

# Proračun kombiniranog plinsko-parnog postrojenja za proizvodnju električne energije

---

Sulić, Zdravko

Undergraduate thesis / Završni rad

2024

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:972955>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-25**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI  
**TEHNIČKI FAKULTET**  
Sveučilišni prijediplomski studij strojarstva

Završni rad  
**PRORAČUN KOMBINIRANOG PLINSKO-PARNOG POSTROJENJA ZA  
PROIZVODNJU ELEKTRIČNE ENERGIJE**

Rijeka, srpanj 2024.

Zdravko Sulić  
0069091243

SVEUČILIŠTE U RIJECI

**TEHNIČKI FAKULTET**

Sveučilišni prijediplomski studij strojarstva

Završni rad

**PRORAČUN KOMBINIRANOG PLINSKO-PARNOG POSTROJENJA ZA  
PROIZVODNJU ELEKTRIČNE ENERGIJE**

Mentor: Izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

Rijeka, srpanj 2024.

Zdravko Sulić

0069091243

Rijeka, 07.03.2024.

Zavod:                   Zavod za termodinamiku i energetiku  
Predmet:               Energetski sustavi

## ZADATAK ZA ZAVRŠNI RAD

Pristupnik:           **Zdravko Sulić (0069091243)**  
Studij:                Sveučilišni prijediplomski studij strojarstva (1010)

Zadatak:              **Proračun kombiniranog plinsko-parnog postrojenja za proizvodnju električne energije / Calculation of combined cycle plant for electricity production**

### Opis zadatka:

Za potrebe proizvodnje električne energije potrebno je projektirati jedan energetski blok s kombiniranim plinsko-parnim procesom ukupne snage 160 MWe. Kao gorivo za svoj rad elektrana koristi prirodni plin. Po potrebi predvidjeti dodatno loženje u utilizatoru dimnih plinova. - Odabir glavnih pogonskih parametara energetskog procesa; - Tehnički opis postrojenja - Proračun energetske bilance postrojenja; - Osnovnu shemu postrojenja;

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanja diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Zadatak uručen pristupniku:    20.03.2024.

Mentor:  
izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

Komentor:  
izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Predsjednik povjerenstva za  
završni ispit:  
izv. prof. dr. sc. Samir Žic

## **IZJAVA O SAMOSTALNOJ IZRADI RADA**

Izjavljujem da sam završni rad na temu: „Proračun kombiniranog plinsko-parnog postrojenja za proizvodnju električne energije“ izradio samostalno, koristeći znanje stečeno tijekom studija te koristeći se navedenom literaturom pod stručnim vodstvom mentora izv. prof. dr. sc. Igora Bonefačića.

Rijeka, srpanj 2023.

---

Zdravko Sulić

## **Zahvala**

Zahvaljujem svom mentoru izv. prof. dr. sc. Igoru Bonefačiću za izdvojeno vrijeme, stručne smjernice, neizmjereno strpljenje i korisne savjete tijekom izrade ovog završnog rada.

Također, od srca zahvaljujem svojoj obitelji i prijateljima za podršku tijekom cijelog prijediplomskog studija.

Zahvaljujem i svojim kolegama na velikom strpljenju i razumijevanju koje su pokazali tijekom zajedničkih studija.

Hvala vam svima!

## Sadržaj

1. UVOD.....	1
2. PLINSKO-PARNO POSTROJENJE.....	3
3. PRORAČUN.....	5
3.1. Termodinamički proračun u plinskom dijelu postrojenja .....	5
3.2. Termodinamički proračun u parnom dijelu postrojenja.....	27
4. ZAKLJUČAK.....	40
5. LITERATURA.....	42
6. POPIS OZNAKA I KRATICA .....	43
7. SAŽETAK.....	47
8. DODATAK 1: t-Q dijagram rekuperacije topline izlaznih dimnih plinova u utilizatoru.	48
9. DODATAK 2: Shema kombiniranog plinsko-parnog postrojenja .....	48

## 1. UVOD

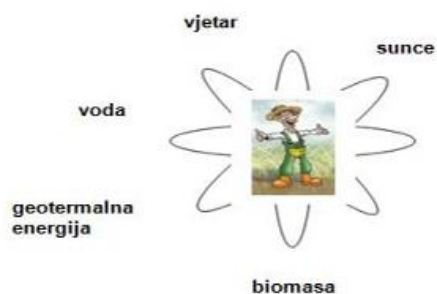
Energija se općenito može definirati kao sposobnosti nekog tijela ili sustava da obavi neki rad, odnosno kao savladavanje sile ( $F$ ) na nekom putu ( $s$ ). Energija se ne može niti stvoriti, niti uništiti, već samo može preći iz jednog oblika u drugi ili s jednog tijela na drugo. Više je različitih vrsta energije, a neke od njih su: kinetička, potencijalna, unutrašnja, toplinska, kemijska, električna, nuklearna, energija zračenja...

Primarni izvori energije, oni koje pronalazimo u prirodi su:

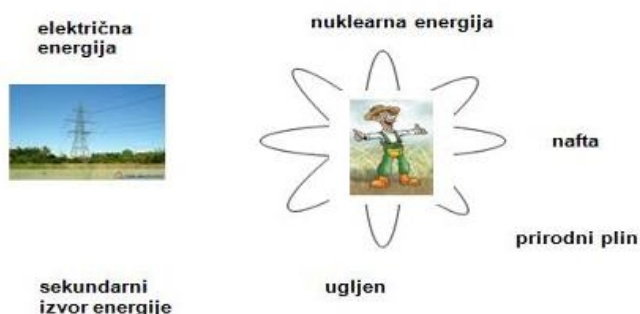
- Voda
- Zemlja
- Vjetar
- Sunce
- Biomasa
- Nuklearna goriva (uran, plutonij)
- Fosilna goriva (ugljen, nafta, prirodni plin)

Također primarne izvore energije možemo podijeliti na obnovljive i neobnovljive izvore energije. Obnovljive izvore energije nemoguće je potrošiti zato što se u prirodi konstantno obnavljaju, za razliku od neobnovljivih izvora energije koje je moguće u konačnici iscrpiti zato što su im nalazišta i zalihe ograničene.

### Obnovljivi izvori energije



### Neobnovljivi izvori energije



Slika 1.1. Obnovljivi i neobnovljivi izvori energije [1]

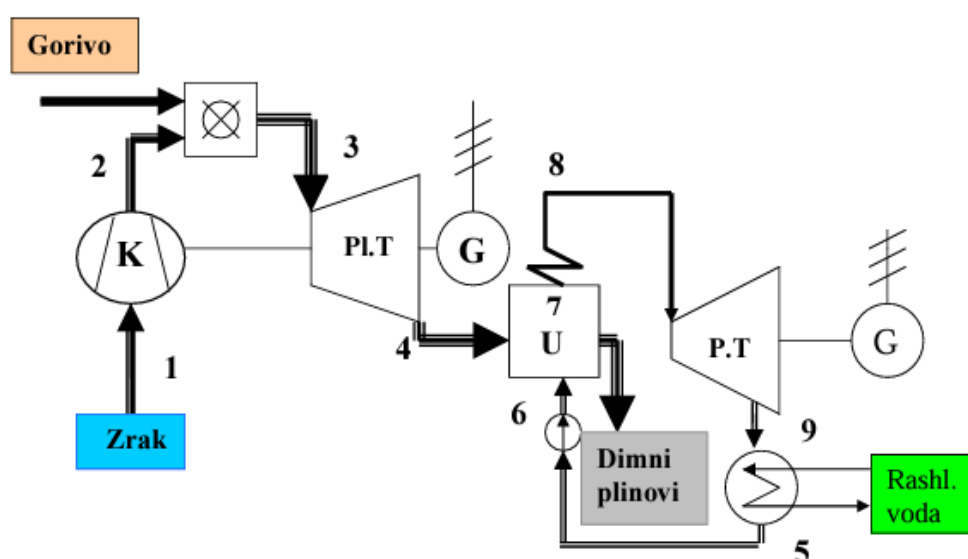


Energija je osnovni pokretač suvremenog društva, ključna za gospodarski rast, tehnološki napredak i općenito kvalitetu života. Od industrijske revolucije do danas, potražnja za energijom neprestano raste, potaknuta urbanizacijom, industrijalizacijom i sve većim potrebama domaćinstava. Istodobno, svijet se suočava s izazovima održivog razvoja i zaštite okoliša, što zahtijeva inovativna rješenja za proizvodnju i korištenje energije. U tom smislu. Kombinirana plinsko-parna postrojenja predstavljaju jedno od najučinkovitijih rješenja za proizvodnju električne energije. Ova postrojenja koriste dva različita termodinamička ciklusa, Braytonov ciklus u plinskoj turbini i Rankienov ciklus u parnoj turbini, kako bi maksimizirali iskorištenje energije iz goriva. Sinergija ovih ciklusa omogućuje postizanje visokih stupnjeva učinkovitosti, što smanjuje potrošnju goriva i emisiju štetnih plinova u okoliš.

U ovom radu, cilj je projektirati energetska blok s kombiniranim plinsko-parnim procesom ukupne snage 160 MWe. Projektiranje uključuje odabir glavnih pogonskih parametara, tehnički opis ključnih komponenti, proračun energetske bilance i izradu osnovnih shema postrojenja. Kroz detaljnu analizu termodinamičkih procesa, ovaj rad će pružiti uvid u performanse plinske i parne turbine te cjelokupnog kombiniranog ciklusa.

## 2. PLINSKO-PARNO POSTROJENJE

Kombinirana postrojenja temelje se na spoju plinskog i parnog turbinskog postrojenja. Osnovna ideja plinsko-parnog postrojenja je iskoristiti toplinu ispušnih dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine koja bi inače ostala neiskorištena u klasičnom plinsko turbinskom postrojenju. Temperatura ispušnih dimnih plinova predstavlja početnu temperaturu u procesu parne turbine, relativno je visoka i kreće se od 450°C do 650°C [2]. U sustavu je na taj način moguće iskoristiti gotovo cijelu toplinsku energiju na različitim temperaturnim razinama. Na slici 2.1. prikazana je shema kombiniranog plinsko-parnog postrojenja.

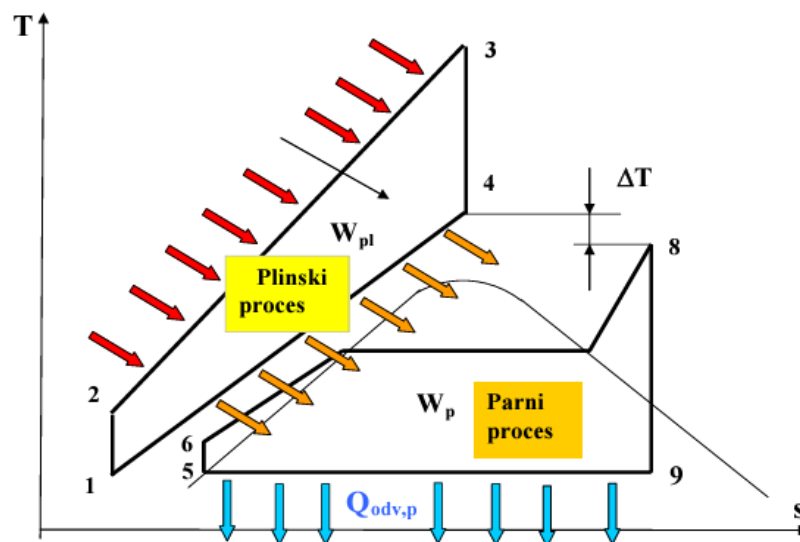


Slika 2.1. Shema kombiniranog plinsko-parnog postrojenja [3]

Proces započinje kompresorom koji komprimira zrak i šalje ga u komoru za izgaranje, gdje se istovremeno dovodi i potrebno gorivo za izgaranje. Kao produkt izgaranja nastaju plinovi izgaranje, vrlo visoke temperature, koji se iz komore izgaranja dalje šalju u plinsku turbinu. U plinskoj turbini plinovi izgaranja ekspanziraju, te tako daju koristan rad na vratilo koje je spojeno na rotor plinske turbine. Vratilo pokreće generator električne struje koji proizvodi električnu energiju, te je dalje šalje u mrežu. Kako je na izlazu iz plinske turbine ostalo još mnogo neiskorištenog zraka iskoristit ćemo ga za izgaranje dodatnog goriva u ulazniku. U ulazniku će se napojna voda zagrijavati do isparavanja, a zatim će se para pregrijavati na zadane parametre. Pregrijana para odlazi u parnu turbinu, gdje se ekspanzijom pare mehanički rad predaje generatoru električne struje. Nakon toga, para s niskim parametrima odlazi u

kondenzator, gdje kondenzira. Nakon kondenzacije, pumpom se natrag vraća voda u utilizator na ponovno zagrijavanje.

Na slici 2.2. je prikazan T-s dijagram kombiniranog plinsko-parnog postrojenja, kojim je malo zornije prikazan Braytonov ciklus sastavljen od dvije adijabate i dvije izobare, te Rankienov ciklus.

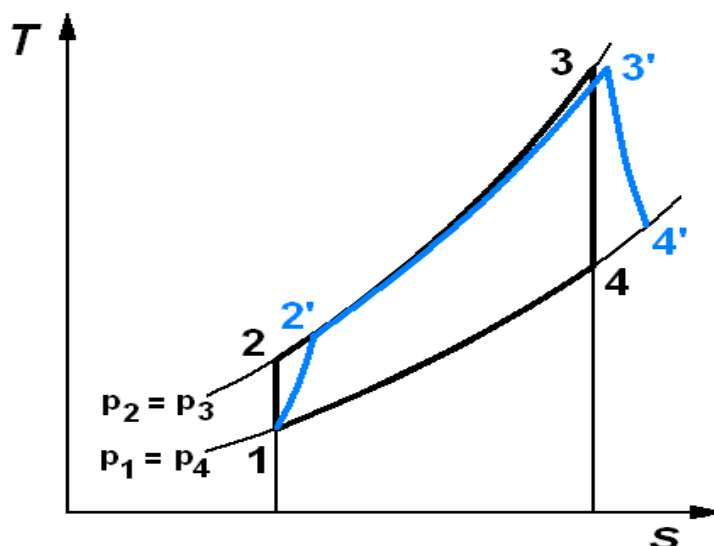


Slika 2.2. T-s dijagram plinsko-parnog postrojenja [3]

### 3. PRORAČUN

#### 3.1. Termodinamički proračun u plinskom dijelu postrojenja

Na slici 3.1. je prikazan T-s dijagram plinskog dijela procesa u kojem se može uočiti da se izgaranje u komori izgaranja vrši pri izobarnoj promjeni stanja, dok se kompresija i ekspanzija vrše adijabatskom promjenom.



Slika 3.1. T-s dijagram plinskog dijela procesa [4]

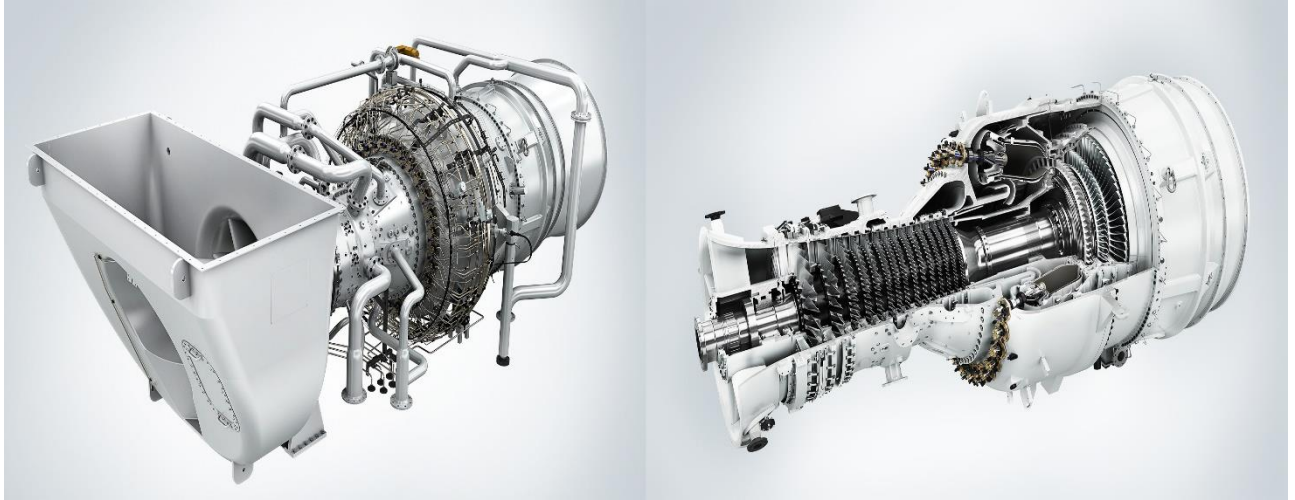
Neki parametri realnog ciklusa ne poklapaju se s idealnim, pa tako vrijedi da je  $p_2 > p_3$ , zbog pada tlaka u komori izgaranja, te da su  $T_{2'} > T_2$  i  $T_{4'} > T_4$  zbog unutarnjih gubitaka u turbini i kompresoru.

Za proračun plinskog dijela postrojenja odabrana je Siemens-ova SGT-800 industrijska plinska turbina koja je dostupna u različitim verzijama koje pružaju snagu od 45,3 MW do 62,5 MW ovisno o konfiguraciji. Ova turbina ima visok stupanj učinkovitosti, s termičkom učinkovitošću do 40% za proizvodnju električne energije i ukupnom učinkovitošću u CHP postrojenjima do 90%. Može koristiti razne vrste goriva, uključujući prirodni plin, bioplin, tekuća goriva. Dizajnirana je da zadovolji stroge ekološke standarde s niskim emisijama NOx i CO, koristeći napredne tehnologije za kontrolu emisija.

Za potrebe ovog proračuna odabrana je verzija koja može razviti snagu do 62,5 MW. Za proračun je potrebno udvostručiti vrijednosti snage i masenog protoka s obzirom da se radi proračun za konfiguraciju 2x1. Potrebni parametri za daljni proračun prikazani su u tablici 3.1. U proračunu je pretpostavljeno da je maseni protok zraka kroz kompresor ( $m_{zr}$ ) jednak

masenom protoku dimnih plinova kroz turbinu ( $m_{dp}$ ), odnosno da je protok kroz plinsko postrojenje konstantan.

$$m_{zr} = m_{dp}$$



Slika 3.2. SGT-800 plinska turbina [5]

Tablica 3.1. Podaci za proračun plinske turbine SGT-800 [5]

	Izvedba 1x1	Izvedba 2x1
$P_{PLT}$ [MWe]	62,5	125
$\eta_t$ [%]	41,1	41,1
$m_{dp}$ [kg/s]	135,5	271
$t_{4,1}$ [°C]	596	596
$\beta_1$	21,1	21,1

### 3.1.1. Temperatura i tlak na ulazu u kompresor - točka 1

Usvojeno je da je temperaturu na ulazu u kompresor jednaka vanjskoj temperaturi i iznosi 15°C, ali je potrebno temperaturu imati u Kelvinima [K].

$$\begin{aligned}t_0 &= t_1 = 15^\circ\text{C} \\T_1 &= t_1 + 273 \text{ [K]} \\T_1 &= 288 \text{ K}\end{aligned}\tag{3.1}$$

Za tlak je na ulazu u kompresor usvojeno da je jednak atmosferskom  $p_0 = p_1$ .

$$p_1 = 1 \text{ bar}$$

### 3.1.2. Temperatura i tlak na kraju kompresije – točka 2'

Sad kad znamo koliko nam iznosi tlak  $p_1$  lako možemo dobiti tlak  $p_2$  pomoću kompreksijskog omjera  $\beta_1$  koji je jednak:

$$\beta_1 = \frac{p_2}{p_1}\tag{3.2}$$

Iz izraza (3.2) dobivamo izraz za tlak  $p_2$ :

$$p_2 = \beta_1 \cdot p_1\tag{3.3}$$

$$p_2 = 21,1 \cdot 1$$

$$p_2 = 21,1 \text{ bar}$$

Prije nego što izračunamo temperaturu  $T_2$ , potrebno je odrediti eksponent adijabate  $n$ , temperaturu  $T_2$  i unutarnji stupanj iskoristivosti kompresora  $\eta_k$ .

Eksponent adijabate dobivamo iz sljedećeg izraza:

$$n = \frac{\kappa - 1}{\kappa}\tag{3.4}$$

Za zrak vrijedi da je  $\kappa = 1,4$ , te dalje vrijedi da je:

$$n = \frac{1,4 - 1}{1,4}$$

$$n = 0,2857$$

Unutarnji stupanj iskoristivosti kompresora je usvojena vrijednost i iznosi  $\eta_k = 0,9$ .

Temperaturu  $T_2$  dobivamo iz sljedećeg izraz:

$$T_2 = T_1 \cdot \beta_1^n \quad (3.5)$$
$$T_2 = 288 \cdot 21,1^{0,2857}$$
$$T_2 = 688,27K$$

Sad, kad smo odredili sve što nam je potrebno, možemo izračunati temperaturu na kraju kompresije  $T_{2'}$  iz izraza:

$$T_{2'} = T_1 + \frac{1}{\eta_k} \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.6)$$
$$T_{2'} = 288 + \frac{1}{0,9} \cdot (688,27 - 288)$$
$$T_{2'} = 732,74 K$$

### 3.1.3. Temperatura i tlak na izlazu iz turbine – točka 4'

Temperatura na izlazu iz turbine određena je u prospektima odabrane turbine, te je se može pronaći u tablici 3.1. i iznosi  $t_{4'} = 596^\circ C$ , a s obzirom da je treba prebaciti u vrijednost u Kelvinima, iznositi će:

$$T_{4'} = t_{4'} + 273 [K] \quad (3.7)$$
$$T_{4'} = 596 + 273$$
$$T_{4'} = 869 K$$

Tlak na izlazu turbine jednak je tlaku na ulazu u kompresor i iznosi:

$$p_4 = p_1 = 1 \text{ bar}$$

### 3.1.4. Temperatura i tlak dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu – točka 3'

Zbog pada tlaka kroz komoru izgaranja tlakovi u točkama 2' i 3' neće biti isti, te se pretpostavlja da ukupni pad tlaka od kompresora do turbine iznosi:

$$\Delta p = 0,08 \text{ bar}$$

S obzirom da omjer tlakova nije više jednak, onda više neće vrijediti ni da je kompresijski omjer konstantan za kompresiju i ekspanziju, te je potrebno odrediti novi kompresijski omjer  $\beta_2$ .

$$\beta_2 = \frac{p_2 - \Delta p}{p_4} \quad (3.8)$$

$$\beta_2 = \frac{21,1 - 0,08}{1}$$

$$\beta_2 = 21,02$$

Prije nego što se izračuna temperatura na ulazu u plinsku turbinu, potrebno je usvojiti unutarnji stupanj iskoristivosti turbine  $\eta_T$ . Za proračun je usvojena sljedeća vrijednost:

$$\eta_T = 0,9$$

Sad kad je usvojen unutarnji stupanj iskoristivosti turbine  $\eta_T$ , temperatura na ulazu u plinsku turbinu računa se iz sljedećeg izraza:

$$T_{3'} = \frac{T_{4'}}{1 - \eta_T \cdot (1 - \beta_2^{-n})} \quad (3.9)$$

$$T_{3'} = \frac{869}{1 - 0,9 \cdot (1 - 21,02^{-0,2857})}$$

$$T_{3'} = 1821,78 \text{ K}$$

### 3.1.5. Efektivni specifični rad, specifični radovi kompresora i turbine

Za izračun efektivnog specifičnog rada potrebno je usvojiti mehanički stupanj iskoristivosti  $\eta_m$ , iskoristivost komore izgaranja  $\eta_{KI}$ , te stupanj iskoristivosti generatora električne energije  $\eta_{eg}$ , izlazna snaga plinske turbine  $P_{el}$  i protočna masa radnog fluida  $m_{dp}$  zadani su u prospektima turbine i nalaze se u tablici 3.1.

$$\eta_m = 0,96$$

$$\eta_{KI} = 0,96$$

$$\eta_{eg} = 0,95$$



Kad su usvojene potrebne vrijednosti, specifični efektivni rad će se izračunati iz izraza:

$$w_{ef} = \frac{P_{ef}}{m_{zr} \cdot \eta_m \cdot \eta_{KI} \cdot \eta_{eg}} \quad (3.10)$$

$$P_{ef} = P_{PLT}$$

$$w_{ef} = \frac{125 \cdot 10^3}{271 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,95}$$

$$w_{ef} = 526,835 \text{ kJ/kg}$$

Potrebno je izračunati specifični toplinski kapacitet zraka  $c_{p,zr}$  kako bi se izračunao specifični rad kompresora.  $c_{p,zr}$  se računa od temperature  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  do temperature  $t_2 = 459,74^\circ\text{C}$ . Za izračun specifičnog toplinskog kapaciteta zraka potrebne su vrijednosti srednjih molarnih  $[kJ/(kmol \cdot K)]$  toplina zraka na određenim temperaturama koje se nalaze u tablici 3.2.

Tablica 3.2. Srednje specifične topline za plinove

$t [^\circ\text{C}]$	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO	Zrak	H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub>
0	28,617	29,115	29,274	29,123	29,073	33,499	35,860
100	28,935	29,144	29,538	29,178	29,153	33,741	38,112
200	29,073	29,228	29,931	29,303	29,299	34,118	40,059
300	29,123	29,383	30,400	29,517	29,521	34,575	41,755
400	29,186	29,601	30,878	29,789	29,789	35,090	43,250
500	29,249	29,864	31,334	30,099	30,095	35,630	44,573
600	29,316	30,149	31,761	30,425	30,405	36,195	45,753
700	29,408	30,451	32,150	30,752	30,723	36,789	46,813
800	29,517	30,748	32,502	31,070	31,028	37,392	47,763
900	29,647	31,037	32,825	31,376	31,321	38,008	48,617
1000	29,789	31,313	33,118	31,665	31,598	38,619	49,392
1100	29,944	31,577	33,386	31,937	31,862	39,226	50,099
1200	30,107	31,828	33,633	32,192	32,109	39,825	50,740
1300	30,287	32,067	33,863	32,427	32,343	40,407	51,322
1400	30,467	32,293	34,076	32,653	32,565	40,976	51,858
1500	30,647	32,502	34,282	32,858	32,774	41,525	52,347
1600	30,832	32,699	34,474	33,051	32,967	42,056	52,800
1700	31,012	32,883	34,658	33,231	33,151	42,576	53,218
1800	31,192	33,055	34,834	33,402	33,319	43,070	53,604
1900	31,372	33,218	35,006	33,561	33,482	43,539	53,959
2000	31,548	33,373	35,169	33,708	33,641	43,995	54,290
2100	31,723	33,520	35,328	33,850	33,787	44,435	54,596
2200	31,891	33,658	35,483	33,980	33,926	44,853	54,881
2300	32,058	33,787	35,634	34,106	34,060	45,255	55,144
2400	32,222	33,909	35,785	34,223	34,185	45,644	55,391
2500	32,385	34,022	35,927	34,336	34,307	46,017	55,617
2600	32,540	34,206	36,069	34,499	34,332	46,381	55,852
2700	32,691	34,290	36,207	34,583	34,457	46,729	56,061
2800	32,866	34,415	36,341	34,667	34,541	47,060	56,229
2900	33,034	34,499	36,509	34,750	34,625	47,378	56,438
3000	33,159	34,583	36,676	34,834	34,709	-	56,606

$$C_{p,zr}|_{t_1}^{t_2} = \frac{C_{p,zr}|_0^{t_2'} \cdot t_2' - C_{p,zr}|_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2' - t_1} \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (3.11)$$

$$C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}} = C_{p,zr}|_0^{400^\circ\text{C}} + \frac{459,74 - 400}{500 - 400} \cdot (C_{p,zr}|_0^{500^\circ\text{C}} - C_{p,zr}|_0^{400^\circ\text{C}}) \quad (3.12)$$

$$C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}} = 29,789 + \frac{459,74 - 400}{500 - 400} \cdot (30,095 - 29,789)$$

$$C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}} = 29,972 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K}) \quad (3.13)$$

$$C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{15^\circ\text{C}} = C_{p,zr}|_0^{0^\circ\text{C}} + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (C_{p,zr}|_0^{100^\circ\text{C}} - C_{p,zr}|_0^{0^\circ\text{C}})$$

$$C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{15^\circ\text{C}} = 29,073 + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (29,153 - 29,073)$$

$$C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{15^\circ\text{C}} = 29,085 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

Uvrštavanjem podataka  $C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{15^\circ\text{C}}$  i  $C_{p,zr}|_{0^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}}$ , koji predstavljaju Srednje molarne toplinske kapacitete zraka, u izraz (3.11) dobivamo srednji molarni toplinski kapacitet zraka od temperature  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  do temperature  $t_2' = 459,74^\circ\text{C}$ :

$$C_{p,zr}|_{15^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}} = \frac{29,972 \cdot 459,74 - 29,085 \cdot 15}{459,74 - 15}$$

$$C_{p,zr}|_{15^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}} = 30,002 \text{ kJ}/\text{kmol} \cdot \text{K}$$

Srednji molarni toplinski kapacitet zraka je potrebno prebaciti iz mjerne jedinice  $\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$  u mjernu jedinicu  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  kako bi specifični rad kompresora dobili u  $\text{kJ}/\text{kg}$ , a to ćemo uraditi tako da ćemo srednji molarni toplinski kapacitet zraka u  $\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$  podijeliti s molarnom masom zraka koja se mjeri u  $\text{kg}/\text{kmol}$ . Molarna masa zraka iznosi:

$$M_{zr} = 28,95 \text{ kg}/\text{kmol}$$

$$c_{p,zr}|_{15^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}} = \frac{30,002}{28,95} \quad (3.14)$$

$$c_{p,zr}|_{15^\circ\text{C}}^{459,74^\circ\text{C}} = 1,036 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Sad kad imamo potreban specifični kapacitet zraka možemo izračunati specifični rad kompresora pomoću izraza:

$$w_k = c_{p,zr}|_{15^{\circ}C}^{459,74^{\circ}C} \cdot (T_{2'} - T_1) \quad (3.15)$$

$$w_k = 1,036 \cdot (732,74 - 288)$$

$$w_k = 460,902 \text{ kJ/kg}$$

Kad znamo specifične radove  $w_k$  i  $w_{ef}$  možemo izračunati specifični rad turbine:

$$w_T = w_{ef} + w_k \quad (3.16)$$

$$w_T = 526,835 + 460,902$$

$$w_T = 987,737 \text{ kJ/kg}$$

### 3.1.6. Dovedena specifična toplina u realnom plinsko – turbinskom procesu

Izgaranje smjese zraka i dimnih plinova vrši se od točke 2' do točke 3', te se za njezin srednji molarni toplinski kapacitet uzima da je jednak srednjem molarnom toplinskom kapacitetu zraka od temperature  $t_{2'} = 459,74^{\circ}C$  do temperature  $t_{3'} = 1548,78^{\circ}C$ .

$$C_{p,zr}|_{0^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C} = C_{p,zr}|_0^{1500^{\circ}C} + \frac{1548,78 - 1500}{1600 - 1500} \cdot (C_{p,zr}|_0^{1600^{\circ}C} - C_{p,zr}|_0^{1500^{\circ}C}) \quad (3.17)$$

$$C_{p,zr}|_{0^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C} = 32,774 + \frac{1548,78 - 1500}{1600 - 1500} \cdot (32,967 - 32,774)$$

$$C_{p,zr}|_{0^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C} = 32,868 \text{ kJ/(kmol} \cdot \text{K)} \quad (3.18)$$

$$C_{p,zr}|_{t_{2'}}^{t_{3'}} = \frac{C_{p,zr}|_0^{t_{3'}} \cdot t_{3'} - C_{p,zr}|_0^{t_{2'}} \cdot t_{2'}}{t_{3'} - t_{2'}}$$

$$C_{p,zr}|_{459,74^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C} = \frac{34,091 \cdot 1548,78 - 29,972 \cdot 459,74}{1548,78 - 459,74}$$

$$C_{p,zr}|_{459,74^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C} = 34,091 \text{ kJ/(kmol} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,zr}|_{459,74^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C} = \frac{C_{p,zr}|_{459,74^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C}}{M_{zr}} \quad (3.19)$$

$$c_{p,zr}|_{459,74^{\circ}C}^{1548,78^{\circ}C} = \frac{34,091}{28,95}$$

$$c_{p,zr}|_{459,74^{\circ}\text{C}}^{1548,78^{\circ}\text{C}} = 1,176 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Sad kad su poznati specifični toplinski kapacitet i razlika temperatura, izračunat će se dovedena specifična toplina u sustav:

$$q_{dov} = c_{p,zr}|_{459,74^{\circ}\text{C}}^{1548,78^{\circ}\text{C}} \cdot (t_{3'} - t_{2'}) \quad (3.20)$$

$$q_{dov} = 1,176 \cdot (1548,78 - 459,78)$$

$$q_{dov} = 1282,426 \text{ kJ/kg}$$

### 3.1.7. Toplinski stupanj iskoristivosti realnog plinsko – turbinskog procesa.

Potrebno je da bude približno jednak toplinskom stupnju iskoristivosti iz prospekta plinske turbine, a računa se na sljedeći način:

$$\eta_{t,r} = \frac{w_{ef}}{q_{dov}} \quad (3.21)$$

$$\eta_{t,r} = \frac{526,835}{1282,426}$$

$$\eta_{t,r} = 0,4108$$

Zadovoljava.

### 3.1.8. Snaga kompresora

$$S_K = w_k \cdot m_{zr} \quad (3.22)$$

$$S_K = 460,902 \cdot 271$$

$$S_K = 124904,4 \text{ kW}$$

### 3.1.9. Snaga plinske turbine

$$S_T = w_T \cdot m_{zr} \quad (3.23)$$

$$S_T = 987,737 \cdot 271$$

$$S_T = 267676,7 \text{ kW}$$

### 3.1.10. Dovedena toplinska snaga

$$Q_{dov,PLT} = q_{dov} \cdot m_{zr} \quad (3.24)$$

$$Q_{dov,PLT} = 1282,426 \cdot 271$$

$$Q_{dov,PLT} = 347537,5 \text{ kW}$$

### 3.1.11. Efektivna iskoristivost plinsko- turbinskog postrojenja

$$\eta_{ef,PLT} = \eta_m \cdot \eta_{KI} \cdot \eta_{eg} \cdot \eta_{t,r} \quad (3.25)$$

$$\eta_{ef,PLT} = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,4108$$

$$\eta_{ef,PLT} = 0,3597 \approx 36\%$$

### 3.1.12. Potrošnja goriva

Donja ogrjevna vrijednost  $H_d$  predstavlja toplinu oslobođenu izgaranjem goriva bez dodatnog iskorištenja topline kondenzacije vodene pare. S obzirom je umnožak donje ogrjevne vrijednosti i potrošnje goriva  $B$  jednak snazi, lako ćemo moći izračunati potrošnju goriva, ali je prije toga potrebno odrediti donju ogrjevnu vrijednost na osnovu sastava prirodnog plina koji je vidljiv u tablici 3.3.

Tablica 3.3. Sastav prirodnog plina [6]

i	$\mu_i, \%$
$N_2$	3,875
$CH_4$	90,604
$C_2H_6$	4,393
$C_3H_8$	1,067
$C_4H_{10}$	0,061
$C_5H_{12}$	0,000
$CO$	0,000

Podaci iz tablice 3.3. prikupljeni su za razdoblje od siječnja do ožujka 2024. godine i na razdoblje od travnja do listopada 2023. godine, a odnose se na Centralnu plinsku stanicu (CPS) Molve [6].

$$H_d = 358 \cdot \mu_{CH_4(\%)} + 643 \cdot \mu_{C_2H_6(\%)} + 936 \cdot \mu_{C_3H_8(\%)} + 1216 \cdot \mu_{C_4H_{10}(\%)} \quad (3.26)$$

$$H_d = 358 \cdot 90,604 + 643 \cdot 4,393 + 936 \cdot 1,067 + 1216 \cdot 0,061$$

$$H_d = 36333,82 \text{ kJ}/m_{nG}^3$$

Gdje je:

$\mu_{C_m H_n(\%)}$  - volumni udjeli ugljikovodika u %

Potrošnja goriva iznosi:

$$B = \frac{P_{PLT}}{H_d \cdot \eta_{ef,plt}} \quad (3.27)$$

$$B = \frac{125 \cdot 10^6}{36333,82 \cdot 10^3 \cdot 0,3597}$$

$$B = 9,565 \text{ m}_{nG}^3/s$$

### 3.1.13. Izgaranje

Kod izgaranja u obzir se uzimaju dvije vrijednosti, a to su minimalna i stvarna količina zraka za izgaranje. Minimalna tzv. stehiometrijska količina zraka je ona količina zraka koju je potrebno dovesti kako bi došlo do potpunog izgaranja tj. ostat će samo produkti izgaranja. Dok će se za računanje stvarne količine zraka za izgaranje koristiti faktor pretička zraka  $\lambda$ . Taj pretičak zraka se koristi zato što su temperature izgaranja pri stehiometrijskim uvjetima visoke, te se onda koristi više zraka kako bi se temperatura snizila jer materijal komore nema dovoljno veliku termičku otpornost.

Za plinovita goriva minimalna količina zraka se računa na sljedeći način:

$$Lzr_{min} = \frac{1}{21} \cdot \left[ 0,5 \cdot (\mu_{CO} - \mu_{H_2}) + 1,5 \cdot \mu_{H_2S} + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot \mu_{C_m H_n} - \mu_{O_2} \right] \quad (3.28)$$

$$Lzr_{min} = \frac{1}{21} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 90,604 + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 4,393 + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 1,067 + \left( 4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,061 \right]$$

$$Lzr_{min} = 9,634 \text{ m}_n^3/m_{nG}^3$$

### 3.1.14. Gustoća zraka

Gustoća zraka se računa na sljedeći način:

$$\rho_{zr} = \frac{M_{zr}}{22,4} \text{ [kg}/m_n^3] \quad (3.29)$$

$$\rho_{zr} = \frac{28,95}{22,4}$$

$$\rho_{zr} = 1,292 \text{ kg/m}_n^3$$

### 3.1.15. Faktor pretička zraka

Pretičak zraka jednak je količniku masenog protoka zraka i minimalne količine zraka za izgaranje. S obzirom da je maseni protok zraka mjeri u  $kg/s$ , potrebno je onda i minimalnu količinu zraka pretvoriti u  $kg/s$  zato što je faktor pretička zraka bezdimenzijska veličina

$$Lzr_{min} = \rho_{zr} \cdot B \cdot Lzr_{min} \text{ [kg/s]} \quad (3.30)$$

$$Lzr_{min} = 1,292 \cdot 9,565 \cdot 9,634$$

$$Lzr_{min} = 119,097 \text{ kg/s}$$

$$\lambda = \frac{m_{zr}}{Lzr_{min}} \quad (3.31)$$

$$\lambda = \frac{271}{119,097}$$

$$\lambda = 2,275$$

### 3.1.16. Stvarna količina zraka

$$Lzr_{stv} = \lambda \cdot Lzr_{min} \quad (3.32)$$

$$Lzr_{stv} = 2,275 \cdot 9,634$$

$$Lzr_{stv} = 21,922 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

### 3.1.17. Minimalna količina suhих dimnih plinova

$$Ldp, suh_{min} = \frac{1}{100} \cdot [\mu_{CO_2} + \mu_{CO} + \mu_{H_2S} + \sum m \cdot \mu_{C_mH_n} + \mu_{N_2} + 79 \cdot Lzr_{min}] \quad (3.31)$$

$$Ldp, suh_{min} = \frac{1}{100} \cdot [1 \cdot 90,604 + 2 \cdot 4,393 + 3 \cdot 1,067 + 4 \cdot 0,061 + 3,875 + 79 \cdot 9,634]$$

$$Ldp, suh_{min} = 8,678 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

### 3.1.18. Stvarna količina suhих dimnih plinova

$$Ldp, suh_{stv} = Ldp, suh_{min} + (\lambda - 1) \cdot Lzr_{min} \quad (3.32)$$

$$Ldp, suh_{stv} = 8,678 + (2,275 - 1) \cdot 9,634$$

$$Ldp, suh_{stv} = 20,967 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

### 3.1.19. Količina vlažnih dimnih plinova

$$Ldp_{vl} = \frac{1}{100} \cdot \left[ \mu_{H_2} + \mu_{H_2S} + \sum \frac{n}{2} \cdot \mu_{C_mH_n} + \mu_w \right] \quad (3.33)$$

$$Ldp_{vl} = \frac{1}{100} \cdot \left[ \frac{4}{2} \cdot 90,604 + \frac{6}{2} \cdot 4,393 + \frac{8}{2} \cdot 1,067 + \frac{10}{2} \cdot 0,061 \right]$$

$$Ldp_{vl} = 1,9896 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

### 3.1.20. Ukupna količina dimnih plinova

Ukupna količina dimnih plinova jednaka je zbroju stvarne količine suhih dimnih plinova i vlažnih dimnih plinova:

$$Ldp, uk = Ldp, suh_{stv} + Ldp_{vl} \quad (3.34)$$

$$Ldp, uk = 20,967 + 1,9896$$

$$Ldp, uk = 22,9566 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

### 3.1.21. Udjeli i količine pojedinačnih dimnih plinova

Vrijedi da je:

- $L_i$  – količina pojedinačnog plina [ $\text{m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$ ]
- $r_i$  – udio pojedinačnog plina

Ugljikov dioksid ( $CO_2$ )

$$L_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot \left[ \mu_{CO_2} + \mu_{CO} + \sum m \cdot \mu_{C_mH_n} \right] \quad (3.35)$$

$$L_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot [1 \cdot 90,604 + 2 \cdot 4,393 + 3 \cdot 1,067 + 4 \cdot 0,061]$$

$$L_{CO_2} = 1,02835 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

$$r_{CO_2} = \frac{L_{CO_2}}{Ldp, uk} \quad (3.36)$$

$$r_{CO_2} = \frac{1,02835}{22,9566}$$



$$r_{CO_2} = 0,044798$$

Vlaga ( $H_2O$ )

$$L_{H_2O} = Ldp_{vl} = 1,9896 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

$$r_{H_2O} = \frac{L_{H_2O}}{Ldp, uk} \quad (3.37)$$

$$r_{H_2O} = \frac{1,9896}{22,9566}$$

$$r_{H_2O} = 0,086672$$

Dušik ( $N_2$ )

$$L_{N_2} = \frac{1}{100} \cdot [\mu_{N_2} + 79 \cdot \lambda \cdot Lzr_{min}] \quad (3.38)$$

$$L_{N_2} = \frac{1}{100} \cdot [3,875 + 79 \cdot 2,275 \cdot 9,634]$$

$$L_{N_2} = 17,35705 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

$$r_{N_2} = \frac{L_{N_2}}{Ldp, uk} \quad (3.39)$$

$$r_{N_2} = \frac{17,35705}{22,9566}$$

$$r_{N_2} = 0,756119$$

Kisik ( $O_2$ )

$$L_{O_2} = \frac{21}{100} \cdot (\lambda - 1) \cdot Lzr_{min} \quad (3.40)$$

$$L_{O_2} = \frac{21}{100} \cdot (2,275 - 1) \cdot 9,634$$

$$L_{O_2} = 2,580448 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

$$r_{O_2} = \frac{L_{O_2}}{Ldp, uk} \quad (3.41)$$

$$r_{O_2} = \frac{2,580448}{22,9566}$$

$$r_{O_2} = 0,112411$$

Za provjeru zbrojit će se pojedinačne količine dimnih plinova, te bi kao rezultat trebao doći broj jednak ukupnoj količini dimnih plinova  $L_{dp}, uk$ .

$$L_{dp} = L_{CO_2} + L_{H_2O} + L_{N_2} + L_{O_2} \quad (3.42)$$

$$L_{dp} = 22,9566 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3 = L_{dp}, uk$$

### 3.1.22. H-t dijagram

H-t dijagram prikazuje ovisnost entalpije  $H$ , koja predstavlja sadržaj topline dimnih plinova, nastale izgaranjem  $1 \text{ m}_n^3$  plinovitog goriva o pretičku zraka  $\lambda$  i temperaturi  $t$ . Plinovito gorivo je u ovom slučaju prirodni plin. Zbroj umnožaka količina pojedinačnih dimnih plinova i entalpija pojedinačnih dimnih plinova za određenu temperaturu jednak je ukupnom sadržaju topline dimnih plinova.

$$H_{dp} = \sum H_i = \sum L_i \cdot h_i \quad (3.43)$$

$$H_{dp} = L_{CO_2} \cdot h_{CO_2} + L_{H_2O} \cdot h_{H_2O} + L_{N_2} \cdot h_{N_2} + L_{O_2} \cdot h_{O_2}$$

Pri čemu je:

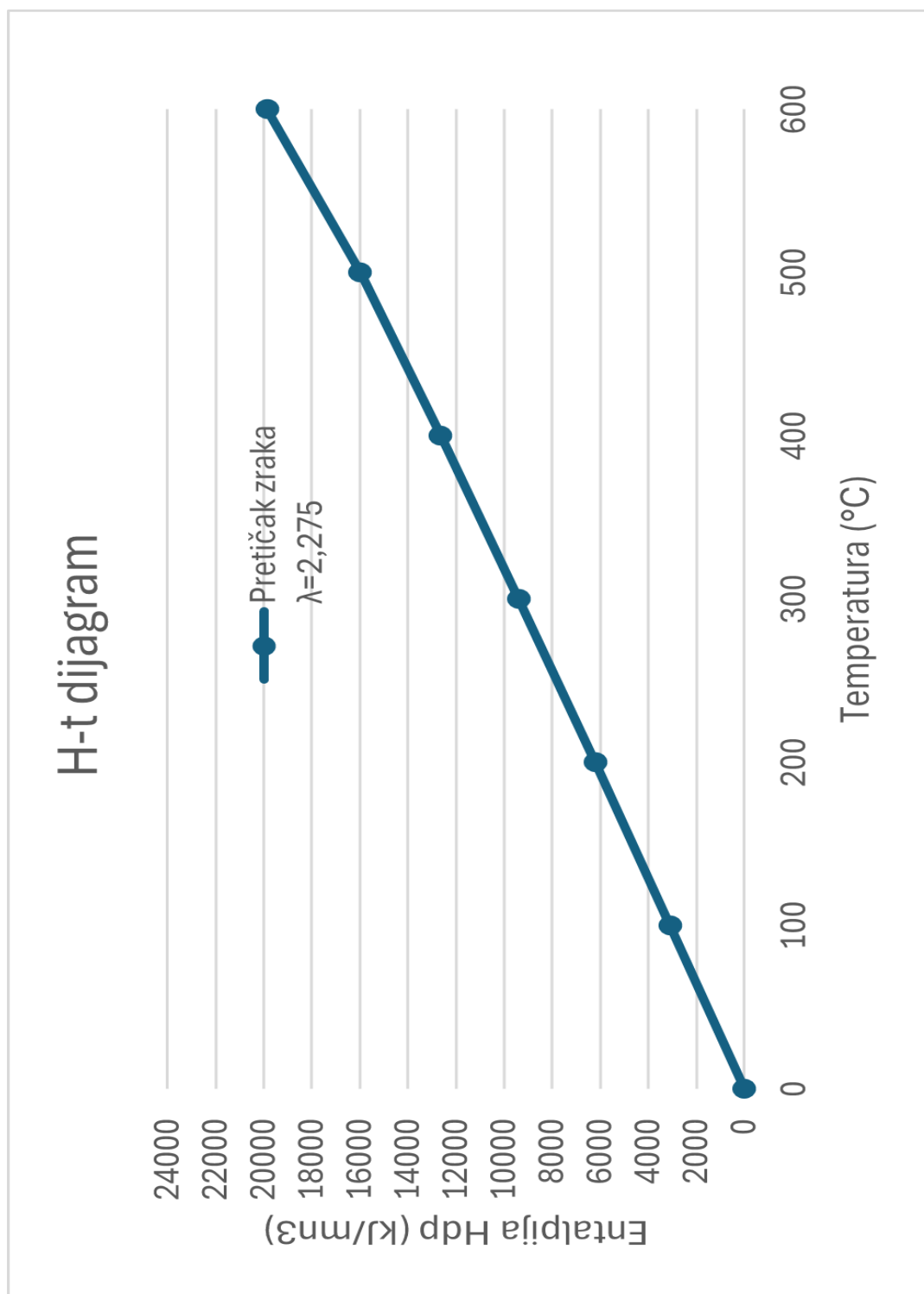
$$h_i = C_{pi}|_0^t \cdot t \quad (3.44)$$

Vrijednosti  $C_{pi}$  mogu se pronaći u tablici 3.2., a s obzirom da je najveća temperaturu koju dimni plinovi dosežu  $596^\circ C$ , dijagram će se raditi u rasponu od  $0^\circ C$  do  $600^\circ C$ .

Tablica 3.4. Entalpije dimnih plinova

$H_i/t$	$0^\circ C$	$100^\circ C$	$200^\circ C$	$300^\circ C$	$400^\circ C$	$500^\circ C$	$600^\circ C$
$H_{N_2} \left[ \frac{kJ}{m_n^3} \right]$	0,000	2258,276	4529,569	6830,385	9174,748	11570,33	14481,82
$H_{O_2} \left[ \frac{kJ}{m_n^3} \right]$	0,000	340,274	689,602	1050,611	1422,840	1804,816	2195,293
$H_{H_2O} \left[ \frac{kJ}{m_n^3} \right]$	0,000	299,692	606,082	921,300	1246,698	1582,354	1928,935
$H_{CO_2} \left[ \frac{kJ}{m_n^3} \right]$	0,000	174,966	367,809	575,073	794,217	1023,139	1260,27
$\sum H_i$	0,000	3073,28	6193,62	9377,369	12638,503	15980,64	19866,32

Na osnovu podataka iz tablice 3.4. dobivamo H-t dijagram.



Slika 3.3. H-t dijagram

### 3.1.23. Utilizacijski sustav

Postrojenje funkcionira na taj način da se kroz utilizator provode ispušni dimni plinovi iz plinske turbine. Utilizator predstavlja generator pare na otpadnu toplinu i sastoji se iz tri dijela a to su: ekonomajzer, isparivač i pregrijač pare. U ekonomajzeru se napojna voda grije do temperature blizu točke isparavanja, poslije toga odlazi u isparivač gdje pri konstantnoj temperaturi i tlaku isparava, poslije toga se voda i zasićena para odvajaju u bubnju, a zatim para odlazi u pregrijač pare gdje se vrši pregrijavanje do željene temperature. Ta pregrijana para iz generatora pare odlazi u parnu turbinu gdje ekspandira i generatoru električne struje daje koristan rad. Po izlasku iz parne turbine para, sad već niskih parametara, odlazi u kondenzator gdje kondenzira. Kondenzacijom pare dobila se voda koja se napojnom pumpom vraća natrag u utilizator i tako je zatvoren Rankinov kružni proces.

### 3.1.24. Gubici i učinkovitost utilizacijskog sustava

U obzir se uzimaju dvije vrste gubitka, a to su gubici uslijed zračenja u okolinu i gubici osjetne topline izlaznih dimnih plinova.

Gubitke uslijed zračenja u okolinu usvajamo i njihova vrijednost iznosi:

$$g_{zrač} = 0,01$$

Gubitke osjetne topline dimnih plinova je potrebno izračunati prema izrazu:

$$g_{osj.t} = \frac{C_{dp}|_{t_0}^{t_{izl}} \cdot (t_{izl} - t_0)}{C_{dp}|_{t_0}^{t_{ul}} \cdot (t_{ul} - t_0)} \quad (3.45)$$

$t_{ul}$  – temperatura dimnih plinova na ulazu u utilizator [°C]

$$t_{ul} = 596^{\circ}\text{C}$$

$t_{izl}$  – temperatura dimnih na izlazu iz utilizatora [°C]

$$t_{izl} = 190^{\circ}\text{C} \rightarrow \text{usvojena vrijednost}$$

$t_0$  – temperatura okoline [°C]

$$t_0 = 15^{\circ}\text{C}$$

Da bi izračunali gubitke osjetne topline dimnih plinova potrebno je prvo odrediti srednji molarni toplinski kapacitet dimnih plinova za temperature: 15°C, 190°C i 596°C.

Srednji molarni toplinski kapacitet za dušik na temperaturama: 15°C, 190°C i 596°C.

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} = C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{0^{\circ}\text{C}} + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}} - C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{0^{\circ}\text{C}}) \quad (3.46)$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} = 29,115 + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (29,144 - 29,115)$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} = 29,119 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}} + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{200^{\circ}\text{C}} - C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}}) \quad (3.47)$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = 29,144 + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (29,931 - 29,144)$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = 29,852 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} = C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{500^{\circ}\text{C}} + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{600^{\circ}\text{C}} - C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{500^{\circ}\text{C}}) \quad (3.48)$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} = 29,864 + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (30,149 - 29,864)$$

$$C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} = 30,138 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

Srednji molarni toplinski kapacitet za kisik na temperaturama: 15°C, 190°C i 596°C.

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} = C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{0^{\circ}\text{C}} + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}} - C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{0^{\circ}\text{C}}) \quad (3.49)$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} = 29,274 + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (29,538 - 29,274)$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} = 29,314 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}} + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{200^{\circ}\text{C}} - C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}})$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = 29,538 + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (29,931 - 29,538) \quad (3.50)$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = 29,892 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} = C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{500^{\circ}\text{C}} + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{600^{\circ}\text{C}} - C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}\text{C}}^{500^{\circ}\text{C}}) \quad (3.51)$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 31,334 + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (31,761 - 31,334)$$

$$C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 31,744 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

Srednji molarni toplinski kapacitet za  $H_2O$  na temperaturama:  $15^{\circ}C$ ,  $190^{\circ}C$  i  $596^{\circ}C$ .

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C} + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C} - C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{0^{\circ}C}) \quad (3.52)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = 33,499 + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (33,741 - 33,499)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = 33,535 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C} + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{200^{\circ}C} - C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C}) \quad (3.53)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = 33,741 + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (34,118 - 33,741)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = 34,08 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{500^{\circ}C} + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{600^{\circ}C} - C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{500^{\circ}C}) \quad (3.54)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 35,630 + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (36,195 - 35,630)$$

$$C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 36,172 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

Srednji molarni toplinski kapacitet za ugljikov dioksid na temperaturama:  $15^{\circ}C$ ,  $190^{\circ}C$  i  $596^{\circ}C$ .

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C} + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C} - C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{0^{\circ}C}) \quad (3.55)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = 35,860 + \frac{15 - 0}{100 - 0} \cdot (38,112 - 35,860)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = 36,198 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C} + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{200^{\circ}C} - C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{100^{\circ}C}) \quad (3.56)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = 38,112 + \frac{190 - 100}{200 - 100} \cdot (40,059 - 38,112)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = 39,864 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{500^{\circ}C} + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{600^{\circ}C} - C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{500^{\circ}C}) \quad (3.57)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 44,573 + \frac{596 - 500}{600 - 500} \cdot (45,573 - 44,573)$$

$$C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 45,706 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

Zbroj umnožaka srednjih toplinskih kapaciteta plinova pri temperaturama 15°C, 190°C i 596°C i njihovih udjela.

$$\begin{aligned} \sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} &= r_{N_2} \cdot C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} + r_{O_2} \cdot C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} + r_{H_2O} \cdot C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} + r_{CO_2} \\ &\quad \cdot C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} \end{aligned} \quad (3.58)$$

$$\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = 0,756 \cdot 29,119 + 0,112 \cdot 29,314 + 0,087 \cdot 33,535 + 0,046 \cdot 36,198$$

$$\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{15^{\circ}C} = 30,014 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

$$\begin{aligned} \sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} &= r_{N_2} \cdot C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} + r_{O_2} \cdot C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} + r_{H_2O} \cdot C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} + r_{CO_2} \\ &\quad \cdot C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} \end{aligned} \quad (3.59)$$

$$\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = 0,756 \cdot 29,852 + 0,112 \cdot 29,892 + 0,087 \cdot 34,08 + 0,046 \cdot 39,864$$

$$\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{190^{\circ}C} = 30,672 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

$$\begin{aligned} \sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} &= r_{N_2} \cdot C_{dp,N_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} + r_{O_2} \cdot C_{dp,O_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} + r_{H_2O} \cdot C_{dp,H_2O}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} + r_{CO_2} \\ &\quad \cdot C_{dp,CO_2}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} \end{aligned} \quad (3.60)$$

$$\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 0,756 \cdot 30,138 + 0,112 \cdot 31,744 + 0,087 \cdot 36,172 + 0,046 \cdot 45,76$$

$$\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}C}^{596^{\circ}C} = 31,373 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot K)$$

$$C_{dp}|_{t_0}^{t_{izl}} = C_{dp}|_{15^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = \frac{\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} \cdot t_{izl} - \sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} \cdot t_o}{t_{izl} - t_o} \quad (3.61)$$

$$C_{dp}|_{15^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = \frac{30,672 \cdot 190 - 30,014 \cdot 15}{190 - 15}$$

$$C_{dp}|_{15^{\circ}\text{C}}^{190^{\circ}\text{C}} = 30,728 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

$$C_{dp}|_{t_0}^{t_{ul}} = C_{dp}|_{15^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} = \frac{\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} \cdot t_{ul} - \sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^{\circ}\text{C}}^{15^{\circ}\text{C}} \cdot t_o}{t_{ul} - t_o} \quad (3.62)$$

$$C_{dp}|_{15^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} = \frac{31,373 \cdot 596 - 30,014 \cdot 15}{596 - 15}$$

$$C_{dp}|_{15^{\circ}\text{C}}^{596^{\circ}\text{C}} = 31,408 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

Sad kad imamo sve potrebno možemo izračunati gubitke osjetne topline izlaznih dimnih plinova:

$$g_{osj,t} = \frac{30,728 \cdot (180 - 15)}{31,408 \cdot (596 - 15)}$$

$$g_{osj,t} = 0,295$$

### 3.1.25. Iskoristivost utilizacijskog sustava

$$\eta_{util} = (1 - g_{osj,t} - g_{zrač}) \cdot 100 \text{ [%]} \quad (3.63)$$

$$\eta_{util} = (1 - 0,295 - 0,01) \cdot 100$$

$$\eta_{util} = 69,5\%$$

### 3.1.26. Ukupna molarna masa dimnih plinova

Jednaka je zbroju umnožaka udjela pojedinih dimnih plinova i njihovih molarnih masa koje se nalaze u tablici 3.5.

Tablica 3.5. Molarne mase plinova

M [kg/kmol]			
$N_2$	$O_2$	$H_2O$	$CO_2$
28,02	32,00	18,016	44,01



$$M_{dp} = r_{N_2} \cdot M_{N_2} + r_{O_2} \cdot M_{O_2} + r_{H_2O} \cdot M_{H_2O} + r_{CO_2} \cdot M_{CO_2} \quad (3.64)$$

$$M_{dp} = 0,756 \cdot 28,02 + 0,112 \cdot 32,0 + 0,087 \cdot 18,016 + 0,045 \cdot 44,01$$

$$M_{dp} = 28,317$$

### 3.1.27. Toplinska snaga utilizatora

Kako bi mogli izračunati toplinsku snagu utilizatora potrebno je prvo odrediti specifični toplinski kapacitet dimnih plinova ( $c_{dp}$ ) od  $t_{izl} = 190^\circ\text{C}$  do  $t_{ul} = 596^\circ\text{C}$ , a njega ćemo moći odrediti tek kad odredimo srednji molarni toplinski kapacitet ( $C_{dp}$ ) za te temperature.

$$C_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} = \frac{\sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} \cdot t_{ul} - \sum r_i \cdot C_{dp,i}|_{0^\circ\text{C}}^{190^\circ\text{C}} \cdot t_{izl}}{t_{ul} - t_{izl}} \quad (3.65)$$

$$C_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} = \frac{31,373 \cdot 596 - 30,672 \cdot 190}{596 - 190}$$

$$C_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} = 31,701 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

$$c_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} = \frac{C_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}}}{M_{dp}} \quad (3.66)$$

$$c_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} = \frac{31,701}{28,317}$$

$$c_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} = 1,1195 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$Q_{util} = m_{zr} \cdot c_{dp}|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}} \cdot (t_{ul} - t_{izl}) \quad (3.67)$$

$$Q_{util} = 271 \cdot 1,1195 \cdot (596 - 190)$$

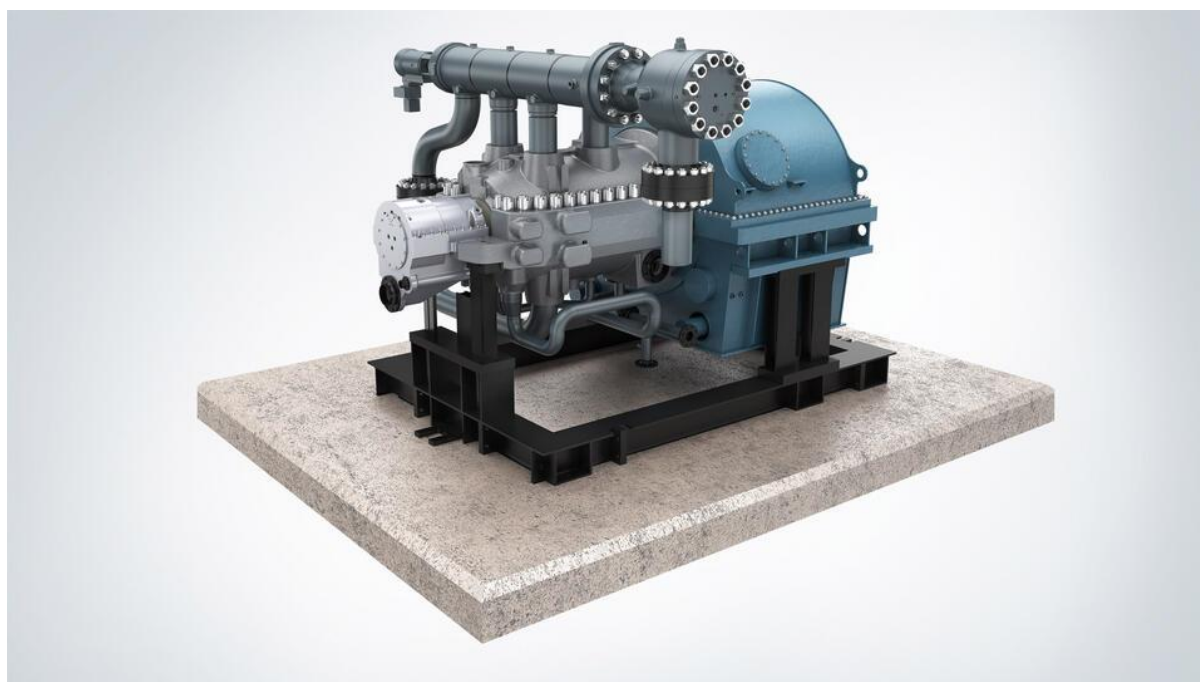
$$Q_{util} = 123177,7 \text{ kW}$$

### 3.2. Termodinamički proračun u parnom dijelu postrojenja

S obzirom da se u plinskom dijelu postrojenja proizvodi snaga od  $125 MW_e$ , a kako je potrebno razviti ukupnu snagu kombinirane elektrane od  $160 MW_e$ , za parni dio postrojenja potrebno je odabrati parnu turbinu koja će proizvoditi snagu od  $35 MW_e$ . Za potrebe proračuna odabrana je Siemens SST 300 parna turbina čija je maksimalna snaga, koju može razviti, jednaka  $60 MW_e$ . Podaci o parnoj turbini potrebni za proračun parnog dijela postrojenja izvučeni su iz prospekta parne turbine i dati su u tablici.

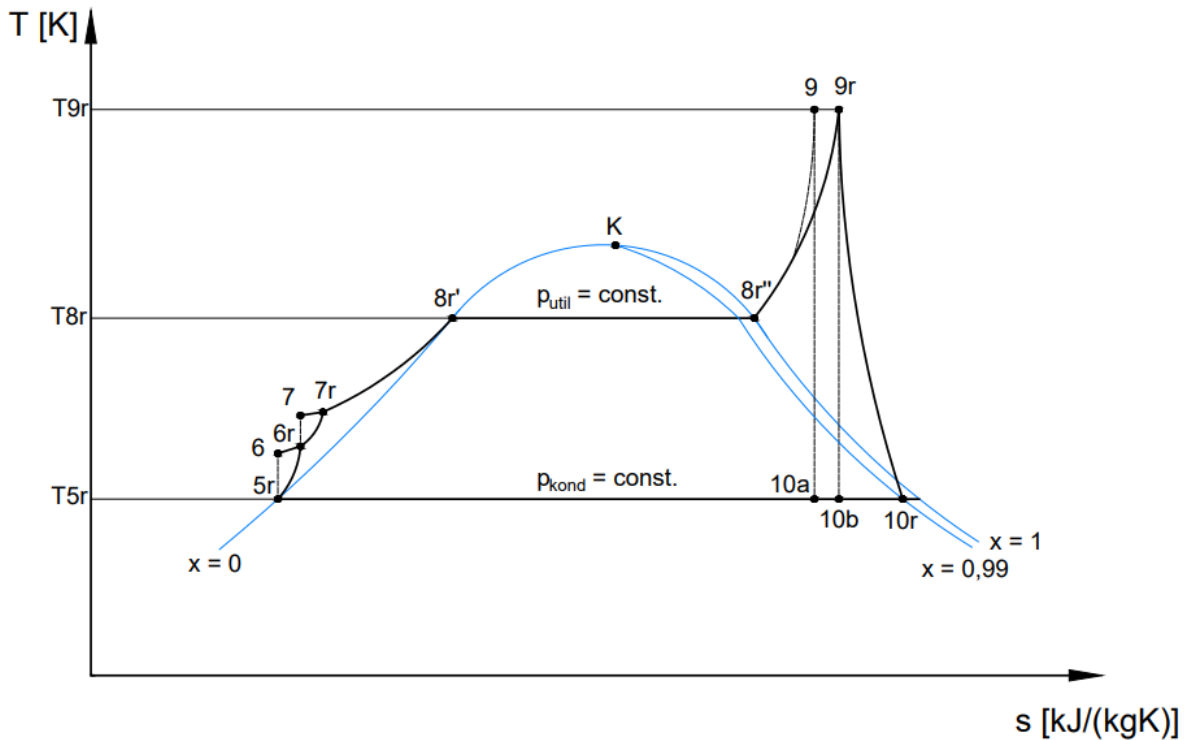
Tablica 3.6. Podaci za proračun parne turbine SST-300 [7]

Snaga $P_{PT}$ [MW]	$\leq 60$
Tlak pare $p_{util}$ [bar]	$\leq 140$
Temperatura pregrijane pate $t_{preg}$ [C°]	$\leq 540$
Tlak kondenzata $p_{kond}$ [bar]	0,15



Slika 3.4. SST-300 parna turbina [7]

T-s dijagram je grafički prikaz promjene temperature ( $T$ ) i specifične entropije ( $s$ ) radnog fluida u termodinamičkom procesu. Ovaj dijagram se često koristi u termodinamici za analizu i razumijevanje procesa u parnim turbinama. Dijagram uključuje linije zasićenja koje razdvajaju područja tekuće faze, mješavine tekućine i pare, te zasićene pare. Lijeva krivulja predstavlja granicu zasićene tekućine, a desna granicu zasićene pare. Područje unutar ciklusa na T-s dijagramu predstavlja koristan rad obavljen tijekom ciklusa.



Slika 3.5. T-s dijagram parnog dijela procesa

Za proračun je usvojen tlak u utilizatoru:

$$p_{util} = 20 \text{ bar}$$

Za proračun je usvojena temperatura pregrijane pare:

$$t_{preg} = 535^{\circ}\text{C}$$

Zanemariti će se padovi tlaka u isparivaču i zagrijaču jer su relativno mali, te će se pretpostaviti pad tlaka u pregrijaču, s obzirom kako je riječ o realnom procesu, pa tako pad tlaka u pregrijaču iznosi:

$$\Delta p = 2 \text{ bar}$$

Te onda stvarni tlak u pregrijaču iznosi:

$$p_{preg} = p_{util} - \Delta p \quad (3.68)$$

$$p_{preg} = 20 - 2$$

$$p_{preg} = 18 \text{ bar}$$

Za ostatak proračuna potrebno je odrediti entalpije ( $h$ ) za karakteristične točke T-s dijagrama prikazanog na slici 3.5. Za to će se koristiti program SteamTab [8]

### 3.2.1. Ulaz pregrijane pare u parnu turbinu – točka 9r

Za tlak  $p_{preg} = 18 \text{ bar}$  i temperaturu  $t_{preg} = 535^\circ\text{C}$

$$h_{9r} = 3547,59 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{9r} = 7,58207 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

### 3.2.2. Izlaz pare iz parne turbine i ulaz u kondenzator- idealno stanje, točka 10b

Za tlak u kondenzatoru  $p_{kond} = 0,15 \text{ bar}$

$$h'_{10b} = 225,944 \text{ kJ/kg}$$

$$h''_{10b} = 2590,28 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_{10b} = 0,754865 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$s''_{10b} = 8,00708 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

Potrebno je izračunati udio suhozasićene pare  $x$  u točki 10b kako bi mogli izračunati njezinu entalpiju, a to ćemo uraditi na sljedeći način:

$$s_{10b} = s'_{10b} + x_b \cdot (s''_{10b} - s'_{10b}) \quad (3.69)$$

Vrijedi da je:

$$s_{10b} = s_{9r}$$

Kad to znamo, udio suhozasićene pare možemo vrlo lako izračunati:

$$x_{10b} = \frac{s_{9r} - s'_{10b}}{s''_{10b} - s'_{10b}} \quad (3.70)$$

$$x_b = \frac{7,58207 - 0,754865}{8,00708 - 0,754865}$$

$$x_{10b} = 0,94$$

Kad je poznat udio suhozasićene pare  $x_{10b}$ , entalpiju  $h_{10b}$  računamo prema sličnom izrazu:

$$h_{10b} = h'_{10b} + x_b \cdot (h''_{10b} - h'_{10b}) \quad (3.71)$$

$$h_{10b} = 225,944 + 0,94 \cdot (2590,28 - 225,944)$$

$$h_{10b} = 2451,72 \text{ kJ/kg}$$

### 3.2.3. Izlaz pare iz parne turbine i ulaz u kondenzator- realno stanje, točka 10r

Da bi izračunali entalpiju u točki 10r potrebno je prvo korisnost parne turbine:

$$\eta_{PT} = 0,9$$

$$h_{10r} = h_{9r} - \eta_{PT} \cdot (h_{9r} - h_{10b}) \quad (3.72)$$

$$h_{10r} = 3547,59 - 0,9 \cdot (3547,59 - 2451,72)$$

$$h_{10r} = 2561,307 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{10r} = \frac{h_{10r} - h'_{10b}}{h''_{10b} - h'_{10b}} \quad (3.73)$$

$$x_{10r} = \frac{2561,307 - 225,944}{2590,28 - 225,944}$$

$$x_{10r} = 0,9877$$

Udio suhozasićene pare u točki 10r bi trebao biti veći od 0,85 jer je to para na izlaznim stupnjevima turbine, što ovaj proračun i zadovoljava. To je važno jer da je vrijednost manja od 0,85 to bi značilo da ima previše vlage, a ona negativno utječe na turbinu, stvara koroziju.

### 3.2.4. Ulaz u kondenzacijsku pumpu – točka 5r

Za tlak  $p_{kond} = 0,15 \text{ bar}$

$$h_{5r} = 225,944 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{5r} = 0,00101404 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$t_{5r} = 53,9693 \text{ }^\circ\text{C}$$

gdje je:

$v_{5r}$  – specifični volumen

### 3.2.5. Rad kondenzacijske pumpe

Usvajaju se tlak u rasplinjaču i stupanj iskoristivosti pumpe.

$p_{rasp}$  – tlak u rasplinjaču [*bar*]

$$p_{rasp} = 7 \text{ bar}$$

$\eta_{pumpe}$  – stupanj iskoristivosti pumpe

$$\eta_{pumpe} = 0,9$$

$$w_{kp} = \frac{v_{5r} \cdot (p_{rasp} - p_{kond})}{\eta_{pumpe}} \quad (3.74)$$

$$w_{kp} = \frac{0,00101404 \cdot (7 - 0,15)}{0,9}$$

$$w_{kp} = 0,772 \text{ kJ/kg}$$

### 3.2.6. Rad napojne pumpe

$$h_{6r} = w_{kp} + h_{5r} \quad (3.75)$$

$$h_{6r} = 0,772 + 225,944$$

$$h_{6r} = 226,716 \text{ kJ/kg}$$

Za vrijednosti  $p_{rasp} = 7 \text{ bar}$  i  $h_{6r} = 226,716 \text{ kJ/kg}$  dobivamo sljedeću vrijednost:

$$s_{6r} = s_7 = 0,7551 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

Te za vrijednosti  $p_{util} = 20 \text{ bar}$  i  $s_7 = 0,7551 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$  dobivamo:

$$h_7 = 228,033 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{np} = \frac{h_7 - h_{6r}}{\eta_{pumpe}} \quad (3.76)$$

$$w_{np} = \frac{228,033 - 226,716}{0,9}$$

$$w_{np} = 1,464 \text{ kJ/kg}$$

3.2.7. Ulaz u zagrijač napojne vode – točka 7r

$$h_{7r} = w_{np} + h_{6r} \quad (3.77)$$

$$h_{7r} = 1,464 + 226,716$$

$$h_{7r} = 228,18 \text{ kJ/kg}$$

3.2.8. Početak i kraj isparivanja u isparivaču – točke 8r' i 8r''

Za  $p_{util} = 20 \text{ bar}$  :

$$h'_{8r} = 909,498 \text{ kJ/kg}$$

$$h''_{8r} = 2798,29 \text{ kJ/kg}$$

3.2.9. Ulaz u parnu turbinu – idealno stanje, točka 9

Za  $p_{util} = 20 \text{ bar}$  i  $t_{preg} = 535 \text{ °C}$

$$h_9 = 3545,65 \text{ kJ/kg}$$

$$s_9 = 7,53164 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

3.2.10. Ulaz u kondenzator – idealno stanje, točka 10a

Za  $p_{kond} = 0,15 \text{ bar}$ :

$$h_{10a} = 225,944 \text{ kJ/kg}$$

$$h''_{10a} = 2590,28 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_{10a} = 0,754865 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

$$s''_{10a} = 8,00708 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Udio suhozasićene pare u točki 10a, ako znamo da vrijedi  $s_9 = s_{10a}$

$$x_{10a} = \frac{s_9 - s_{10a}}{s''_{10a} - s'_{10a}} \quad (3.78)$$

$$x_{10a} = \frac{7,53164 - 0,754865}{8,00708 - 0,754865}$$

$$x_{10a} = 0,93$$

$$h_{10a} = h'_{10a} + x_{10a} \cdot (h''_{10a} - h'_{10a}) \quad (3.79)$$

$$h_{10a} = 225,944 + 0,93 \cdot (2590,28 - 225,944)$$

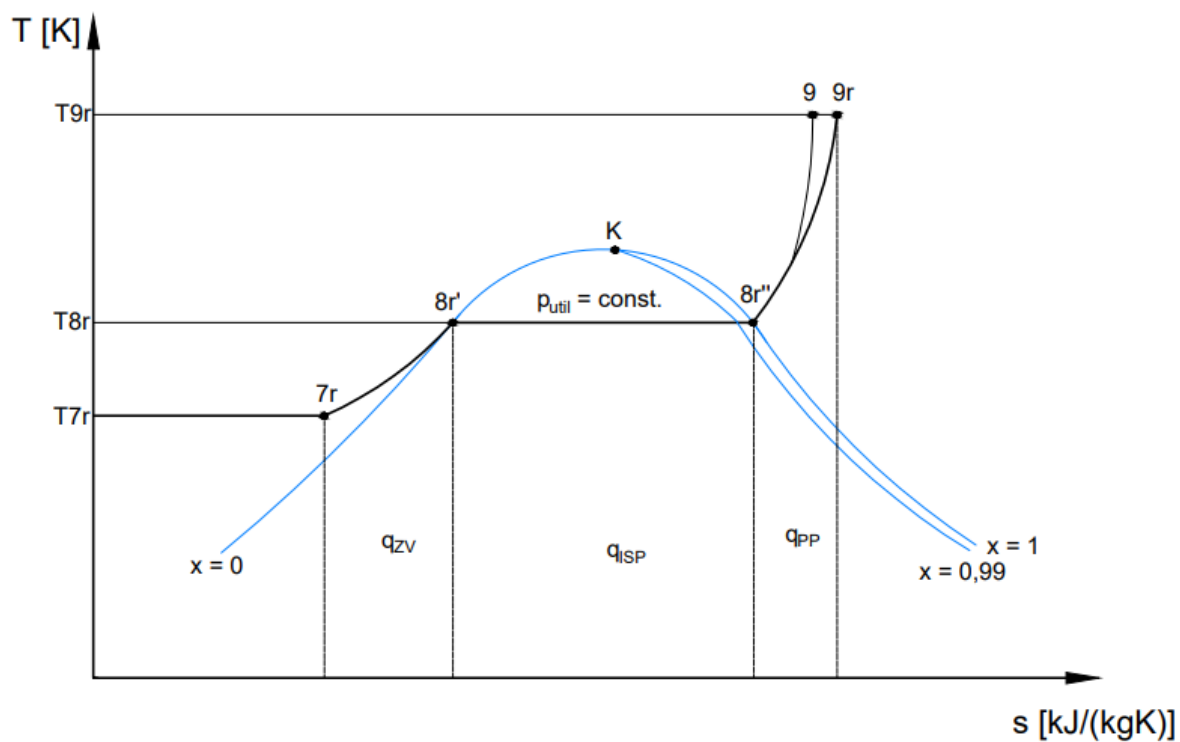
$$h_{10a} = 2435,279 \text{ kJ/kg}$$

Tablica 3.7. Određene entalpije

Entalpije [kJ/kg]	
$h_{5r}$	225,944
$h_{6r}$	226,716
$h_7$	228,033
$h_{7r}$	228,18
$h'_{8r}$	909,498
$h''_{8r}$	2798,29
$h_9$	3545,65
$h_{9r}$	3547,59
$h'_{10a}$	225,944
$h''_{10a}$	2590,28
$h_{10a}$	2435,249
$h'_{10b}$	225,944
$h''_{10b}$	2590,28
$h_{10b}$	2451,72
$h_{10r}$	2561,29



### 3.2.11. Specifična toplina predana radnom mediju vodi/pari u utilizatoru



Slika 3.6. Specifične topline prikazane u T-s dijagramu

Specifična toplina predana zagrijaču vode:

$$q_{ZV} = h'_{8r} - h_{7r} \quad (3.80)$$

$$q_{ZV} = 909,498 - 228,18$$

$$q_{ZV} = 681,318 \text{ kJ/kg}$$

Specifična toplina predana isparivaču:

$$q_{ISP} = h''_{8r} - h'_{8r} \quad (3.81)$$

$$q_{ISP} = 2798,29 - 909,498$$

$$q_{ISP} = 1888,792 \text{ kJ/kg}$$

Specifična toplina predana pregrijaču pare:

$$q_{PP} = h_{9r} - h''_{8r} \quad (3.82)$$

$$q_{PP} = 3547,59 - 2798,29$$

$$q_{PP} = 749,3 \text{ kJ/kg}$$

Ukupna specifična toplina koja je predana radnom mediju u utilizatoru:

$$q_{PT,UK} = q_{ZV} + q_{ISP} + q_{PP} \quad (3.83)$$

$$q_{PT,UK} = 681,318 + 1888,792 + 749,3$$

$$q_{PT,UK} = 3319,41 \text{ kJ/kg}$$

### 3.2.12. Maseni protok

Prije izračuna masenog protoka potrebno je usvojiti sljedeće vrijednosti:

- Toplinsku iskoristivost parovoda:

$$\eta_{par} = 0,99$$

- Mehaničku učinkovitost postrojenja:

$$\eta_{meh} = 0,99$$

- Iskoristivost elektrogeneratora:

$$\eta_{eg} = 0,99$$

- Korisnost parne turbine koja je već prethodno određena i iznosi:

$$\eta_{PT} = 0,9$$

$$m_b = \frac{P_{PT}}{(h_{9r} - h_{10b}) \cdot \eta_{par} \cdot \eta_{meh} \cdot \eta_{eg} \cdot \eta_{PT}} \quad (3.84)$$

$$m_b = \frac{35 \cdot 10^3}{(3547,59 - 2451,72) \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,9}$$

$$m_b = 36,57 \text{ kg/s}$$

### 3.2.13. Toplina predana radnom mediju vodi/pari u utilizatoru

Toplina predana zagrijaču vode:

$$Q_{ZV} = m_b \cdot q_{ZV} \quad (3.85)$$

$$Q_{ZV} = 36,57 \cdot 681,318$$

$$Q_{ZV} = 24881,34 \text{ kW}$$

Toplina predana isparivaču:

$$Q_{ISP} = m_b \cdot q_{ISP} \quad (3.86)$$

$$Q_{ISP} = 36,57 \cdot 1888,792$$

$$Q_{ISP} = 69115,419 \text{ kW}$$

Toplina predana pregrijaču pare:

$$Q_{PP} = m_b \cdot q_{PP} \quad (3.87)$$

$$Q_{PP} = 36,57 \cdot 749,3$$

$$Q_{PP} = 27404,17 \text{ kW}$$

Ukupna toplina koja je predana radnom mediju u utilizatoru:

$$Q_{PT,UK} = Q_{ZV} + Q_{ISP} + Q_{PP} \quad (3.88)$$

$$Q_{PT,UK} = 24881,34 + 69115,419 + 27404,17$$

$$Q_{PT,UK} = 121400,929 \text{ kW}$$

Kako bi topline predane zagrijaču vode, isparivaču i pregrijaču pare PRERAČUNALI U  $\text{kJ}/\text{m}_n^3$  potrebno ih je podjeliti s potrošnjom goriva u plinskoj turbini  $B$ .

Tablica 3.8. Specifične topline predane radnom mediju u utilizatoru [ $\text{kJ}/\text{mn}^3$ ]

$Q_i/B$ [ $\text{kJ}/\text{m}_n^3$ ]	
$q_{ZV}$	2601,25
$q_{ISP}$	7225,77
$q_{PP}$	2865,01

### 3.2.14. Provjera za dodatno loženje u utilizatoru:

S obzirom da vrijedi da je:

$$Q_{util} \geq Q_{PT,UK} \quad (3.89)$$

$$123177,7 \text{ kW} \geq 121400,929 \text{ kW}$$

neće biti potrebno dodatno loženje u utilizatoru, a kako bi u to bili još sigurniji, odradit ćemo dodatnu provjeru za dodatno loženje u utilizatoru.

Za vrijednost  $p_{util} = 20 \text{ bar}$  iz programa SteamTab će se izvući temperatura  $t'_{8r}$  koja iznosi:

$$t'_{8r} = 212,377 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T'_{8r} = t'_{8r} + 273 \text{ [K]} \quad (3.90)$$

$$T'_{8r} = 212,377 + 277$$

$$T'_{8r} = 485 \text{ K}$$

Temperatura dimnih plinova u dijelu zagrijača vode:

$$T_{ZV} = T_{IZL} + \frac{m_b \cdot (h'_{8r} - h_{73})}{m_{zr} \cdot c_{dp} \Big|_{190^\circ\text{C}}^{596^\circ\text{C}}} \quad (3.91)$$

$$T_{ZV} = 869 + \frac{36,57 \cdot (909,498 - 228,18)}{271 \cdot 1,1195}$$

$$T_{ZV} = 545 \text{ K}$$

Razlika temperature dimnih plinova u dijelu zagrijača vode i temperature u točki 8r':

$$\Delta T = T_{ZV} - T'_{8r} \quad (3.92)$$

$$\Delta T = 545 - 485$$

$$\Delta T = 60 \text{ K}$$

Može se potvrditi da nije potrebno dodatno loženje u utilizatoru pare s obzirom da je temperaturni gradijent u najkritičnijem dijelu pozitivan.

### 3.2.15. Efektivna iskoristivost parnog ciklusa

Prije nego što se izračuna efektivna iskoristivost parnog ciklusa, potrebno je izračunati iskoristivost idealnog Rankineovog ciklusa i unutarnju iskoristivost cijelog parnog postrojenja.

Iskoristivost idealnog Rankienovog ciklusa:

$$\eta_t = \frac{q_{dov} - q_{odv}}{q_{dov}} \quad (3.93)$$

Gdje su:

- $q_{dov}$  – dovedena specifična toplina parnom dijelu procesa [ $kJ/kg$ ]
- $q_{odv}$  – odvedena specifična toplina u parnom dijelu procesa [ $kJ/kg$ ]

$$q_{dov} = h_9 - h_7 \quad (3.94)$$

$$q_{dov} = 3545,65 - 228,033$$

$$q_{dov} = 3317,617 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{odv} = h_{10a} - h_{5r} \quad (3.95)$$

$$q_{odv} = 2435,249 - 225,944$$

$$q_{odv} = 2209,305 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = \frac{3317,617 - 2209,305}{3317,617}$$

$$\eta_t = 0,334$$

Unutarnja iskoristivost cijelog parnog postrojenja:

$$\eta_{i(t,p)} = \frac{(h_{9r} - h_{10r}) - ((h_{6r} - h_{5r}) + (h_{7r} - h_{6r}))}{(h_{9r} - h_{10b}) - ((h_{6r} - h_{5r}) + (h_7 - h_{6r}))} \quad (3.96)$$

$$\eta_{i(t,p)} = \frac{(3547,59 - 2561,29) - ((226,716 - 225,944) + (228,18 - 226,716))}{(3547,59 - 2451,72) - ((226,716 - 225,944) + (228,033 - 226,716))}$$

$$\eta_{i(t,p)} = 0,9$$

Slijedi da je efektivna iskoristivost:

$$\eta_{ef,PT} = \eta_{UTIL} \cdot \eta_{par} \cdot \eta_{meh} \cdot \eta_{eg} \cdot \eta_t \cdot \eta_{i(t,p)} \quad (3.97)$$

$$\eta_{ef,PT} = 0,695 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,334 \cdot 0,9$$

$$\eta_{ef,PT} = 0,203$$

### 3.2.16. Iskoristivost kombiniranog ciklusa

Može se računati tek onda kad su poznate iskoristivosti plinskog i parnog dijela postrojenja.

$$\eta_{komb} = \frac{\eta_{ef,PLT} \cdot Q_{dov,PLT} + Q_{dov,PLT} \cdot (1 - \eta_{ef,PLT}) \cdot \eta_{ef,PT}}{Q_{dov,PLT}} \quad (3.98)$$

$$\eta_{komb} = \frac{0,3597 \cdot 347537,5 + 347537,5 \cdot (1 - 0,3597) \cdot 0,203}{347537,5}$$

$$\eta_{komb} = 0,49$$

### 3.2.17. Ukupna dobivena električna energija kombinirane elektrane.

$$P_{el,komb} = P_{PLT} + P_{PT} \quad (3.99)$$

$$P_{el,komb} = 125 + 35$$

$$P_{el,komb} = 160 \text{ MWe}$$

## 4. ZAKLJUČAK

Za projektiranje kombiniranog plinsko-parnog postrojenja potrebno je odabrati odgovarajuće toplinske strojeve koji će postići željene radne uvjete i faktor učinkovitosti. Ponekad, zahvaljujući iskustvu projektanta, proces projektiranja može biti jednostavan. Poklapaju se sve izlazne vrijednosti, radni uvjeti su zadovoljeni, te nema potrebe za prilagodbu ulaznih parametara. Međutim, proces projektiranja u većini slučajeva, čak i s potrebnim iskustvom u projektiranju, zahtijeva prilagodbe određenih vrijednosti, izmjenu radnih uvjeta, a ponekad je kako bi postigli željeni rezultati potrebna i kompletna izmjena toplinskih strojeva. S toga ću u sljedećem tekstu navesti probleme s kojima sam se susretao.

Za prvi proračun odabran je Siemens-ova SGT-A65 plinska turbina koja je proizvodila snagu od 65,9 *MWe*. Prvi manji problem pojavio se kad je bilo potrebno izračunati toplinski stupanj iskoristivosti procesa koji je jednak kvocijentu dobivenog specifičnog rada ( $w_{ef}$ ) dovedene jedinične topline ( $q_{dov}$ ). Problem je bio u tome što vrijednost toplinskog stupanja iskoristivosti procesa nije bila približna onoj iz prospekta turbine, ali podešavanjem gubitaka u komori izgaranja, generatoru električne energije i mehaničkih gubitaka riješio se i prvi problem. Drugi, koji zadao najviše poteškoća u proračunu, problem je bio što je toplinska snaga utilizatora ( $Q_{UTIL}$ ) bila dosta manja od toplinske snage u parnom dijelu procesa ( $Q_{PT,UK}$ ), što se ne smije događati. Razlog toga je bio što je odabrana plinska turbina koja proizvodi 65,9 *MWe* snage, te je to značilo da parna turbina treba proizvesti 94,1 *MWe*. Maseni protok ( $m_b$ ), koji je potreban za izračun toplinske snage u parnom dijelu procesa, ovisi o snazi plinske turbine i što je ona veća, veći je i maseni protok, a samim tim veća je i toplinska snaga u parnom dijelu procesa. Kako bi uklonio taj problem odlučio projektirati postrojenje koje će imati tri plinske i jednu parnu turbinu. Za plinsku turbinu odabrana je Siemens-ova SGT-800 verzija koja proizvodi snagu od 45,3 *MWe*. S obzirom da su bile tri plinske turbine, ukupna snaga u plinskom dijelu procesa se množila s tri i iznosila je 135,9 *MWe*. To je značilo da će mi se u parnom dijelu procesa proizvoditi snaga od 24,1 *MWe*. S tako malom snagom dolazio je i manji maseni protok, te mi je toplinska snaga u utilizatoru bila veća o toplinske u parnom dijelu procesa. Računski, proračun je zadovoljavao, ali mi je parno postrojenje činilo samo 15% od ukupne snage. To je bilo potrebno korigirati, te sam odlučio projektirati postrojenje s dvije plinske i jednom parnom turbinom. Odabrana je, na kraju i usvojena, Siemens-ova SGT-800 plinska turbina, ali verzija koja proizvodi 62,5 *MWe*. Kako su proračunu dvije turbine, snaga se množila s dva i u plinskom dijelu procesa je iznosila 125 *MWe*, što je da će se u parnom

dijelu procesa proizvoditi snaga od 35 *MWe*. Sa snagom od 35 *MWe* dobio da mi parno postrojenje čini skoro 22% od ukupne snage, što je prihvatljivo.

Kroz rad sam se susreo s problemima koji su mi pomogli da shvatim koliko je u stvari zahtjevno projektirati kombinirano plinsko-parno postrojenje. Sigurno da su u stvarnosti ovakvi problemi češći i još zahtjevniji, ali svakodnevnom praksom stječu se nova znanja i vještine koji pomažu u razumijevanju svakog idućeg posla. Tako i ja, pisanje ovog završnog rada smatram jednim novim iskustvom koje će mi sigurno pomoći u nekim daljnjim izazovima.



## 5. LITERATURA

- [1] chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://eko.zagreb.hr/UserDocsImages/arhiva/dokumenti/eko%20dje%C4%8Dji%20kutak/OBRAZOVNA\_BROSURA%20WEB.pdf
- [2] [https://en.wikipedia.org/wiki/Combined\\_cycle\\_power\\_plant](https://en.wikipedia.org/wiki/Combined_cycle_power_plant)
- [3] Prelec Z.; „Energetski sustavi“, s predavanja, Tehnički fakultet u Rijeci, Rijeka, 2023.
- [4] [https://hr.wikipedia.org/wiki/Plinska\\_elektrana#/media/Datoteka:Ts\\_Real\\_Brayton\\_Cycle\\_2.png](https://hr.wikipedia.org/wiki/Plinska_elektrana#/media/Datoteka:Ts_Real_Brayton_Cycle_2.png)
- [5] <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt-800.html#Simple-cycle-power-generation-tab-6>
- [6] <https://www.plinacro.hr/default.aspx?id=106>
- [7] <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/industrial-steam-turbines.html>
- [8] [www.chemicallogic.com](http://www.chemicallogic.com)

## 6. POPIS OZNAKA I KRATICA

Latinična oznaka	Mjerna jedinica	Naziv
$B$	$m_{nG}^3/s$	Potrošnja goriva
$C_{p,zr}$	$kJ/(kmol \cdot K)$	Srednji molarni toplinski kapacitet zraka
$c_{p,zr}$	$kJ/kg$	Specifični toplinski kapacitet zraka
$C_{dp}$	$kJ/(kmol \cdot K)$	Srednji molarni toplinski kapacitet dimnih plinova
$g_{zrač}$	1	Gubitak zračenja ogrjevnih površina
$g_{osj,t}$	1	Gubitak osjetne topline dimnih plinova
$H_d$	$kg/m_{nG}^3$	Donja ogrjevna vrijednost
$h$	$kJ/kg$	Specifična entalpija
$Lzr_{stv}$	$m_n^3/m_{nG}^3$	Stvarna količina zraka za izgaranje
$Ldp_{suh_{stv}}$	$m_n^3/m_{nG}^3$	Stvarna količina suhih dimnih plinova
$Ldp_{vl}$	$m_n^3/m_{nG}^3$	Količina vlažnih dimnih plinova
$Ldp_{uk}$	$m_n^3/m_{nG}^3$	Ukupna količina dimnih plinova
$Lzr_{min}$	$m_n^3/m_{nG}^3$	Minimalna količina zraka za izgaranje
$M$	$kg/kmol$	Molarna masa
$m_{zr}$	$kg/s$	Maseni protok zraka
$m_{dp}$	$kg/s$	Maseni protok dimnih plinova

$m_b$	$kg/s$	Maseni protok kroz parnu turbinu
$p_1, p_2, p_3, p_4$	$bar$	Tlakovi pojedinih stanja u plinskoj turbini
$p_{util}$	$bar$	Tlak utilizatora
$p_{kond}$	$bar$	Tlak kondenzatora
$p_{preg}$	$bar$	Tlak pregrijača
$p_{rasp}$	$bar$	Tlak rasplinjača
$\Delta p$	$bar$	Gubitak tlaka
$P_{PLT}$	$MWe$	Izlazna električna snaga plinske turbine
$P_{PT}$	$MWe$	Izlazna električna snaga parne turbine
$P_{el,komb}$	$MWe$	Dobivena električna snaga kombiniranog postrojenja
$Q_{UTIL}$	$kW$	Toplinska snaga utilizatora
$Q_{PT,UK}$	$kW$	Toplinska snaga u parnom dijelu procesa
$Q_{ZV}$	$kW$	Toplina predana zagrijaču vode
$Q_{ISP}$	$kW$	Toplina predana isparivaču
$Q_{PP}$	$kW$	Toplina predana pregrijaču pare
$q_{ZV}$	$kJ/kg$	Specifična toplina zagrijaču vode
$q_{ISP}$	$kJ/kg$	Specifična toplina isparivaču
$q_{PP}$	$kJ/kg$	Specifična toplina pregrijaču pare

$s$	$kJ/(kg \cdot K)$	Specifična entropija
$S_K$	$kW$	Snaga kompresora
$S_T$	$kW$	Snaga turbine
$T_1, t_1$	$K, ^\circ C$	Temperatura okoline za plinsku turbinu
$T'_2, t'_2$	$K, ^\circ C$	Stvarna temperatura zraka nakon kompresije
$T'_3, t'_3$	$K, ^\circ C$	Stvarna temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu
$T'_4, t'_4$	$K, ^\circ C$	Stvarna temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
$t_o$	$^\circ C$	Temperatura okoline
$t_{ul}$	$^\circ C$	Temperatura dimnih plinova na ulazu u utilizator
$t_{izl}$	$^\circ C$	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz utilizatora
$w_K$	$kJ/kg$	Specifični rad kompresora
$w_T$	$kJ/kg$	Specifični rad turbine
$w_{ef}$	$kJ/kg$	Efektivni specifični rad
$w_{np}$	$kJ/kg$	Specifični rad napojne pumpe
$w_{kp}$	$kJ/kg$	Specifični rad kondenzacijske pumpe
$x$	1	Udio suhozasićene pare

Grčke oznake	Mjerna jedinica	Naziv
$\beta_1$	1	Kompresijski omjer
$\eta_k$	1	Stupanj iskoristivosti kompresora
$\eta_m$	1	Mehanički stupanj iskoristivosti
$\eta_{KI}$	1	Iskoristivost komore izgaranja
$\eta_{eg}$	1	Stupanj iskoristivosti generatora električne energije
$\eta_{t,r}$	1	Toplinski stupanj iskoristivosti realnog procesa
$\eta_{ef,PLT}$	1	Iskoristivost plinskog ciklusa
$\eta_{PT}$	1	Korisnost parne turbine
$\eta_{par}$	1	Toplinska iskoristivost parovoda
$\eta_{meh}$	1	Mehanička učinkovitost
$\eta_{ef,PT}$	1	Iskoristivost parnog ciklusa
$\eta_t$	1	Iskoristivost idealnog Rankienovog ciklusa
$\eta_{i(t,p)}$	1	Unutarnja iskoristivost cijelog parnog ciklusa
$\eta_{komb}$	1	Iskoristivost kombiniranog ciklusa

## 7. SAŽETAK

Kombinirano plinsko-parno postrojenje predstavlja tehnološki napredak u proizvodnji električne energije, spajajući dva termodinamička ciklusa kako bi se postigla veća učinkovitost. Fleksibilnost u radu omogućava brze prilagodbe promjenama u potražnji za električnom energijom, što je osobito važno u modernim energetske sustavima s varijabilnim izvorima poput vjetra i sunca. Ulaganja u izgradnju ovakvih postrojenja su značajna, što može predstavljati financijski izazov, ali unatoč tome dugoročne uštede i smanjenje ekološkog otiska čine kombinirana plinsko-parna postrojenja atraktivnim izborom za održivu budućnost energetike.

Ključne riječi: kombinirana plinsko-parna elektrana, plinska turbina, utilizator, parna turbina.

A combined cycle power plant represents a technological advancement in electricity production, combining two thermodynamic cycles to achieve greater efficiency. Operational flexibility allows for rapid adjustments to changes in electricity demand, which is especially important in modern energy systems with variable sources like wind and solar. Investments in constructing such plants are significant, which can pose a financial challenge, but despite this, long-term savings and the reduction of the ecological footprint make combined cycle power plants an attractive choice for a sustainable energy future.

Key words: combined cycle power plant, gas turbine, heat recovery steam generator, steam turbine.

**8. DODATAK 1: t-Q dijagram rekuperacije topline izlaznih dimnih plinova u utilizatoru**

**9. DODATAK 2: Shema kombiniranog plinsko-parnog postrojenja**