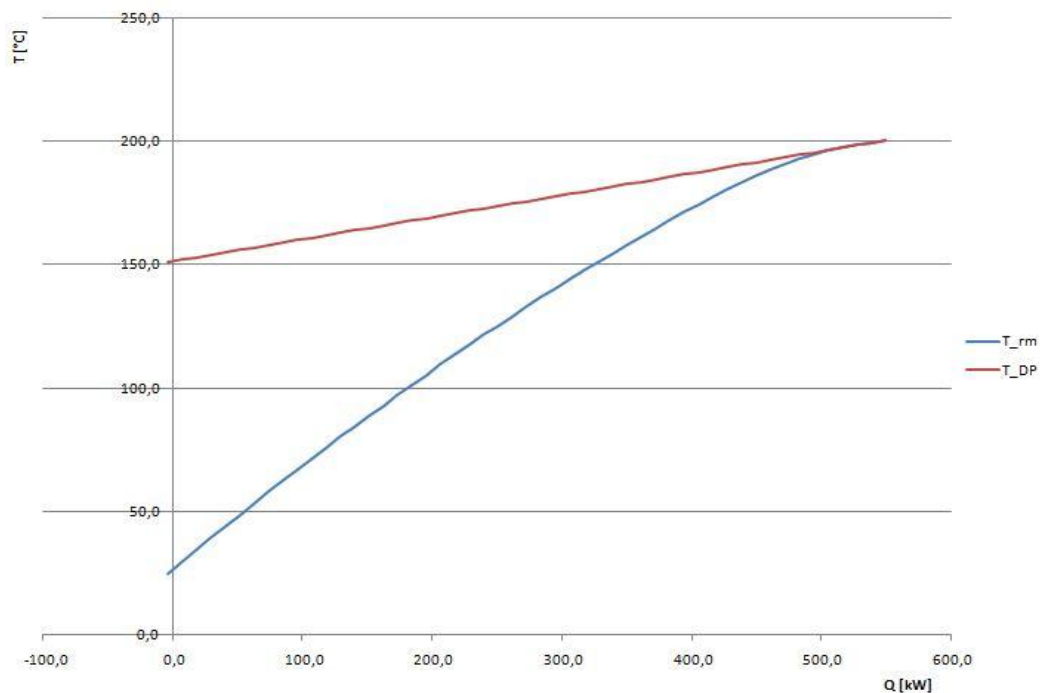
Za slučaj minimalne iskoristivosti generatora pare termodinamička iskoristivost iznosi 2,4%, izlazna temperatura dimnih plinova iz generatora pare iznosi 97,6 °C, protok radnog medija kroz generator pare iznosi 0,0057 kg/s, a pinch točka također se nalazi na izlazu iz ekonomajzera pri temperaturi 98,6 °C. Primjećujemo da je minimalna iskoristivost također u potkritičnom području.

S obzirom da je režim rada u natkritičnom području posebice zanimljiv slučaj sa stajališta pinch točke, na Slici 39 i Slici 40 prikazani su temperaturni profili dimnih plinova i radnog medija za slučaj maksimalne i minimalne termodinamičke iskoristivosti u natkritičnom području.



**Slika 39. Temperaturni profil kod maksimalne iskoristivosti u natkritičnom području**

Slučaj najveće iskoristivosti u natkritičnom području nalazi se pri tlaku radnog medija od 35 bar i ulazne temperature dimnih plinova od 450 °C. U tom režimu rada termodinamička iskoristivost iznosi 86,75%, izlazna temperatura dimnog plina iz generatora pare iznosi 59,63 °C, protok radnog medija iznosi 0,3059 kg/s, a pinch točka nalazi se pri temperaturi od 168,9 °C.

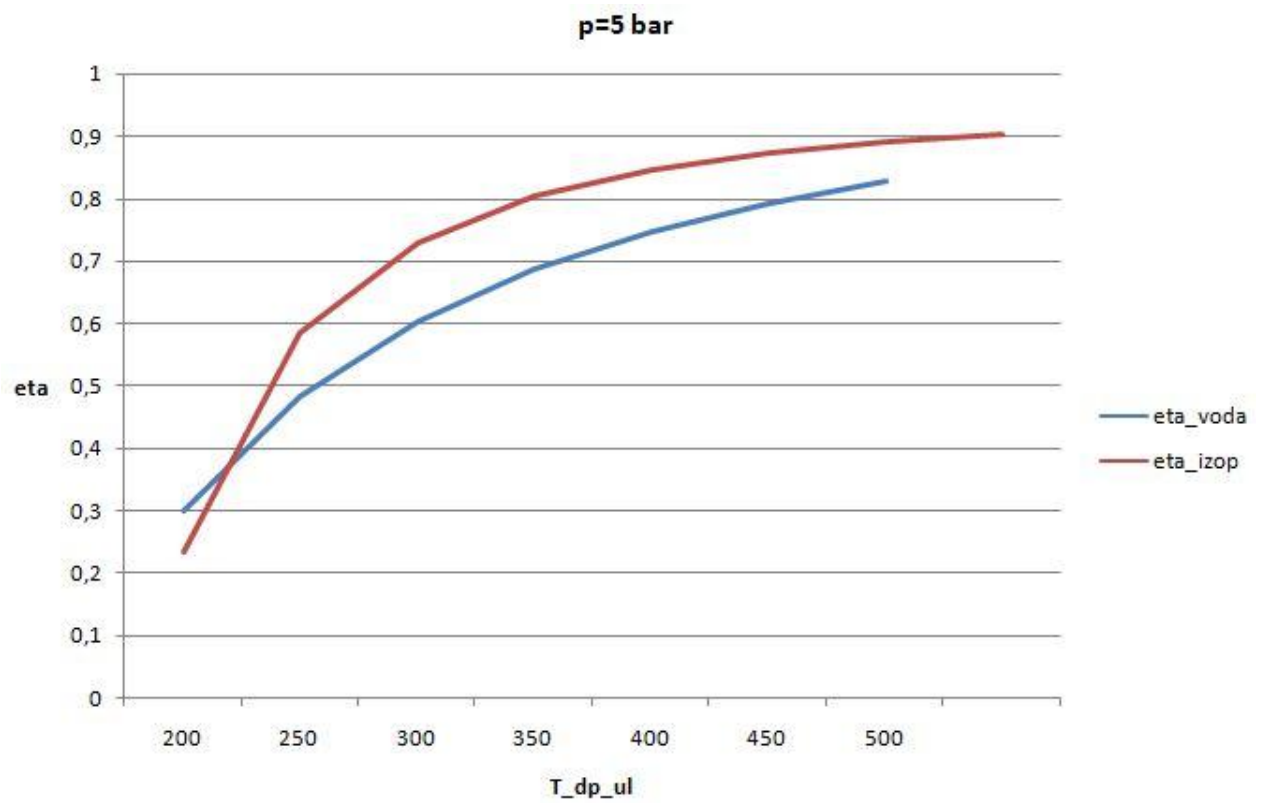


**Slika 40. Temperaturni profil kod minimalne iskoristivosti u natkritičnom području**

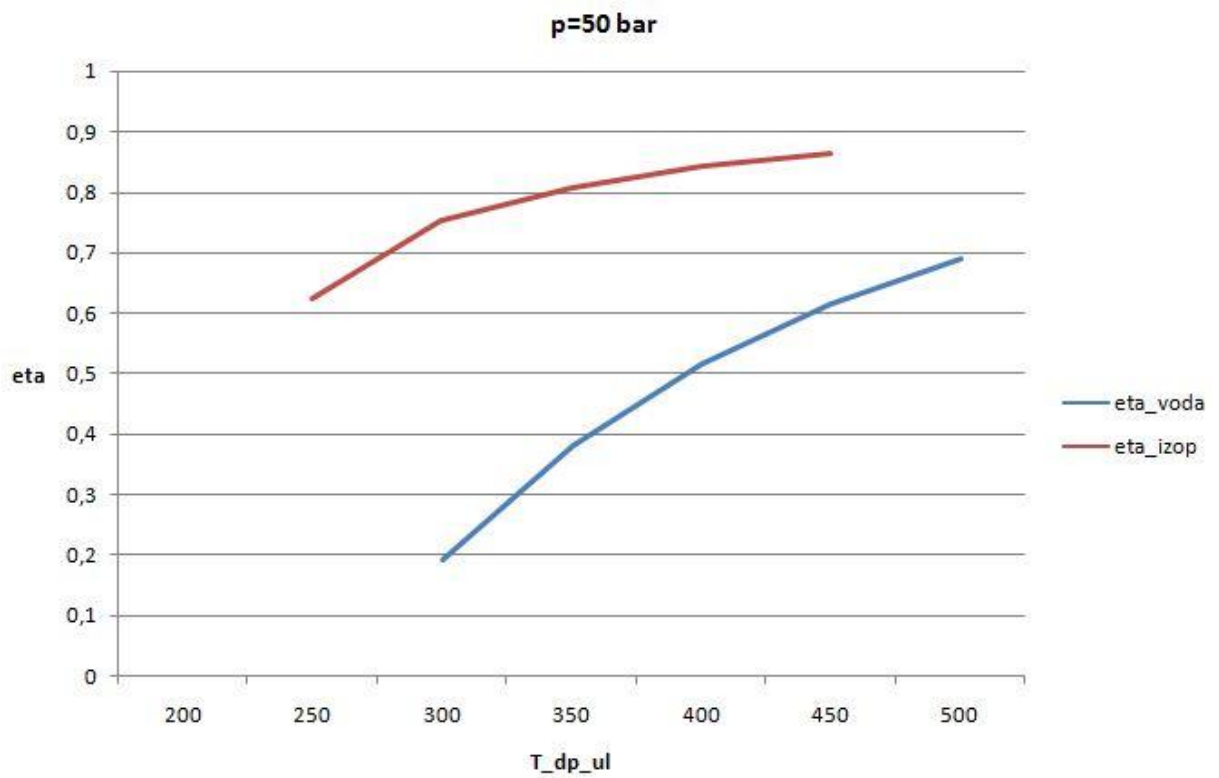
Slučaj najmanje iskoristivosti u natkritičnom području nalazi se pri tlaku radnog medija od 40 bar i ulazne temperature dimnog plina od 200 °C. U tom režimu rada termodinamička iskoristivost iznosi 24,44%, izlazna temperatura dimnog plina iz generatora pare iznosi 151,12 °C, protok radnog medija iznosi 0,0973 kg/s, a pinch točka nalazi se pri temperaturi od 198 °C.

### **6.3. Međusobna usporedba termodinamičke iskoristivosti korištenjem vode i izopentana kao radnog medija generatora pare**

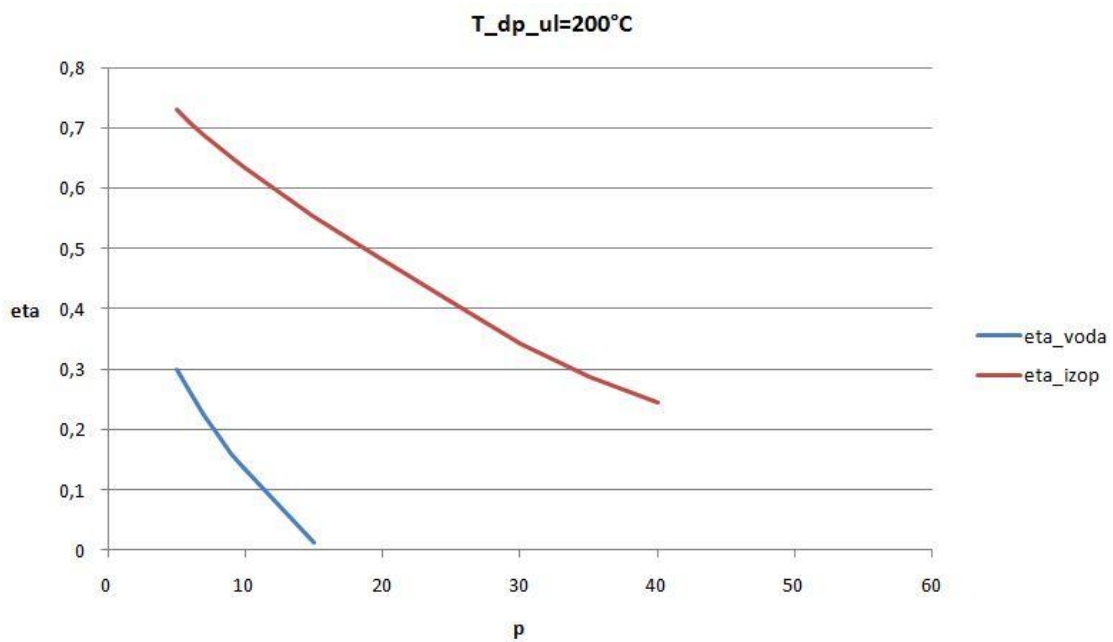
Na Slikama 41, 42, 43, 44 i 45 dane su usporedbe termodinamičke iskoristivosti kod vode i izopentana kao radnog medija.



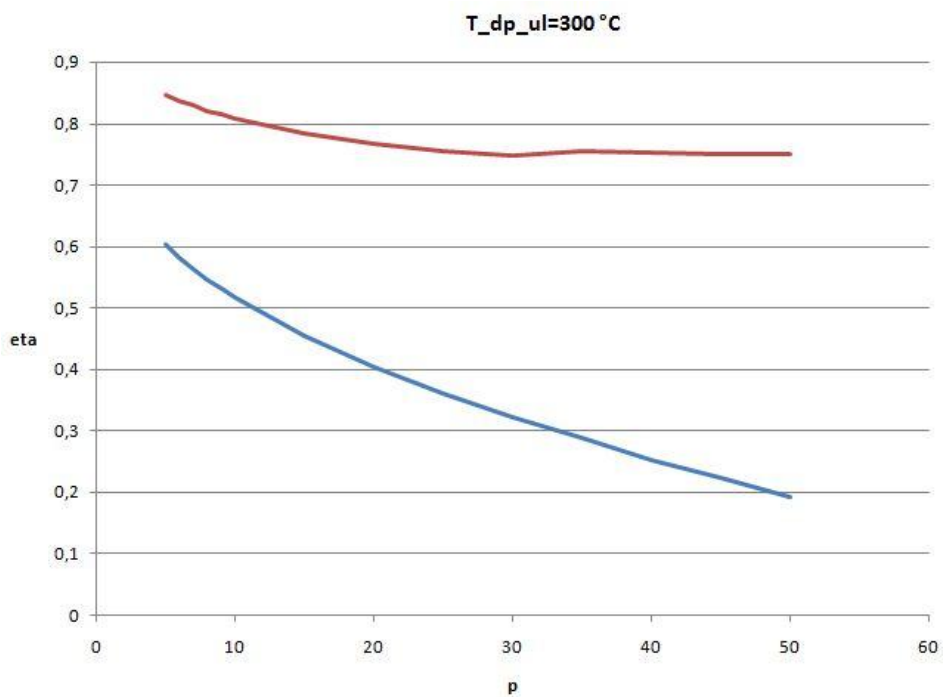
Slika 41. Međusobna usporedba za  $p=5$  bar



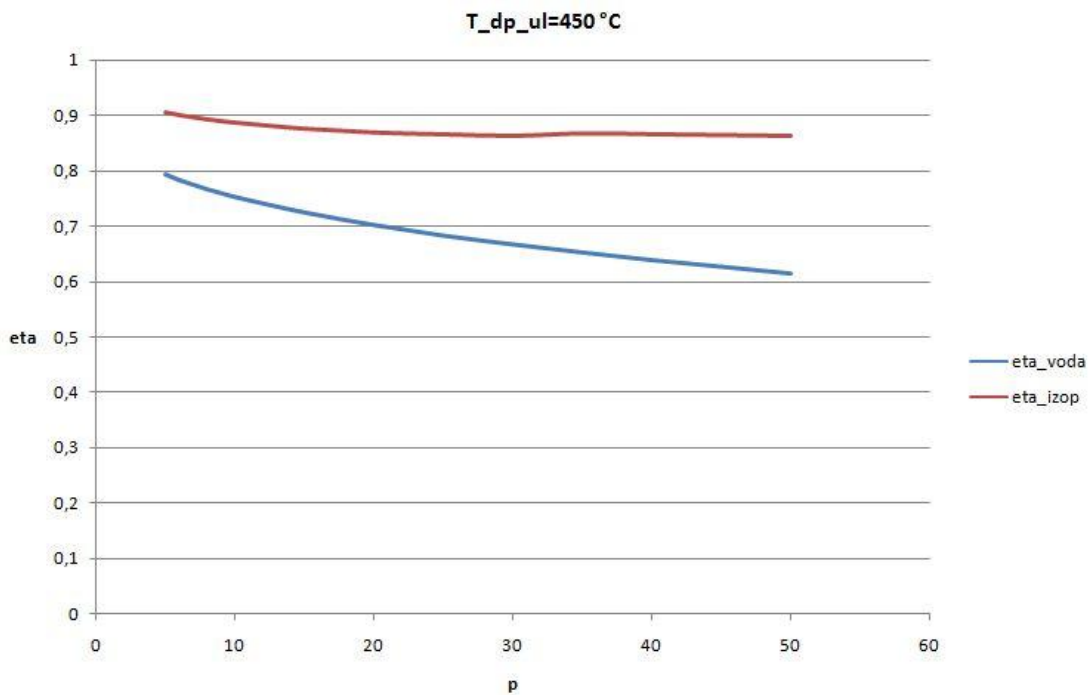
Slika 42. Međusobna usporedba za  $p=50$  bar



**Slika 43. Međusobna usporedba za  $T=200$  °C**



**Slika 44. Međusobna usporedba za  $T=300$  °C**



**Slika 45. Međusobna usporedba za  $T=450\text{ }^{\circ}\text{C}$**

U gotovo svim tlačnim i temperaturnim režimima rada generatora pare termodinamička iskoristivost uporabom izopentana kao radnog medija je veća. Isto tako je izlazna temperaturna dimnog plina iz generatora pare gotovo u svim režimima manja uporabom izopentana.

## 7. Zaključak

U radu su objašnjeni osnovni pojmovi i dan je osvrt na procese nužne za razumijevanje generatora pare na otpadnu toplinu i njihovo matematičko modeliranje.

Poseban osvrt dan je na fizikalna svojstva vode i izopentana te njihovu međusobnu usporedbu jer su ta znanja nužna za razumijevanje problematike generatora pare na otpadnu toplinu i njihovo modeliranje.

Za potrebe analize i međusobne usporedbe niskotemperaturnog generatora pare na otpadnu toplinu napravljen je matematički model. Njegovi rezultati detaljno su opisani u ovom radu, dok će ovdje biti prikazani najvažniji zaključci.

Uporabom izopentana u niskotemperaturnim generatorima pare moguće je znatno povećati termodinamičku iskoristivost generatora pare. Uporabom izopentana, u odnosu na konvencionalni radni medij – vodu, iskoristivost je znatno veća u gotovo svim režimima rada generatora pare.

Ovaj rad je pokazao da je dimne plinove uporabom izopentana moguće ohladiti do iznosa ispod 50 °C, no treba imati na umu da zbog kondenzacije vodene pare iz dimnih plinova može doći do nastajanja sumporne i sumporaste kiseline (u slučaju da dimni plinovi, tj. gorivo sadrži sumpor) koje djeluje pogubno na izmjenjivačke površine generatora pare, javlja se niskotemperaturna korozija. Taj efekt može biti samo lokalna, no potrebno je poduzeti mjere kako uopće do kondenzacije ne bi došlo. Glavna je mjera, uz korištenje goriva s niskim udjelom sumpora, povišena temperatura dimnih plinova na izlazu iz generatora pare, te je zbog toga moguće da dimne plinove ne smijemo ohladiti do iznosa koji su dobiveni ovom analizom.

Također treba imati na umu da maksimalna termodinamička iskoristivost kod generatora pare na otpadnu toplinu ne mora značiti maksimalnu iskoristivost parno-turbinskog procesa. Moguće je da se na štetu smanjenja termodinamičke iskoristivosti parnog procesa povećava iskoristivost turbinskog procesa gdje su postizive veće snage.[3]

Isto tako režim rada gdje je postiziva maksimalna termodinamička iskoristivost generatora pare nije nužno optimalno rješenje prilikom projektiranja postrojenja, već je potrebna termoekonomska optimizacija.

Prilikom projektiranja parnoturbinskog postrojenja treba imati na umu utjecaj parametara svježe pare na dobiveni rad u turbini, tj. na iskoristivost parnoturbinskog postrojenja. Pare različitih parametara nisu jednako vrijedne iako mogu imati slične vrijednosti entalpije. Kod para natkritičnih parametara ekspanzijom u turbini para može trenutno promijeniti fazu i postati kapljevina (iako još ima visoku entalpiju, nije tehnološki upotrebljiva), dok kod potkritičnih parametara para ekspanzira do udjela vlage 12-20% u turbini (tehnološko

ograničenje). Radni medij u kapljevitoj fazi je potpuno bezvrijedan jer kapljevina ne može obaviti nikakav koristan rad.

Bilo bi interesantno vidjeti rezultate matematičkog modela pri tlakovima višim od 50 bar i izopentanom kao radnim medijem s obzirom da se pri višim tlakovima para izopentana ponaša kao idealni plin te mu je specifični toplinski kapacitet približno konstantan što implicira da neće doći do znatnog razdvajanja temperaturnih profila dimnih plinova i radnog medija.

## 8. Popis literature

- [1] Bogdan, Ž., Termoenergetska postrojenja, skripta
- [2] Galović, A., Termodinamika 1, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.
- [3] Čehil, M., Doktorski rad: Optimalno korištenje otpadne topline u parnoturbinskom procesu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.