

# Računalno modeliranje i simulacija rada modernog kogeneracijskog postrojenja

---

**Lovrić, Bruno**

**Master's thesis / Diplomski 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:190:058990>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-03-31**



*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**RAČUNALNO MODELIRANJE I SIMULACIJA RADA  
MODERNOG KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA**

Rijeka, rujan 2024.

Bruno Lovrić

0069082221

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**RAČUNALNO MODELIRANJE I SIMULACIJA RADA  
MODERNOG KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA**

Mentor: Izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

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

Rijeka, rujan 2024.

Bruno Lovrić

0069082221

Rijeka, 15. ožujka 2024.

Zavod: **Zavod za termodinamiku i energetiku**  
Predmet: **Termoenergetska postrojenja**  
Grana: **2.11.02 procesno energetska strojarstvo**

## ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Bruno Lovrić (0069082221)**  
Studij: **Sveučilišni diplomski studij strojarstva**  
Modul: **Procesno i energetska strojarstvo**

Zadatak: **Računalno modeliranje i simulacija rada modernog kogeneracijskog postrojenja**

### Opis zadatka:

Potrebno je izraditi termodinamičku analizu toplinskih tokova kogeneracijskog sustava te analizu proizvodnje električne i toplinske energije izračunom odgovarajućih tehničkih pokazatelja. Potrebno je izraditi računalni model i prateću simulaciju postrojenja s kombiniranim plinsko-parnim procesom snage bloka 208 MWel i 140 MWt u računalnom paketu EBSILON Professional. Za tehnološki proces predvidjeti potrošnju visokotlačne i srednjetačne (91 i 10 bar). Postrojenje se sastoji od dvije plinske turbine, dva kotla na otpadnu toplinu i jednog parnog turbogeneratorsa. Plinska turbina je pogonjena prirodnim plinom. Za zadane uvjete potrebno je izraditi: odabir plinskog i parnog turbogeneratorsa, tehnički opis energetske sustava, proračun energetske bilance, računalni model energetske sustava te shemu radnih tokova fluida energetske postrojenja. Izraditi energetske i eksperimentalne analize sustava za različite parametre rada.

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

Zadatak uručen pristupniku: 20. ožujka 2024.

Mentor:

Predsjednik povjerenstva za  
diplomski ispit:

Izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

Izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić (komentor)

## IZJAVA

S punom odgovornošću izjavljujem da sam ja, Bruno Lovrić, samostalno izradio diplomski rad pod nazivom „Računalno modeliranje i simulacija rada modernog kogeneracijskog postrojenja“ u razdoblju od 20. ožujka do rujna 2024. godine, koristeći se navedenom literaturom uz stručno vodstvo mentora izv. prof. dr. sc. Vladimira Glažara.

Rijeka, rujna 2024.

---

Bruno Lovrić

## **ZAHVALA**

*Zahvaljujem se mentoru izv. prof. dr. sc. Vladimiru Glažaru na dostupnosti, razumijevanju i savjetima prilikom izrade diplomskog rada.*

*Zahvaljujem se svojim roditeljima i svim ostalim članovima svoje obitelji na podršci tijekom izrade ovog rada i čitavog mog obrazovanja.*

# SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
2. KOGENERACIJSKA POSTROJENJA .....	2
2.1. Plinsko-turbinsko postrojenje.....	4
2.2. Parno-turbinsko postrojenje .....	7
2.3. Kombinirano postrojenje.....	11
2.4. Izvedbe kogeneracijskih postrojenja .....	13
2.5. Primjer kogeneracijskog postrojenja u svijetu .....	16
2.6. Kogeneracijsko postrojenje u Hrvatskoj .....	17
3. PRORAČUN ENERGETSKE BILANCE PLINSKO-TURBINSKOG DIJELA POSTROJENJA.....	20
3.1. Idealni i realni plinsko-turbinski proces.....	21
3.2. Donja ogrjevna moć plinovitog goriva.....	25
3.3. Količina i sastav dimnih plinova.....	28
3.4. Srednja specifična toplina fluida koji ekspandira .....	31
3.5. Dovedena toplinska snaga i potrošnja goriva.....	32
4. PRORAČUN ENERGETSKE BILANCE PARNO-TURBINSKOG DIJELA POSTROJENJA.....	34
4.1. Proračun rekuperacije topline u visokotlačnom dijelu utilizatora.....	34
4.2. Proračun rekuperacije topline u niskotlačnom dijelu utilizatora.....	43
4.3. Shema kogeneracijskog postrojenja s kombiniranim plinsko-parnim procesom.....	50
5. RAČUNALNI MODEL KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA .....	52
5.1. Model plinskog dijela postrojenja .....	52
5.2. Model parnog dijela postrojenja – visokotlačni dio utilizatora.....	55
5.3. Model parnog dijela postrojenja – niskotlačni dio utilizatora.....	59
5.4. Model parnog dijela postrojenja – generator pare.....	63
5.5. Model kogeneracijskog postrojenja .....	65

5.6. Usporedba rezultata analitičkog i računalnog proračuna .....	68
6. ENERGETSKA I EKSERGETSKA ANALIZA .....	71
6.1. Energetska analiza postrojenja .....	71
6.2. Eksergetska analiza postrojenja .....	73
7. ZAKLJUČAK.....	78
LITERATURA.....	80
POPIS OZNAKA.....	82
POPIS SLIKA.....	89
POPIS TABLICA.....	91
SAŽETAK.....	92
SUMMARY .....	93



## 1. UVOD

Od samih početaka ljudske civilizacije, energija je imala ključnu ulogu u oblikovanju načina života i razvoju društva. Energija se u početku koristila u najjednostavnijim oblicima, poput vatre. Prvi značajan trenutak u povijesti energije predstavlja upravo trenutak kada je čovjek ovladao vatrom. Vatra je tadašnjem čovjeku omogućila termičku obradu hrane, zaštitu od hladnoće i predatora, što je bilo ključno za preživljavanje.

Kroz stoljeća, razvojem tehnologije ljudi su naučili efikasnije koristiti i pretvarati razne oblike energije pa su tako različite civilizacije počele koristiti snagu vjetra za vjetrenjače i jedrenje te snagu vode za pokretanje vodenica, čime su napravljeni prvi koraci u smjeru iskorištavanja prirodnih izvora energije za dobivanje mehaničkog rada.

S vremenom, javljale su se nove inovacije, ali do značajnijeg iskoraka u iskorištavanju energije dolazi tek s industrijskom revolucijom u 18. stoljeću kada James Watt patentira parni stroj. Ubrzo je počela masovna proizvodnja i primjena parnog stroja koji je oslobodio industriju od izravne ovisnosti o prirodnim izvorima energije. Razvojem parne turbine krajem 19. stoljeća omogućilo se efikasnije pretvaranje toplinske energije dobivene izgaranjem ugljena u mehanički rad, što je uvelike utjecalo na razvoj energetskih sustava i kasnije elektrana.

S otkrićem nafte i prirodnog plina, svijet je ušao u novu eru energetike. Nafta je zbog svojih svojstava ubrzo zamijenila ugljen i postala glavno gorivo, a razvojem plinske turbine omogućena je učinkovita upotreba prirodnog plina što je dovelo do njegove široke primjene u proizvodnji električne energije. Tijekom 19. i 20. stoljeća temeljna komponenta modernog života postala je električna energija. Razvoj električnih generatora rezultirao je masovnom proizvodnjom i distribucijom električne energije, dok je razvoj elektroenergetske mreže omogućio povezivanje udaljenijih mjesta i stabilnu opskrbu energijom, što je bilo izuzetno važno za gospodarski rast i razvoj.

Danas su električna i toplinska energija neophodne u svim aspektima suvremenog života. Električna energija omogućuje rad svih modernih uređaja, od kućanskih aparata do složenih industrijskih strojeva. S druge strane, toplinska energija osigurava udobnost u našim domovima i ključna je u industrijskim procesima. Stoga, u današnje vrijeme, kada se svijet suočava s izazovima klimatskih promjena i potreba za održivim razvojem, optimizacija i efikasnost proizvodnje i korištenja električne i toplinske energije postaju izuzetno bitni.

## 2. KOGENERACIJSKA POSTROJENJA

Kogeneracijska postrojenja pripadaju skupini energetskih postrojenja. Energetska postrojenja su ona postrojenja koja zajedno sa svom pratećom opremom i ugrađenim uređajima čine jedinstvenu funkcionalnu cjelinu kojoj je osnovna namjena proizvodnja energije u svrhu odvijanja nekog energetskog i/ili tehnološkog procesa. U energetskim postrojenjima (termoelekttranama) javljaju se veliki gubici, nepovratno se troši više od 50% energije izbacivanjem u okolinu. U nastojanju da se iskoristi tolika količina energije razvila se ideja kogeneracijskog postrojenja. Kogeneracija (CHP – Combined Heat and Power) je sekvencijalno korištenje primarne energije goriva za proizvodnju mehaničkog rada i toplinske energije. Dobiveni mehanički rad pritom se koristi za dobivanje električne energije, a toplinska energija koja bi kod konvencionalnih elektrana predstavljala nepovratni gubitak energije iskorištava se za potrebe raznih proizvodnih procesa, proizvodnju pare, za potrebe grijanja ili za hlađenje u slučaju procesa trigeneracije. To je ujedno i razlog što su ukupne iskoristivosti kogeneracijskih postrojenja daleko veće od konvencionalnih elektrana te iznose od 70-85% [1,2].

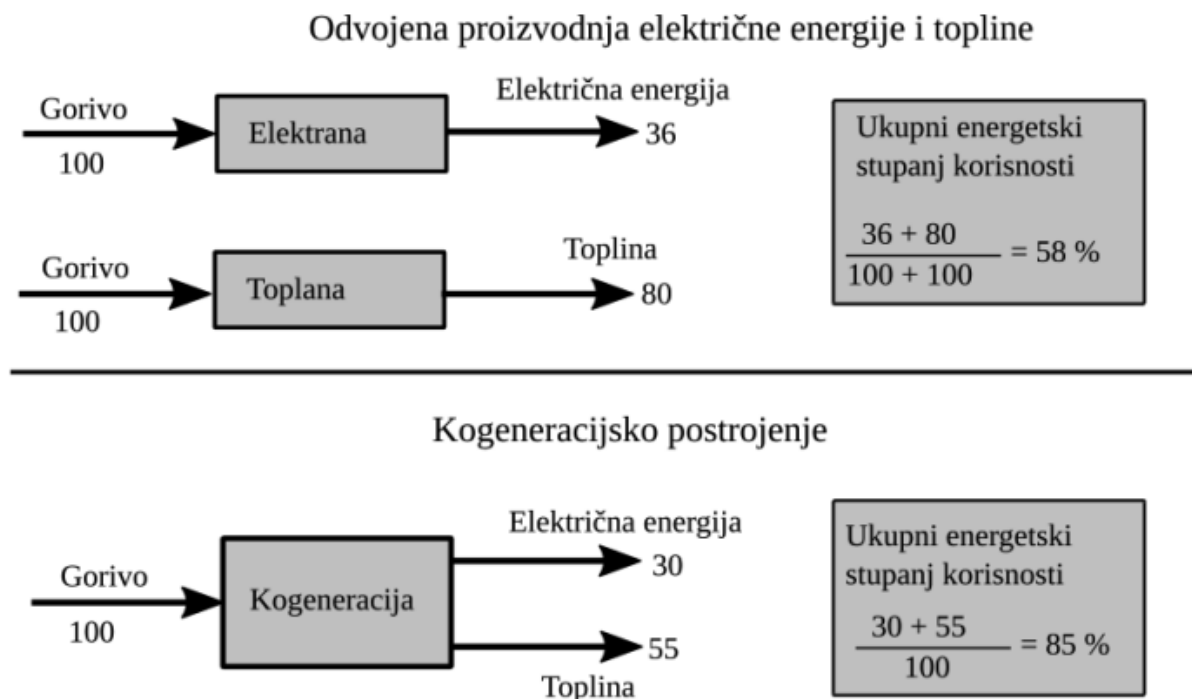
Usporedi li se proizvodnja energije u slučajevima odvojene proizvodnje električne i toplinske energije i istovremene proizvodnje električne i toplinske energije u kogeneracijskom postrojenju, zaključuje se da kogeneracijska postrojenja mogu imati do gotovo 30% veću iskoristivost u odnosu na sustave odvojene proizvodnje jer se ista količina goriva iskoristi i za dobivanje električne energije i za dobivanje topline. Slika 2.1. prikazuje usporedbu energetske iskoristivosti odvojene proizvodnje energije i kogeneracije [3].

Energetska iskoristivost nekog procesa predstavlja omjer dobivene i uložene energije pa se za slučaj kogeneracije računa stupanj energetske iskoristivosti kogeneracijskog procesa po sljedećoj formuli:

$$\eta_{kogen} = \frac{P_E + Q_T}{Q_B} \quad (2.1)$$

gdje je:

- $\eta_{kogen}$  – stupanj iskoristivosti kogeneracijskog procesa
- $P_E$  – snaga proizvedene električne energije
- $Q_T$  – toplinska energija predana potrošačima topline
- $Q_B$  – toplinska energija dovedena gorivom



Slika 2.1. Energetska iskoristivost odvojene proizvodnje energije i kogeneracije [3]

U kogeneracijskim postrojenjima kao primarno gorivo koriste se fosilna goriva (prirodni plin, naftni derivati i ugljen) te alternativna goriva (kao što su biomasa, bioplin, vodik i slično), a izbor tehnologije ovisi isključivo o raspoloživosti i cijeni goriva te potrebnoj snazi. Danas je od fosilnih goriva uvelike zastupljena primjena prirodnog plina za pogon kogeneracijskih postrojenja. Istovremena proizvodnja električne i toplinske energije iz istog energenta pridonosi smanjenju potrošnje primarne energije (goriva). Manja potrošnja goriva i visoka efikasnost kogeneracijskog postrojenja rezultiraju nižim vrijednostima emisija štetnih ispušnih plinova ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$  i  $\text{NO}_x$ ) u atmosferu prilikom rada postrojenja.

Prilikom projektiranja kogeneracijskih postrojenja od velikog je značaja odabir lokacije tj. udaljenost mjesta proizvodnje od mjesta potrošnje za distribuciju toplinske energije. Što je manja udaljenost mjesta potrošnje toplinske energije od mjesta proizvodnje to je kogeneracijsko postrojenje efikasnije. Povećanjem udaljenosti povećavaju se gubici topline što negativno utječe na korisnost sustava. Kod električne energije udaljenost ne predstavlja problem jer se struja može transportirati na velike udaljenosti uz iste gubitke. Kogeneracijska postrojenja moguće je dizajnirati tako da rade ovisno o potražnji za toplinskom ili električnom energijom. Neke od tehnologija koje se koriste kod kogeneracije su: parne i plinske turbine,

motori s unutarnjim izgaranjem, gorivne ćelije, mikroturbine i Stirlingov stroj, raspona snage od 1 kW za Stirlingov stroj pa do više od 250 MW za plinske turbine.

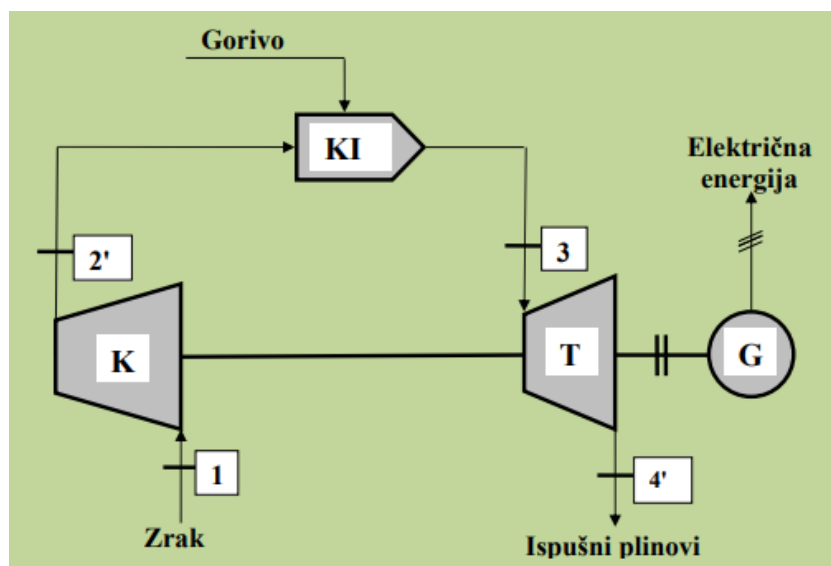
U svijetu je kogeneracija već dugo vremena prisutna u industrijskim postrojenjima dok je u Hrvatskoj njezina zastupljenost, obzirom na potencijal, malena. Udio proizvodnje električne energije iz kogeneracije u Hrvatskoj iznosi svega 10-15%. Glavni razlog toga su veliki investicijski troškovi, troškovi održavanja te niske cijene energenata. Upravo zbog toga je Europska Unija donijela niz direktiva kojima se države članice obvezuju na zakonsko definiranje mehanizama potpore kako bi potaknuli povećanje proizvodnje električne energije iz kogeneracije i obnovljivih izvora energije. Sudeći po trenutnim cijenama energenata u Hrvatskoj i potrebnim visokim financijskim izdacima za instalaciju kogeneracijskog postrojenja, nije za očekivati skoro povećanje broja ovog tipa postrojenja [4].

Predmet ovog diplomskog rada je kogeneracijsko postrojenje s kombiniranim plinsko-parnim procesom, stoga će se u nastavku poglavlja prvo definirati i prikazati plinsko-turbinsko i parno-turbinsko postrojenje, zatim kombinirano plinsko-parno postrojenje i na kraju osnovne izvedbe kogeneracijskih postrojenja i primjeri u svijetu i Hrvatskoj.

## 2.1. Plinsko-turbinsko postrojenje

Plinsko-turbinska postrojenja (plinske elektrane) su termoenergetska postrojenja u kojima se proces pretvorbe toplinske energije goriva u koristan mehanički rad odvija po principu Joule-Braytonova kružnog procesa. Kružni proces može biti s unutarnjim izgaranjem (otvoreni proces) ili s vanjskim izgaranjem (zatvoreni proces). U elektranama se pretežno koristi otvoreni kružni proces u kojem kao radni fluid služi smjesa zraka i dimnih plinova izgaranja [5].

Na slici 2.2. prikazana je shema osnovnog plinsko-turbinskog postrojenja kojeg čine četiri glavne komponente: kompresor (K), komora izgaranja (KI), plinska turbina (T) i generator električne energije (G).



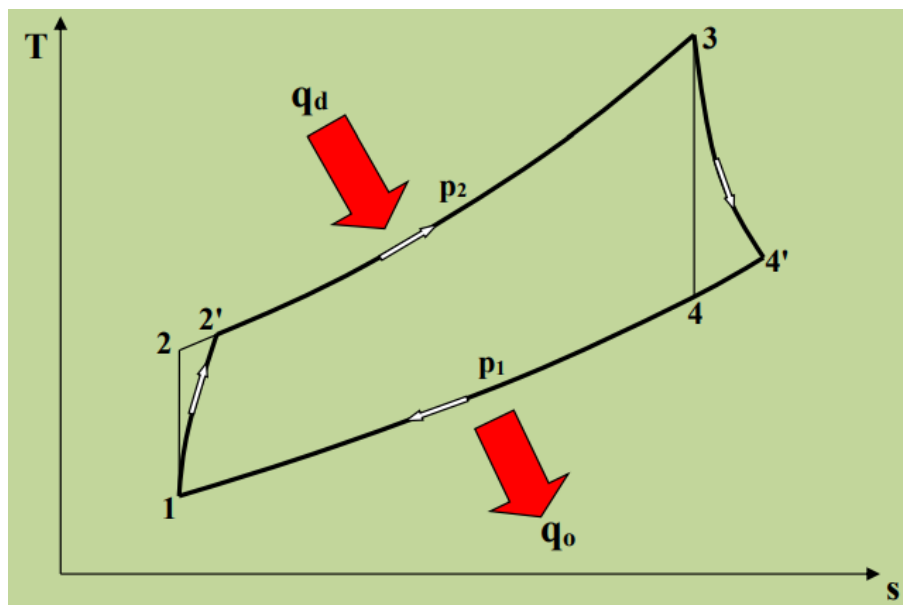
Slika 2.2. Shema osnovnog plinsko-turbinskog postrojenja [5]

Kompresor može biti aksijalnog ili radijalnog (centrifugalnog) tipa. Kod aksijalnih zrak struji u smjeru vratila, dok kod radijalnih zrak struji radijalno na rotorsko kolo. Odabir tipa kompresora ovisi o protočnim količinama, odnosno o snazi plinsko-turbinskog postrojenja. Radijalni kompresori primjenjuju se za sustave manjih snaga (do 1,5 MW), dok se za veće snage i veće kompresijske omjere koriste aksijalni kompresori.

Komora izgaranja je dio plinskog procesa u kojem se odvija pretvorba kemijske energije goriva u toplinsku energiju. Zbog velikih brzina zraka po izlasku iz kompresora, na ulazni dio komore izgaranja postavlja se difuzor čija je uloga smanjenje brzine zraka kako bi se omogućilo stabilno izgaranje. Na stabilnost izgaranja utječe i sastav gorive smjese. Omjer zraka i goriva u ovom tipu postrojenja je tri puta veći od stehiometrijskog, stoga se komora izgaranja dijeli u tri zone kako bi se održalo stabilno izgaranje. Primarna zona izgaranja izvedena je tako da višak zraka bude za 20% viši od stehiometrijskog, u sekundarnoj zoni dovršava se izgaranje, dok se u posljednjoj zoni dimni plinovi miješaju s preostalim zrakom kako bi im se temperatura spustila na ulaznu temperaturu u plinsku turbinu.

Plinska turbina je toplinski stroj koji pretvara energiju vrućih dimnih plinova izgaranja u koristan mehanički rad. U turbini statorske lopatice usmjeravaju dimne plinove na rotorske lopatice gdje kinetička energija plinova uzrokuje okretanje rotora, čime se generira mehanički rad. Rotacija rotora prenosi mehanički rad na vratilo turbine. Plinska turbina povezana je s kompresorom i generatorom preko vratila kako bi se dobiveni mehanički rad mogao iskoristiti za pogon kompresora te proizvodnju električne energije na generatoru.

Slika 2.3. prikazuje T-s dijagram Joule-Braytonovog procesa na čijem principu radi plinsko-turbinsko postrojenje. Točkama 1-2-3-4 prikazan je idealni slučaj koji se odvija između dvije izentropije i dvije izobare, a točkama 1-2'-3-4' prikazan je realni proces.



Slika 2.3. T-s dijagram Joule-Brytonova procesa [5]

Joule-Braytonov otvoreni kružni proces započinje usisavanjem zraka temperature  $T_1$  i tlaka  $p_1$  iz okoline u aksijalni kompresor u kojem se zrak komprimira na stanje  $p_2, T_2$ . Tlak  $p_2$  je ujedno i najveći tlak ovog kružnog procesa. Ova promjena odvijala bi se izentropski u idealnom slučaju, no u stvarnosti, zbog nepovratnih gubitaka dolazi do pretvorbe dijela energije fluida u toplinsku energiju zbog čega se temperatura zraka nakon kompresije povećava na  $T_{2'}$ . U komoru izgaranja dovodi se stlačeni zrak i gorivo (prirodni plin) te dolazi do miješanja i izobarnog izgaranja. Nakon izgaranja dimni plinovi stanja  $p_3$  ( $p_3 = p_2$ ),  $T_3$  ekspandiraju kroz lopatice turbine i stvaraju okretni moment na vratilu turbine čime se kinetička energija dimnih plinova pretvara u mehaničku energiju. Dio mehaničke energije koristi se za pogon kompresora, dok se ostatak koristi za pokretanje generatora za proizvodnju električne energije. Zbog gubitaka prilikom ekspanzije u turbini, kao i u slučaju kompresije, promjena se ne odvija po izentropi već je riječ o politropskoj promjeni stanja pa je izlazna temperatura dimnih plinova nešto veća od idealne. Stoga je stanje dimnih plinova po izlasku iz turbine  $p_4, T_{4'}$ . Po završetku ekspanzije dimni plinovi visoke temperature ispuštaju se u okolinu pa kod realnog procesa linija promjene stanja 4'-1 ne postoji. Bitno je napomenuti da se za pokretanje plinsko-

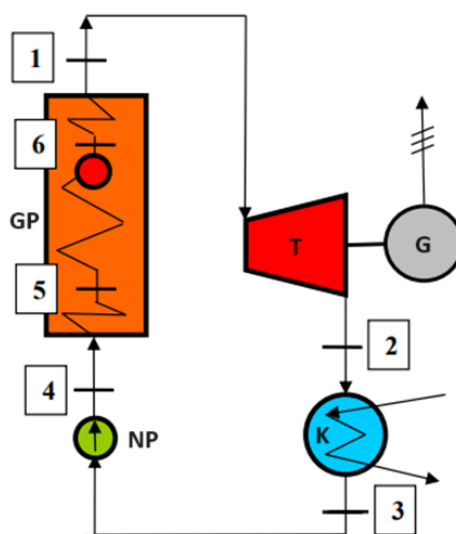
turbinskog postrojenja koristi elektromotor ili diesel motor koji pokreće kompresor na samom početku, a tijekom rada turbina snabdijeva kompresor mehaničkom energijom.

Osim nepovratnih gubitaka u kompresoru i turbini javljaju se još i mehanički gubici zbog otpora trenja u ležajevima, toplinski gubici u komori izgaranja te gubici u generatoru električne energije. Ipak, najveći toplinski gubitak javlja se zbog ispuštanja dimnih plinova u okolinu s temperaturama od oko 600 °C.

Zbog navedenih gubitaka, toplinska iskoristivost plinsko-turbinskog postrojenja kreće se od 30-40%. Iskoristivost ovog postrojenja moguće je povećati uvođenjem višestupanjske kompresije i višestupanjske ekspanzije ili integracijom plinskog i parnog postrojenja u kombinirano ili kogeneracijsko postrojenje.

## 2.2. Parno-turbinsko postrojenje

Parno-turbinska postrojenja (parne elektrane) su termoenergetska postrojenja u čijim se kružnim procesima, kao radni fluid, koristi para određenih pogonskih parametara u svrhu pretvorbe toplinske energije u mehanički rad koji se najčešće koristi za dobivanje električne energije. Na slici 2.4. prikazana je osnovna shema parne elektrane koja se sastoji od generatora pare (GP), parne turbine (T), generatora električne energije (G), kondenzatora (K) i napojne pumpe (NP).



Slika 2.4. Shema osnovnog parno-turbinskog postrojenja [5]

Generator pare je energetska uređaj za proizvodnju vodene pare određenog tlaka i temperature koja služi kao radni fluid za pogon parne turbine ili za prijenos toplinske energije. Sastoji se od zagrijača zraka, zagrijača vode, isparivača i pregrijača pare.

Proces proizvodnje pare započinje u ložištu generatora pare u kojem se odvija izgaranje, odnosno pretvorba kemijske energije goriva u toplinsku energiju dimnih plinova. Oslobođena toplina izgaranja zračenjem se predaje vodi u isparivačkim cijevima kojima je obloženo ložište. Dimni plinovi visoke temperature odvede se iz ložišta u dimni kanal gdje nastrujavaju snopove cijevi zagrijača vode, isparivača i pregrijača pare kojima predaju toplinu konvekcijom čime omogućuju zagrijavanje vode, isparivanje te postizanje potrebnih radnih parametara pregrijane pare za pogon turbine. Na kraju procesa dimni plinovi odvede se u dimnjak iz kojeg izlaze u atmosferu. Oslobođena toplinska energija ne predaje se u potpunosti, već se javljaju gubici od kojih su najveći gubici zbog zračenja topline u okolinu i gubici osjetne topline izlaznih dimnih plinova.

Zagrijač vode (ekonomajzer) postavlja se u stražnji dio generatora pare kako bi se iskoristio i posljednji dio topline dimnih plinova koji bi se inače ispustio u atmosferu. Voda se zagrijava do temperature koja je 20 - 60 °C niža od temperature isparivanja. Ako bi se voda zagrijala iznad temperature zasićenja moglo bi doći do oštećenja. Zagrijači napojne vode ubrzavaju pokretanje generatora pare i smanjuju opterećenje ostalih ogrjevnih površina, a ne zauzimaju puno prostora i troše vrlo malo energije za svoj rad.

Iza zagrijača napojne vode kao zadnji dio generatora pare postavljaju se još zagrijači zraka. Zrak se zagrijava radi sušenja goriva i boljeg izgaranja, što povisuje stupanj iskoristivosti.

U isparivaču se odvija isparavanje. U parnom bubnju dolazi do separacije vode i pare, odnosno odvlaživanja pare kako bi se spriječilo taloženje soli na pregrijaču pare i na ulaznim lopaticama turbine. Sol koja je sadržana u kapljicama vode, taloženjem na cijevima uzrokuje toplinsko opterećenje materijala cijevi pregrijača pare te pregaranje istih, dok taloženjem na lopaticama turbine sužava prolaz između lopatica što uzrokuje niz problema koji mogu rezultirati kvarom rotora. Iz navedenih razloga potrebno je maksimalno odvajanje čestica vode prije ulaska pare u pregrijač [6].

Toplinski najopterećeniji dio generatora pare je pregrijač pare u kojem se vrši pregrijavanje pare na potrebnu radnu temperaturu. Pregrijana para se koristi jer povećava



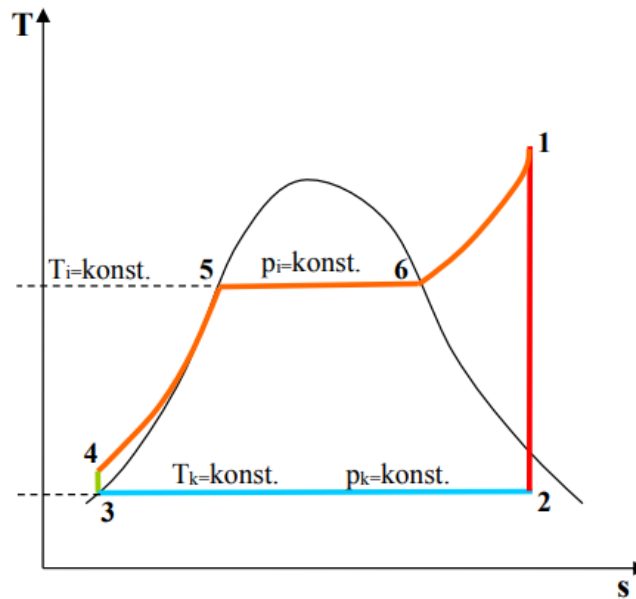
stupanj iskoristivosti cijelog procesa, a ujedno ne sadrži kapljice vode pa je manje erozivna i korozivna.

Parna turbina služi za pretvorbu toplinske i kinetičke energije pare u koristan mehanički rad koji se zatim pomoću električnog generatora pretvara u električnu energiju. Parne turbine izvode se kao kondenzacijske ili protutlačne ovisno o tome je li tlak na izlazu iz turbine viši ili niži od atmosferskog tlaka. Nakon što para obavi rad u kondenzacijskoj turbini, odvodi se u kondenzator gdje kondenzira. U kondenzatoru se stvara vakuum jer je obujam kondenzirane pare (vode) puno manji od obujma pare što omogućuje veću ekspanziju u turbini, čime se dobiva i veća jedinična snaga kondenzacijske turbine. U protutlačnoj turbini para ekspandira do tlaka koji je znatno viši od atmosferskog zbog čega velika količina toplinske energije pare ostaje neiskorištena. Preostala toplinska energija pare koristi se za grijanje obližnjih zgrada i za razne tehnološke procese u industriji [7].

Kondenzatori pare su površinski izmjenjivači topline u kojima ekspandirana para kondenzira pod tlakom koji je manji od atmosferskog. Efikasnost parnog procesa je veća što su temperatura i tlak kondenzacije manji. Kako bi se para mogla ohladiti do temperature kondenzacije potrebno je osigurati rashladni medij koji će preuzeti tu toplinu. Zato se termoelektrane postavljaju u blizini rijeka ili mora. Ako se ne može osigurati dovoljna količina rashladne vode, kondenzator se može hladiti i okolnim zrakom, no tada je tlak kondenzacije veći zbog lošijeg hlađenja pa je efikasnost procesa manja.

Uloga napojne pumpe kod parno-turbinskog procesa je pumpanje napojne vode na tlak koji vlada u generatoru pare. Napojna voda je obično kondenzat koji je nastao kondenzacijom pare nastale u generatoru pare tijekom prethodnog procesa.

Rad parno-turbinskog postrojenja zasniva se na principu Clausius-Rankineovog termodinamičkog kružnog procesa koji se, ukoliko se zanemare nepovratni gubici, odvija između dvije izobare i dvije izentropie. Važnost ovog procesa najbolje dočarava činjenica da se Clausius-Rankineovim procesom proizvodi oko 85% električne energije u svijetu.



Slika 2.5. T-s dijagram Clausius-Rankineova procesa [5]

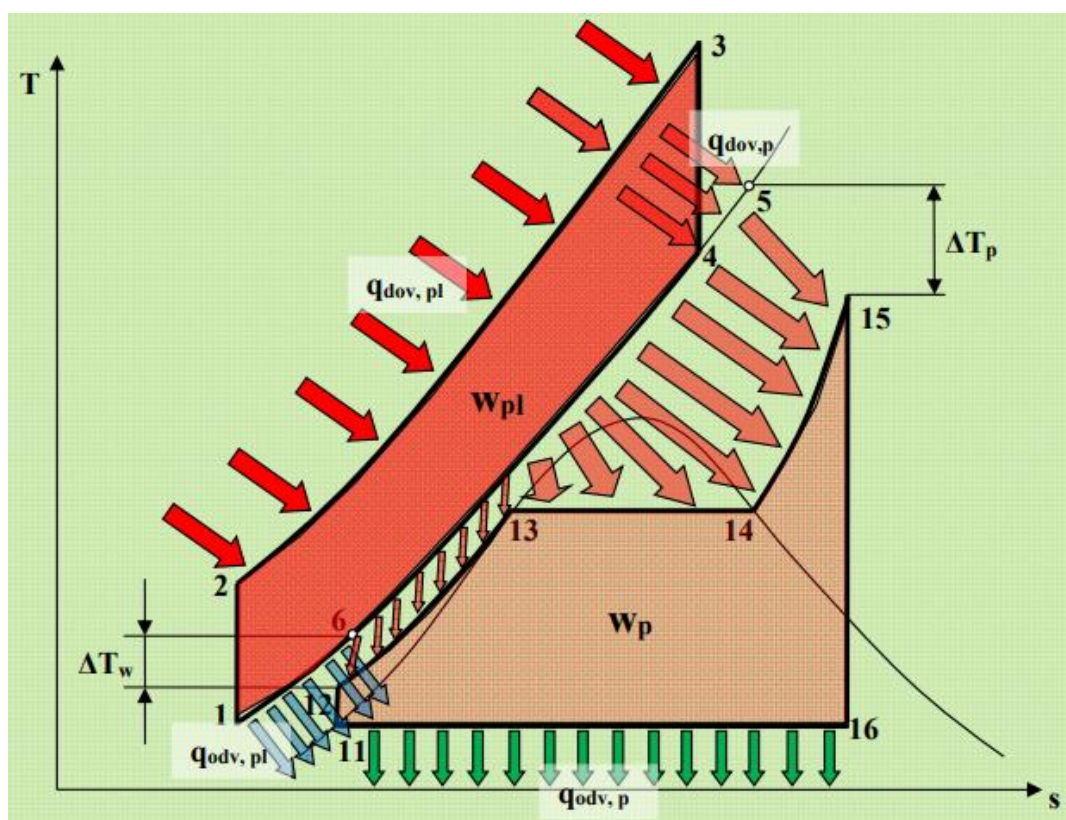
Na slici 2.5. prikazan je Clausius-Rankineov idealni kružni proces u T-s dijagramu. Proces započinje pumpanjem vode u generator pare. Napojna pumpa podiže tlak vode na tlak koji vlada u generatoru pare, a ta promjena naziva se izentropska kompresija (3-4). U generatoru pare (4-1) izmjenom topline pri konstantnom tlaku nastaje pregrijana para koja se odvodi u turbinu gdje izentropski ekspankira (1-2). Dobiveni mehanički rad u turbini pretvara se u električnu energiju putem generatora. Ekspankirana para odvodi se u kondenzator gdje se hladi na temperaturu kondenzacije (2-3). Napojna pumpa tlači nastali kondenzat u generator pare čime započinje novi krug Clausius-Rankineovog procesa.

Kod realnog procesa gubici se javljaju u svakom dijelu postrojenja, od ulaza goriva u ložište generatora pare pa sve do izlaza električne energije u elektroenergetsku mrežu. Zbog toga je toplinski stupanj iskoristivosti realnog procesa znatno manji od idealnog te iznosi nešto više od 40%. Međutim, postoje metode pomoću kojih se povećava toplinska iskoristivost Clausius-Rankineovog kružnog procesa:

- povišenje tlaka i temperature ulazne pare u turbinu
- sniženje temperature kondenzacije
- međupregijavanje pare
- regenerativno predgrijavanje napojne vode



pregrijane pare kreću se čak i iznad 500 °C. Najveći dio toplinske energije predaje se u isparivaču, a preostali dio topline u zagrijaču vode nakon kojeg ohlađeni dimni plinovi izlaze u okolinu. Pregrijana para iz utilizatora odlazi u parnu turbinu gdje ekspandira i predaje mehanički rad generatoru električne energije, nakon čega se odvodi u kondenzator. Nakon kondenzacije, napojna pumpa vraća vodu u utilizator kako bi se ponovno zagrijala. Kombinirani plinsko-parni proces prikazan je i u T-s dijagramu na slici 2.7.



Slika 2.7. T-s dijagram kombiniranog plinsko-parnog procesa [5]

Pogledom na T-s dijagram kombiniranog plinsko-parnog procesa jasno se vidi da plinski proces radi na višim temperaturama u odnosu na parni i da se te temperaturne razlike iskorištavaju za funkcioniranje kombiniranog procesa.  $\Delta T_p$  je temperaturna razlika između dimnih plinova na ulazu u utilizator (stanje 5) i pregrijane pare na izlazu iz pregrijača pare (stanje 15), dok je  $\Delta T_w$  temperaturna razlika između dimnih plinova na izlazu iz utilizatora (stanje 6) i vode na ulazu u zagrijač vode (stanje 12). Za nesmetani kontinuirani rad kombiniranog procesa potrebno je održavati temperaturne razlike  $\Delta T_p$  i  $\Delta T_w$ .

Nadogradnjom parnog procesa na plinski proces povećava se složenost postrojenja pa rastu investicijski troškovi. Na parni dio postrojenja odlazi 65% ukupnih troškova. Za razliku od klasičnih termoelektrana, kombinirana postrojenja fleksibilnija su u radu i troškovi održavanja su manji pa su samim time manji i ukupni troškovi proizvodnje struje. Povećana je proizvodnja struje jer se električna energija generira i na plinskom i na parnom dijelu procesa. Iako je izgradnja parnog dijela skuplja, veći udio generirane električne energije dolazi iz plinskog procesa. Za dodatno povećanje iskoristivosti kombiniranih postrojenja ugrađuju se dvotlačni ili trotlačni utilizatori.

Osim višeg stupnja iskoristivosti i štednje energije, kombiniranim postrojenjem ostvaruje se i svojevrsna zaštita čovjekove okoline. Korištenjem prirodnog plina kao jedinog goriva smanjuju se emisije štetnih plinova. Niži udio ugljika u prirodnom plinu rezultira manjim emisijama CO<sub>2</sub>, dok su emisije sumporovih i dušičnih oksida puno manje u odnosu na druga fosilna goriva.

#### **2.4. Izvedbe kogeneracijskih postrojenja**

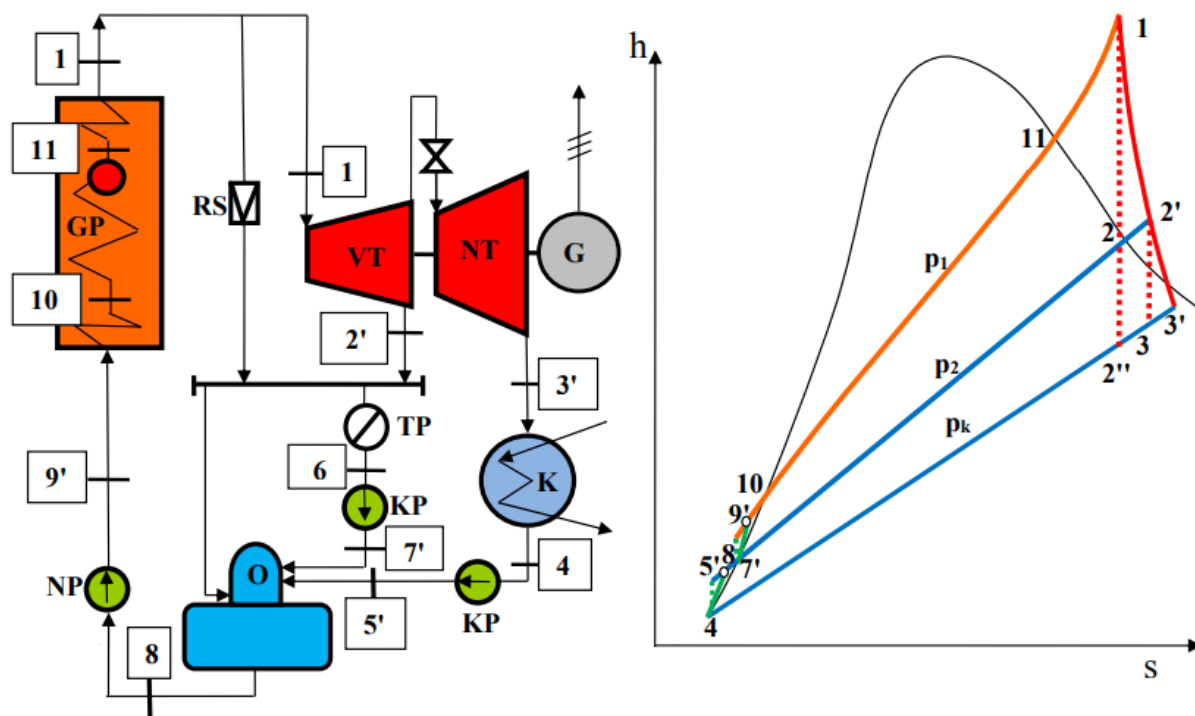
Kao što je već opisano u uvodu ovog poglavlja, kogeneracija je istovremena proizvodnja električne i toplinske energije iz iste količine goriva koju druga postrojenja koriste za proizvodnju samo jednog korisnog energetskeg oblika. Tipične izvedbe ovih visoko efikasnih postrojenja su:

- kogeneracijsko postrojenje s protutlačnom parnom turbinom
- kogeneracijsko postrojenje s kondenzacijskom parnom turbinom s reguliranim oduzimanjem pare
- kogeneracijsko postrojenje plinske turbine s korištenjem otpadne topline dimnih plinova

U primjeni je najraširenije kogeneracijsko postrojenje s protutlačnom parnom turbinom (slika 2.8.) gdje generator pare proizvodi pregrijanu paru koja ekspandira u protutlačnoj turbini stvarajući mehanički rad kojeg generator pretvara u električnu energiju. Ekspandirana para ima tlak viši od atmosferskog i visoke je temperature pa se odvodi do razvodnika koji toplinu odvodi u vrelovodni sustav do potrošača topline. Predajom topline para se ukapljuje i odvodi u otplinjač gdje se zagrijava do temperature isparivanja kako bi se uklonili otopljeni plinovi



protutlačni. Kod čistog kondenzatorskog pogona proizvodi se samo električna energija jer nema potražnje za toplinom, dok je u slučaju čistog protutlačnog pogona potreba toplinske energije toliko velika da ne preostaje pare za niskotlačni stupanj turbine. U stvarnosti kroz niskotlačni dio turbine uvijek mora strujati barem ona količina pare dovoljna za hlađenje lopatica i diskova.

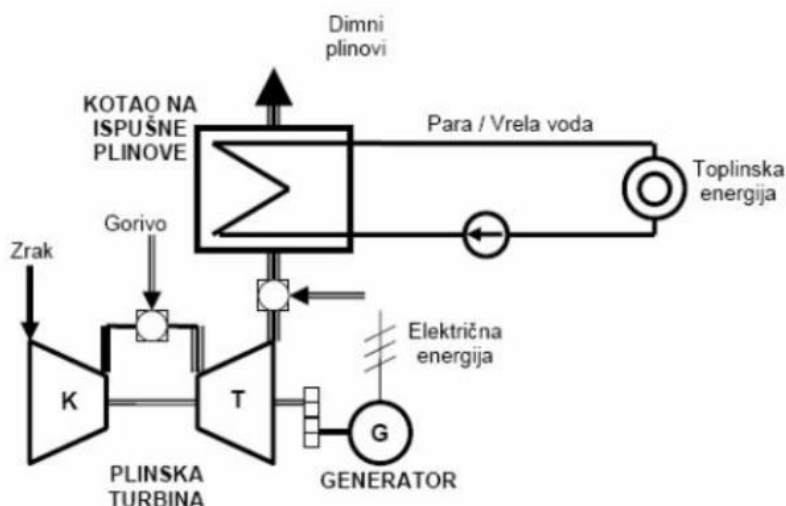


**Legenda:** GP-generator pare, VT-visokotlačna turbina, NT-niskotlačna turbina (kondenzacijska), G-generator el. energije, RS-redukcijska stanica, TP-trošila topline, O-otplinjivač, NP-napojna pumpa. KP- kondenzatna pumpa, K-kondenzator

Slika 2.9. Kogeneracijsko postrojenje s kondenzacijskom parnom turbinom s reguliranim oduzimanjem [5]

U ovom tipu kogeneracijskog postrojenja moguće je reguliranje proizvodnje električne i toplinske energije jer ne ovise jedna o drugoj čime se povećava pouzdanost proizvodnje energije. Rad sustava nije ovisan o vanjskoj elektroenergetskoj mreži. Nedostatak su veći investicijski troškovi zbog povećane složenosti postrojenja. Energetska iskoristivost je nešto manja u odnosu na sustav s protutlačnom turbinom jer ovisi o raspoloživoj količini i temperaturi rashladnog medija.

Kogeneracijsko postrojenje plinske turbine s korištenjem otpadne topline dimnih plinova (slika 2.10.) je zapravo nalik kombiniranom postrojenju samo s proizvodnjom električne i toplinske energije. Na ispuh plinske turbine postavlja se utilizator koji iskorištava izuzetno visoke temperature izlaznih dimnih plinova za proizvodnju pare koja se koristi za grijanje i/ili u industrijske svrhe.



Slika 2.10. Kogeneracijsko postrojenje plinske turbine s korištenjem otpadne topline dimnih plinova [8]

## 2.5. Primjer kogeneracijskog postrojenja u svijetu

Elektrana Avedøre je kogeneracijsko postrojenje visoke tehnologije smješteno u Danskoj, južno od Kopenhagena. Učinkovitost pretvorbe energije sadržane u gorivu je čak 94% što ga čini jednim od najučinkovitijih postrojenja te vrste na svijetu. Osim korištenja nafte i prirodnog plina, postrojenje radi i na raznim vrstama goriva od biomase. Postrojenje se sastoji od dva bloka ukupne snage 793 MW električne energije i 918 MW toplinske energije.

Blok 1 izgrađen je 1990. godine te je primarno gorivo bio ugljen. Višak topline koji je nastajao proizvodnjom električne energije koristio se za grijanje pa je učinkovitost pretvorbe energije ovog bloka postizala 91% što ju je svrstalo u grupu najučinkovitijih elektrana na ugljen na svijetu. Blok 1 proizvodi 250 MW električne energije bez proizvodnje toplinske energije za grijanje. U slučaju potrebe toplinske energije proizvodi se 215 MW električne energije i 330



MW toplinske energije. Od 2015. godine ugljen je zamijenjen drvenim peletima što je smanjilo emisije CO<sub>2</sub> za oko milijun tona.

Blok 2 izgrađen je 2001. godine i učinkovitiji je od bloka 1. Omogućeno je sagorijevanje različitih vrsta goriva kao što su prirodni plin, loživo ulje i razne biomase u istim ložištima. Proizvodni kapacitet bloka 2 iznosi 585 MW električne energije i 570 MW toplinske energije. Pripada u sam vrh svjetskih postrojenja po električnoj učinkovitosti koja iznosi 49%. Ova rekordno visoka učinkovitost postiže se kada blok proizvodi samo električnu energiju. Prilikom proizvodnje električne i toplinske energije električna učinkovitost se smanjuje, ali uzimanjem u obzir toplinske energije učinkovitost pretvorbe energije doseže 94 - 96%.



*Slika 2.11. Elektrana Avedøre [10]*

## **2.6. Kogeneracijsko postrojenje u Hrvatskoj**

Termoelektrana-toplana Zagreb (TE-TO Zagreb) smještena je na području Žitnjaka, na lijevoj obali Save. To je prvi energetska objekt javnog karaktera u Republici Hrvatskoj izgrađen za kombiniranu proizvodnju električne i toplinske energije [11].

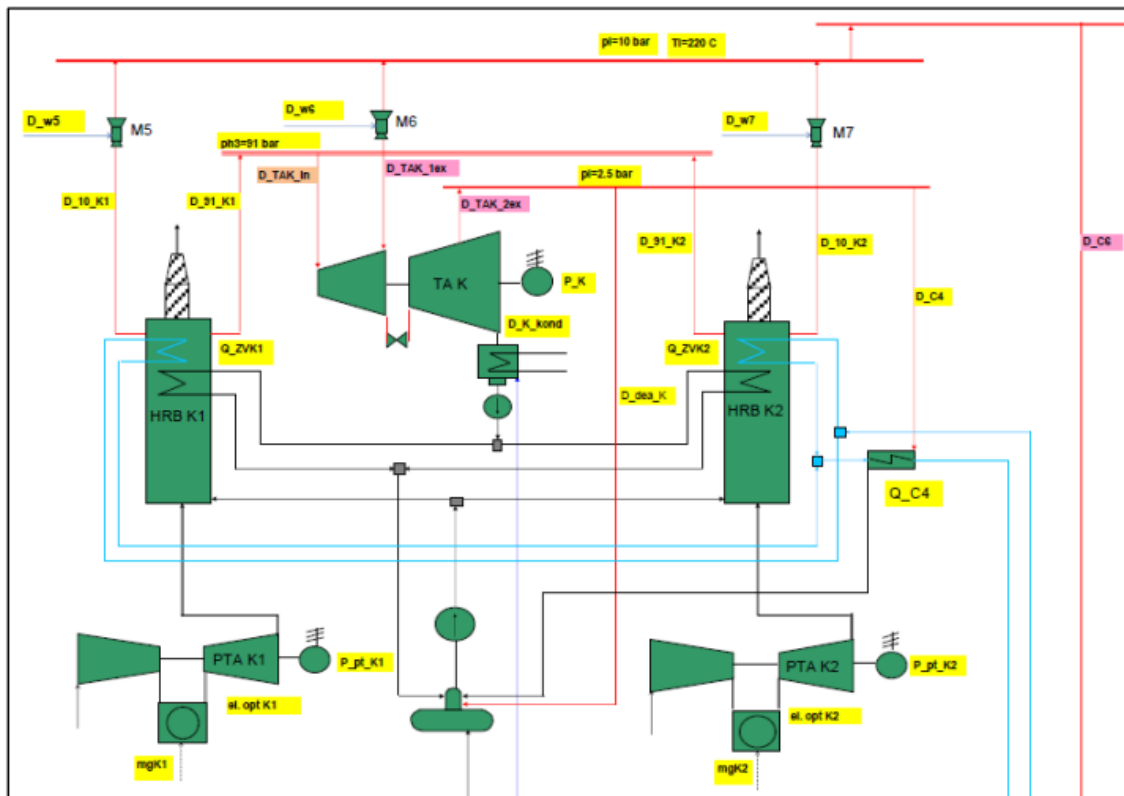
TE-TO Zagreb je započeo s radom 1962. godine s dva bloka električne snage 2x32 MW<sub>e</sub> i ukupne toplinske snage 80 MW<sub>t</sub>. U prvim godinama rada postrojenja kao energent je korišten

ugljen, sve do 1965. godine kada se kao primarno gorivo počinje koristiti plin i teško loživo ulje. S godinama je potrošnja i potražnja električne i toplinske energije bivala sve veća. Stoga je 1979. godine u rad pušten novi blok C električne snage  $120 \text{ MW}_e$  i toplinske snage  $200 \text{ MW}_t$ , a postepeno su se gradile vrelovodne i parne kotlovnice koje su pokrivale vršna opterećenja.

Značajnijih promjena nije bilo do 2001. godine kada se energetsom i gospodarskom analizom ustanovilo da je najisplativije rješenje zamjena istrošenih blokova  $2 \times 32 \text{ MW}_e$  s novim kombi-kogeneracijskim postrojenjima u dvije faze. U prvoj fazi je 2003. godine u proizvodnju pušten blok K (slika 2.13.) kao prvo plinsko kombi-kogeneracijsko postrojenje za vezanu proizvodnju električne i toplinske energije u Republici Hrvatskoj, s električnom snagom  $200 \text{ MW}_e$  i toplinskom snagom  $140 \text{ MW}_t$ . Druga faza zamjene bila je izgradnja dodatnog kombi-kogeneracijskog bloka L električne snage  $100 \text{ MW}_e$  i toplinske snage  $120 \text{ MW}_t$  koji je 2009. godine pušten u proizvodnju. Blok L je prva HEP-ova visokoučinkovita kogeneracija čiji se stupanj djelovanja kreće iznad 80%.



*Slika 2.12. TE-TO Zagreb [11]*

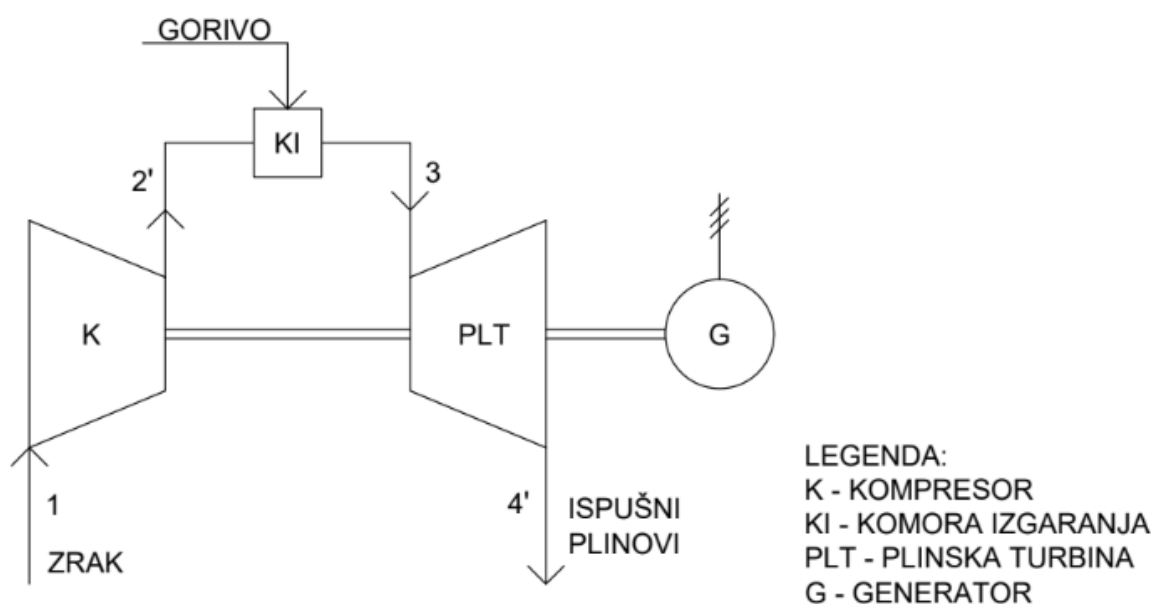


Slika 2.13. Shema bloka K [12]

U ovom radu blok K iz TE-TO Zagreb korišten je kao referentni primjer kako bi se dobila jasna slika o izgledu i funkcioniranju kombi-kogeneracijskog postrojenja koje se sastoji od dvije plinske turbine, dva kotla na otpadnu toplinu i jednog parnog turbogeneratorsa. Blok K pruža uvid u strukturni i operativni raspored postrojenja koje simultano proizvodi električnu i toplinsku energiju. Iako se analitički proračun i sheme u idućim poglavljima temelje na podacima bloka K, cilj je bio postići izlazne snage električne i toplinske energije slične onima u TE-TO postrojenju, uzimajući u obzir njihove radne parametre, a ne simulirati rad konkretnog postrojenja TE-TO Zagreb.

### 3. PRORAČUN ENERGETSKE BILANCE PLINSKO-TURBINSKOG DIJELA POSTROJENJA

Plinsko-turbinsko postrojenje objašnjeno je u poglavlju 2.1. zajedno s Joule-Braytonovim kružnim procesom po čijem se principu odvija rad ovog dijela postrojenja. U ovom poglavlju provesti će se analitički proračun energetske bilance plinsko-turbinskog dijela postrojenja koji predstavlja temeljni korak u projektiranju i optimizaciji sustava koji koriste plinove kao radni medij. Ukupna snaga kogeneracijskog postrojenja s kombiniranim plinsko-parnim procesom iznosi 208 MW<sub>e</sub> i 140 MW<sub>t</sub>, od čega 150 MW<sub>e</sub> otpada na plinski dio postrojenja koji se sastoji od dvije plinske turbine (2x75 MW<sub>e</sub>) koje koriste prirodni plin kao pogonsko gorivo. Parametri potrebni za proračun, kao što su tlak na ulazu i izlazu iz kompresora, preuzeti su iz Siemensovog kataloga za plinske turbine (Siemens SGT-800) [13]. Temperatura zraka na ulazu u kompresor je pretpostavljena dok je vrijednost temperature ispušnih plinova na izlasku iz turbine preuzeta iz mjerenja provedenih u TE-TO Zagreb.



Slika 3.1. Plinski dio postrojenja

Ulazni podaci:

- Kompresijski omjer: 21,1:1
- Tlak na ulazu u kompresor:  $p_1 = 1$  bar
- Tlak na izlazu iz kompresora:  $p_2 = 21,1$  bar
- Temperatura zraka na ulazu u kompresor:  $t_1 = 20$  °C
- Temperatura ispušnih plinova na izlasku iz turbine:  $t_4' = 603$  °C
- Gorivo: prirodni plin

### 3.1. Idealni i realni plinsko-turbinski proces

Proračun započinje izračunom vrijednosti temperatura u različitim točkama plinskog procesa za idealni i realni slučaj. Za realni slučaj u obzir se uzimaju gubici koji se javljaju zbog neidealnosti komponenti kako bi se dobila što preciznija slika učinkovitosti postrojenja.

Temperatura zraka na ulazu u kompresor:

$$T_1 = t_1 + 273,15 \quad (3.1)$$

$$T_1 = 20 + 273,15 = 293,15 \text{ K}$$

Kompresijski omjer  $K$  predstavlja omjer tlakova na izlazu i ulazu u kompresor:

$$K = \frac{p_2}{p_1} \quad (3.2)$$

$$K = \frac{21,1}{1} = 21,1$$

Temperatura zraka nakon kompresije:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.3)$$

$$T_2 = T_1 \cdot K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

gdje je:  $\kappa = 1,4$  - eksponent izentropske ekspanzije/kompresije zraka

$$T_2 = 293,15 \cdot 21,1^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 700,58 \text{ K}$$

Stvarna temperatura zraka nakon kompresije:

$$T_{2'} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{i,K}} \quad (3.4)$$

gdje je:  $\eta_{i,K} = 0,89$  - unutrašnja iskoristivost kompresora

$$T_{2'} = 293,15 + \frac{(700,58 - 293,15)}{0,89} = 750,94 \text{ K}$$

Stvarna temperatura dimnih plinova nakon ekspanzije u turbini zadana je u ulaznim podacima ovog zadatka:

$$T_{4'} = t_{4'} + 273,15 \quad (3.5)$$

$$T_{4'} = 603 + 273,15 = 876,15 \text{ K}$$

Kombinacijom izraza 3.6 i 3.7 za temperaturu dimnih plinova na izlazu iz turbine u realnom i idealnom procesu dobivena je temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja, tj. na ulazu u plinsku turbinu:

$$T_{4'} = T_3 - (T_3 - T_4) \cdot \eta_{i,T} \quad (3.6)$$

gdje je:  $\eta_{i,T} = 0,92$  - unutrašnja iskoristivost turbine

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.7)$$

Temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu:

$$T_{4'} = T_3 - \left[T_3 - \left(T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)\right] \cdot \eta_{i,T} \quad (3.8)$$

$$T_{4'} = T_3 - T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \cdot \eta_{i,T}$$

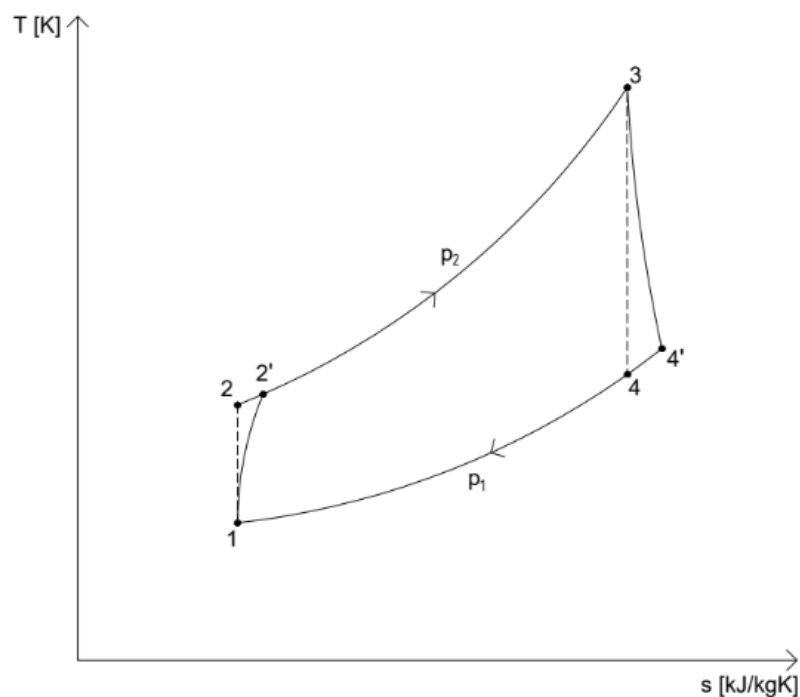
$$T_{4'} = T_3 \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \right] \cdot \eta_{i,T}$$

$$T_3 = \frac{T_{4'}}{1 - \left( 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \cdot \eta_{i,T}}$$

$$T_3 = \frac{876,15}{1 - \left( 1 - \left( \frac{1}{21,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right) \cdot 0,92} = 1884,33 \text{ K}$$

Temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine za slučaj idealnog procesa:

$$T_4 = T_3 \cdot \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1884,01 \cdot \left( \frac{1}{21,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 788,48 \text{ K} \quad (3.9)$$



Slika 3.2. T-s dijagram plinskog dijela postrojenja

Toplinska iskoristivost realnog plinsko-turbinskog procesa:

$$\eta_{t,r} = \frac{w_r}{q_{d,r}} = 1 - \frac{(h_{4'} - h_1)}{(h_3 - h_{2'})} = \frac{c_{p,e} \cdot (T_3 - T_{4'}) - c_{p,k} \cdot (T_{2'} - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_{2'})} \quad (3.10)$$

gdje je:

- $\eta_{t,r}$  – toplinska iskoristivost realnog plinsko-turbinskog procesa
- $w_r$  [kJ/kg] – jedinični rad plinsko-turbinskog sklopa
- $q_{d,r}$  [kJ/kg] – jedinična toplina dovedena u realni proces

Ako se zanemari utjecaj razlika specifičnih toplina, odnosno ako se uzme da je  $c_{p,e} = c_{p,k} = c_p$ , slijedi:

$$\eta_{t,r} = 1 - \frac{(T_{4'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})} = 1 - \frac{876,15 - 293,15}{1884,33 - 750,94} = 0,4856$$

Srednja specifična toplina fluida koji se tlači (zrak)  $c_{p,k}$ :

Vrijednost srednje specifične topline zraka za 0 °C i 100 °C uzeta je iz termodinamičkih tablica:

$$C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{0^{\circ}\text{C}} = 29,073 \text{ kJ/kmolK}$$

$$C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}} = 29,153 \text{ kJ/kmolK}$$

Srednja specifična toplina zraka za 20 °C:

$$C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{20^{\circ}\text{C}} = C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{0^{\circ}\text{C}} + \frac{20 - 0}{100 - 0} \cdot (C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{100^{\circ}\text{C}} - C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{0^{\circ}\text{C}}) \quad (3.11)$$

$$C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{20^{\circ}\text{C}} = 29,073 + \frac{20}{100} \cdot (29,153 - 29,073) = 29,089 \text{ kJ/kmolK}$$

$$c_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{20^{\circ}\text{C}} = \frac{C_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{20^{\circ}\text{C}}}{M} \quad (3.12)$$

gdje je:  $M = 28,95 \text{ kg/kmol}$  – molna masa zraka

$$c_{p,k}|_{0^{\circ}\text{C}}^{20^{\circ}\text{C}} = \frac{29,089}{28,95} = 1,0048 \text{ kJ/kgK}$$



### 3.2. Donja ogrjevna moć plinovitog goriva

Prirodni plin je smjesa plinovitih ugljikovodika s metanom (CH<sub>4</sub>) kao glavnom komponentom koja obično čini više od 90% ukupnog volumena. Volumni udjeli pojedinih elemenata u prirodnom plinu uzeti su prema izvješću o kvaliteti plina sa službenih stranica HEP-a [14].

Tablica 3.1. Sastav prirodnog plina

Element	Oznaka	Volumni udio	Molni udio	Molna masa
		[%]	<i>r</i>	<i>M</i> [kg/kmol]
Metan	CH <sub>4</sub>	96	0,96	16,04
Etan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3	0,03	30,07
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1	0,01	44,09

Donja ogrjevna moć plinovitog goriva:

$$\begin{aligned}
 H_d = & 108 \cdot \varphi_{H_2(\%)} + 126 \cdot \varphi_{CO(\%)} + 358 \cdot \varphi_{CH_4(\%)} + 643 \cdot \varphi_{C_2H_6(\%)} \\
 & + 936 \cdot \varphi_{C_3H_8(\%)} + 1216 \cdot \varphi_{C_4H_{10}(\%)} + 1460 \cdot \varphi_{C_5H_{12}(\%)} \\
 & + 600 \cdot \varphi_{C_2H_4(\%)} + 882 \cdot \varphi_{C_3H_6(\%)} + 1140 \cdot \varphi_{C_4H_8(\%)} \\
 & + 1403 \cdot \varphi_{C_6H_6(\%)}
 \end{aligned} \quad (3.13)$$

gdje su:

- $\varphi_{H_2(\%)}, \varphi_{CO(\%)}, \varphi_{CH_4(\%)}$  itd. – volumni udjeli pojedinih sudionika u smjesi plinovitog goriva
- $H_d$  [kJ/m<sub>nG</sub><sup>3</sup>] - donja ogrjevna moć goriva

$$\begin{aligned}
 H_d = & 108 \cdot 0 + 126 \cdot 0 + 358 \cdot 96 + 643 \cdot 3 + 936 \cdot 1 + 1216 \cdot 0 + 1460 \cdot 0 + 600 \cdot 0 \\
 & + 882 \cdot 0 + 1140 \cdot 0 + 1403 \cdot 0 = 37233 \text{ kJ/m}_{nG}^3
 \end{aligned}$$

Dobivena vrijednost donje ogrjevne moći goriva izrazit će se u [kWh/m<sub>nG</sub><sup>3</sup>] radi lakše usporedbe s mjernim jedinicama u kojima se danas sve obračunava:

$$H_d = \frac{37233}{3600} = 10,34 \text{ kWh/m}_{\text{nG}}^3$$

Zbog potrebe proračuna donju ogrjevnu moć goriva potrebno je izraziti u [kJ/kg] stoga se donja ogrjevna moć prvo dijeli s recipročnom vrijednošću molarnog volumena idealnog plina, a zatim s molekularnom masom prirodnog plina:

$$H_d = H_d \div \frac{1}{22,4} \quad (3.14)$$

$$H_d = H_d \cdot 22,4 = 37233 \cdot 22,4 = 834019,2 \text{ kJ/kmol}$$

Prosječna molekularna masa goriva iznosi:

$$M_M = \sum_{i=1}^n r_i M_i = r_{\text{CH}_4} \cdot M_{\text{CH}_4} + r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot M_{\text{C}_2\text{H}_6} + r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot M_{\text{C}_3\text{H}_8} \quad (3.15)$$

gdje je:

- $M_M$  [kg/kmol] - prosječna molekularna masa goriva
- $r$  - molni udio elementa sadržanog u prirodnom plinu
- $M_i$  [kg/kmol] - molna masa elementa sadržanog u prirodnom plinu

Molni udjeli i molne mase elemenata dani su u tablici 3.1. Slijedi da je molekularna masa prirodnog plina:

$$M_M = 0,96 \cdot 16,04 + 0,03 \cdot 30,07 + 0,01 \cdot 44,09 = 16,7414 \text{ kg/kmol}$$

Donja ogrjevna moć u [kJ/kg]:

$$H_d = \frac{H_d \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right]}{M_M \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]} \quad (3.16)$$

$$H_d = \frac{834019,2}{16,7414} = 49817,769 \text{ kJ/kg}$$

Stvarna količina zraka za izgaranje:

$$V_z = \lambda \cdot V_{z,min} \quad (3.17)$$

gdje je:

- $\lambda = 1,1$  - koeficijent pretička zraka za plinovita goriva
- $V_z$  [ $\text{m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$ ] - stvarna količina zraka za izgaranje
- $V_{z,min}$  [ $\text{m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$ ] - minimalna količina zraka za izgaranje

Za plinovita goriva, stvarna količina zraka računa se prema izrazu:

$$V_z = \lambda \cdot \frac{1}{21} \left[ 0,5 \cdot (\varphi_{CO(\%)} + \varphi_{H_2(\%)}) + 1,5 \cdot \varphi_{H_2S(\%)} + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot \varphi_{C_mH_n(\%)} - \varphi_{O_2(\%)} \right]$$

$$V_z = 1,1 \cdot \frac{1}{21} \left[ 0,5 \cdot (0 + 0) + 1,5 \cdot 0 + \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 96 + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 3 + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 1 - 0 \right]$$

$$V_z = 10,87 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3 \quad (3.18)$$

Slijedi da je minimalna količina zraka potrebna za izgaranje:

$$V_{z,min} = \frac{V_z}{\lambda} = \frac{10,87}{1,1} = 9,88 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Minimalna količina suhih dimnih plinova:

$$V_{pl,s,min} = \frac{1}{100} \cdot \left[ \varphi_{CO_2(\%)} + \varphi_{CO(\%)} + \varphi_{H_2S(\%)} + \sum m \cdot \varphi_{C_mH_n(\%)} + \varphi_{N_2(\%)} + 79 \cdot V_{z,min} \right]$$

$$V_{pl,s,min} = \frac{1}{100} \cdot [0 + 0 + 0 + (1 \cdot 96 + 2 \cdot 3 + 3 \cdot 1) + 0 + 79 \cdot 9,88] \quad (3.19)$$

$$V_{pl,s,min} = 8,86 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Stvarna količina suhih dimnih plinova:

$$V_{pl,s} = V_{pl,s,min} + (\lambda - 1) \cdot V_{z,min} \quad (3.20)$$

$$V_{pl,s} = 8,86 + (1,1 - 1) \cdot 9,88$$

$$V_{pl,s} = 9,85 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Količina vodene pare u dimnim plinovima izgaranja:

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \cdot \left[ \varphi_{H_2(\%)} + \varphi_{H_2S(\%)} + \sum \frac{n}{2} \cdot \varphi_{C_mH_n(\%)} + \varphi_{W(\%)} \right] \quad (3.21)$$

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \cdot \left[ 0 + 0 + \left( \frac{4}{2} \cdot 96 + \frac{6}{2} \cdot 3 + \frac{8}{2} \cdot 1 \right) + 0 \right] = 2,05 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Količina vlažnih dimnih plinova:

$$V_{pl} = V_{pl,s} + V_{H_2O} \quad (3.22)$$

$$V_{pl} = 9,85 + 2,05 = 11,90 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

### 3.3. Količina i sastav dimnih plinova

Količina ugljičnog dioksida ( $CO_2$ ):

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot \left[ \varphi_{CO(\%)} + \varphi_{CO_2(\%)} + \sum m \cdot \varphi_{C_mH_n(\%)} \right] \quad (3.23)$$

$$V_{CO_2} = \frac{1}{100} \cdot [0 + 0 + (1 \cdot 96 + 2 \cdot 3 + 3 \cdot 1)]$$

$$V_{CO_2} = 1,05 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Količina vodene pare ( $H_2O$ ):

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \cdot \left[ \varphi_{H_2(\%)} + \varphi_{H_2S(\%)} + \sum \frac{n}{2} \cdot \varphi_{C_mH_n(\%)} \right] \quad (3.24)$$

$$V_{H_2O} = \frac{1}{100} \cdot \left[ 0 + 0 + \left( \frac{4}{2} \cdot 96 + \frac{6}{2} \cdot 3 + \frac{8}{2} \cdot 1 \right) \right] = 2,05 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Količina sumpornog dioksida ( $SO_2$ ):

$$V_{SO_2} = \frac{1}{100} \cdot \varphi_{H_2S(\%)} \quad (3.25)$$

$$V_{SO_2} = \frac{1}{100} \cdot 0 = 0 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Količina dušika ( $N_2$ ):

$$V_{N_2} = \frac{1}{100} \cdot (\varphi_{N_2(\%)} + 79 \cdot \lambda \cdot V_{z,min}) \quad (3.26)$$

$$V_{N_2} = \frac{1}{100} \cdot (0 + 79 \cdot 1,1 \cdot 9,88)$$

$$V_{N_2} = 8,59 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Količina kisika ( $O_2$ ):

$$V_{O_2} = \frac{21}{100} \cdot (\lambda - 1) \cdot V_{z,min} \quad (3.27)$$

$$V_{O_2} = \frac{21}{100} \cdot (1,1 - 1) \cdot 9,88$$

$$V_{O_2} = 0,207 \text{ m}_n^3/\text{m}_{nG}^3$$

Sastav dimnih plinova izgaranja:

Udio ugljičnog dioksida u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{CO_2(\%)} = \frac{V_{CO_2}}{V_{pl}} \cdot 100 \quad (3.28)$$

$$\varphi_{CO_2(\%)} = \frac{1,05}{11,90} \cdot 100 = 8,82\%$$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{pl}} \quad (3.29)$$

$$r_{CO_2} = \frac{1,05}{11,90} = 0,0882$$

Udio vodene pare u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{H_2O(\%)} = \frac{V_{H_2O}}{V_{pl}} \cdot 100 \quad (3.30)$$

$$\varphi_{H_2O(\%)} = \frac{2,05}{11,90} \cdot 100 = 17,23\%$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{pl}} \quad (3.31)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,05}{11,90} = 0,1723$$

Udio sumpornog dioksida u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{SO_2(\%)} = \frac{V_{SO_2}}{V_{pl}} \cdot 100 \quad (3.32)$$

$$\varphi_{SO_2(\%)} = \frac{0}{11,90} \cdot 100 = 0\%$$

$$r_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{pl}} \quad (3.33)$$

$$r_{SO_2} = \frac{0}{11,90} = 0$$

Udio dušika u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{N_2(\%)} = \frac{V_{N_2}}{V_{pl}} \cdot 100 \quad (3.34)$$

$$\varphi_{N_2(\%)} = \frac{8,59}{11,90} \cdot 100 = 72,19\%$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{pl}} \quad (3.35)$$

$$r_{N_2} = \frac{8,59}{11,90} = 0,7219$$

Udio kisika u vlažnim dimnim plinovima:

$$\varphi_{O_2(\%)} = \frac{V_{O_2}}{V_{pl}} \cdot 100 \quad (3.36)$$

$$\varphi_{O_2(\%)} = \frac{0,207}{11,90} \cdot 100 = 1,74\%$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{pl}} \quad (3.37)$$

$$r_{O_2} = \frac{0,207}{11,90} = 0,0174$$

Suma udjela:

$$\sum_i \varphi_{i(\%)} = \varphi_{CO_2} + \varphi_{H_2O} + \varphi_{SO_2} + \varphi_{N_2} + \varphi_{O_2} = 100 \quad (3.38)$$

$$\sum_i \varphi_{i(\%)} = 8,82 + 17,23 + 0 + 72,19 + 1,74 = 100\%$$

$$\sum_i r_i = r_{CO_2} + r_{H_2O} + r_{SO_2} + r_{N_2} + r_{O_2} = 1 \quad (3.39)$$

$$\sum_i r_i = 0,0882 + 0,1723 + 0 + 0,7219 + 0,0174 = 1$$

### 3.4. Srednja specifična toplina fluida koji ekspandira

Srednja specifična toplina fluida koji ekspandira (smjesa zraka i plinova izgaranja)  $c_{p,e}$ :

$$\eta_{t,r} = \frac{w_r}{q_{d,r}} = 1 - \frac{(h_{4'} - h_1)}{(h_3 - h_{2'})} = \frac{c_{p,e} \cdot (T_3 - T_{4'}) - c_{p,k} \cdot (T_{2'} - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_{2'})}$$

$$\eta_{t,r} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2'}) = c_{p,e} \cdot (T_3 - T_{4'}) - c_{p,k} \cdot (T_{2'} - T_1)$$

$$\eta_{t,r} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2'}) + c_{p,k} \cdot (T_{2'} - T_1) = c_{p,e} \cdot (T_3 - T_{4'}) / \div (T_3 - T_{4'})$$

$$c_{p,e} = \frac{\eta_{t,r} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2'}) + c_{p,k} \cdot (T_{2'} - T_1)}{(T_3 - T_{4'})} \quad (3.40)$$

Srednja specifična toplina zraka i dimnih plinova u komori izgaranja  $c_p = 1,005$  kJ/kgK.

$$c_{p,e} = \frac{0,4856 \cdot 1,005 \cdot (1884,33 - 750,94) + 1,0048 \cdot (750,94 - 293,15)}{1884,33 - 876,15}$$

$$c_{p,e} = 1,0049 \text{ kJ/kgK}$$

### 3.5. Dovedena toplinska snaga i potrošnja goriva

Jedinični rad realnog plinsko-turbinskog procesa:

$$w_r = c_{p,e} \cdot (T_3 - T_{4'}) - c_{p,k} \cdot (T_{2'} - T_1) \quad (3.41)$$

$$w_r = 1,0049 \cdot (1884,33 - 876,15) - 1,0048 \cdot (750,94 - 293,15) = 553,13 \text{ kJ/kg}$$

Maseni protok radnog fluida (zraka) za zadanu snagu (N) realnog plinsko-turbinskog procesa:

- Nazivna električna snaga plinske turbine:  $N_{E,plt} = 75 \text{ MW}_e$
- Mehanički gubici:  $\eta_m = 0,95$
- Gubici u generatoru električne energije:  $\eta_{eg} = 0,99$

Zadana snaga realnog plinsko-turbinskog procesa:

$$N = \frac{N_{E,plt}}{(\eta_m \cdot \eta_{eg})} \quad (3.42)$$

$$N = \frac{75}{(0,95 \cdot 0,99)} = 79,74 \text{ MW}_e$$

$$\dot{m}_{zr,r} = \frac{N}{w_r} \quad (3.43)$$

$$\dot{m}_{zr,r} = \frac{79,74 \cdot 10^6}{553,13 \cdot 10^3} = 144,16 \text{ kg/s}$$



Jedinična toplina dovedena u realnom plinsko-turbinskom procesu:

$$q_{d,r} = c_p \cdot (T_3 - T_{2'}) \quad (3.44)$$

Srednja specifična toplina zraka i dimnih plinova u komori izgaranja:  $c_p = 1,005 \text{ kJ/kgK}$

$$q_{d,r} = 1,005 \cdot (1884,33 - 750,94) = 1139,06 \text{ kJ/kg}$$

Dovedena toplinska snaga za zadanu snagu plinsko-turbinskoga procesa:

$$Q_{d,r} = \dot{m}_{zr,r} \cdot q_{d,r} \quad (3.45)$$

$$Q_{d,r} = 144,16 \cdot 1139,06 = 164206,89 \text{ kW}$$

Efektivna iskoristivost plinsko-turbinskoga postrojenja:

- Mehanički gubici:  $\eta_m = 0,95$
- Gubici u komori izgaranja:  $\eta_{ki} = 0,98$
- Gubici u generatoru električne energije:  $\eta_{eg} = 0,99$

$$\eta_e = \eta_{t,r} \cdot \eta_m \cdot \eta_{ki} \cdot \eta_{eg} \quad (3.46)$$

$$\eta_e = 0,4856 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,4476$$

Potrošnja goriva (B) za zadanu izlaznu električnu snagu ( $N_{E,plt}$ ) plinsko-turbinskoga procesa:

$$B = \frac{N_{E,plt}}{H_d \cdot \eta_{t,r} \cdot \eta_m \cdot \eta_{ki} \cdot \eta_{eg}} \quad (3.47)$$

$$B = \frac{75 \cdot 10^3}{49817,769 \cdot 0,4856 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 3,364 \text{ kg/s}$$

Postrojenje se sastoji od dvije plinske turbine istog tipa, stoga je važno napomenuti da se vrijednosti dobivene proračunom odnose na samo jednu plinsku turbinu. Dobiveni parametri plinskog dijela bitni su za daljnji proračun parnog dijela postrojenja koji se provodi u idućem poglavlju.

## 4. PRORAČUN ENERGETSKE BILANCE PARNO-TURBINSKOG DIJELA POSTROJENJA

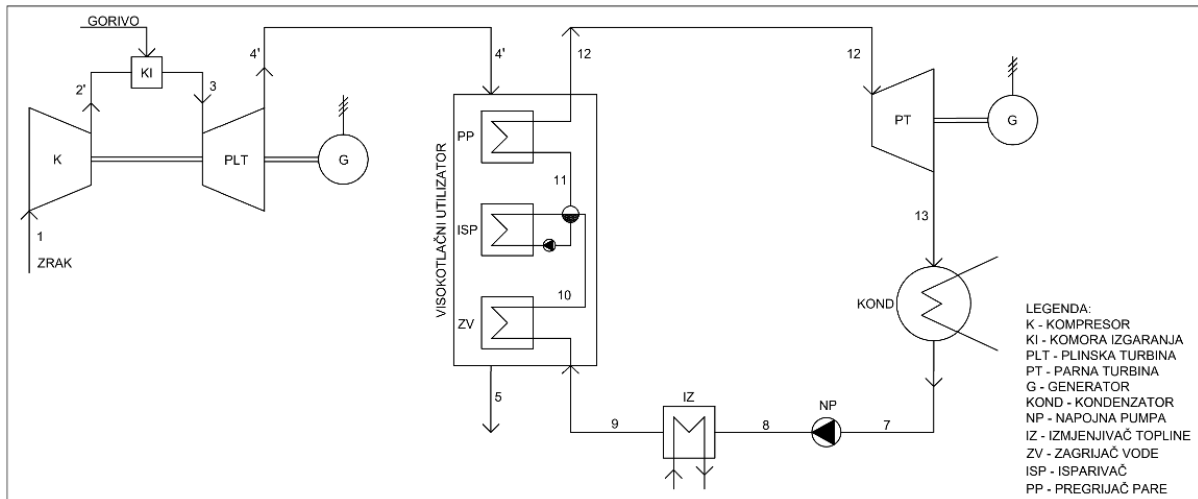
U ovom poglavlju provedena je analiza parno-turbinskog dijela postrojenja koje je detaljnije objašnjeno u poglavlju 2.2. Postrojenje se sastoji od dva kotla na otpadnu toplinu i jednog parnog turbogeneratora. Kotlovi na otpadnu toplinu (utilizatori) su dvotlačnog tipa te proizvode visokotlačnu paru tlaka 91 bar i niskotlačnu paru tlaka 10 bar. Postrojenje je osmišljeno da istovremeno proizvodi električnu energiju i korisnu toplinu, što je poznato kao kogeneracija ili kombinirana proizvodnja električne i toplinske energije (CHP). Visokotlačna para iz visokotlačnog dijela utilizatora odvodi se u parni turbogenerator gdje se proizvodi električna energija, dok se niskotlačna para iz niskotlačnog dijela utilizatora koristi kao tehnološka para za industrijske procese i grijanje. Zadatom je zadana snaga postrojenja od  $208 \text{ MW}_e$  i  $140 \text{ MW}_t$ . Obzirom da snaga plinskog dijela postrojenja iznosi  $150 \text{ MW}_e$ , parni dio postrojenja proizvodit će  $58 \text{ MW}_e$  i  $140 \text{ MW}_t$ .

Cjelokupna shema kogeneracijskog postrojenja dana je na kraju poglavlja na stranici 51. U svrhu pojednostavljenja ovog dijela proračuna, postrojenje je raščlanjeno na visokotlačni i niskotlačni dio. Stoga je analitički proračun parnog dijela postrojenja proveden odvojeno za visokotlačni dio koji uključuje generiranje električne energije iz visokotlačne pare u turbogeneratoru i za niskotlačni dio koji obuhvaća korištenje niskotlačne pare kao tehnološke pare za industrijske procese i grijanje.

Parametri potrebni za proračun parnog dijela, kao što su temperature u utilizatorima, preuzete su iz mjerenja provedenih u TE-TO Zagreb. Protočna količina dimnih plinova kroz utilizator dobivena je proračunom plinskog dijela, dok su ostali parametri pretpostavljeni.

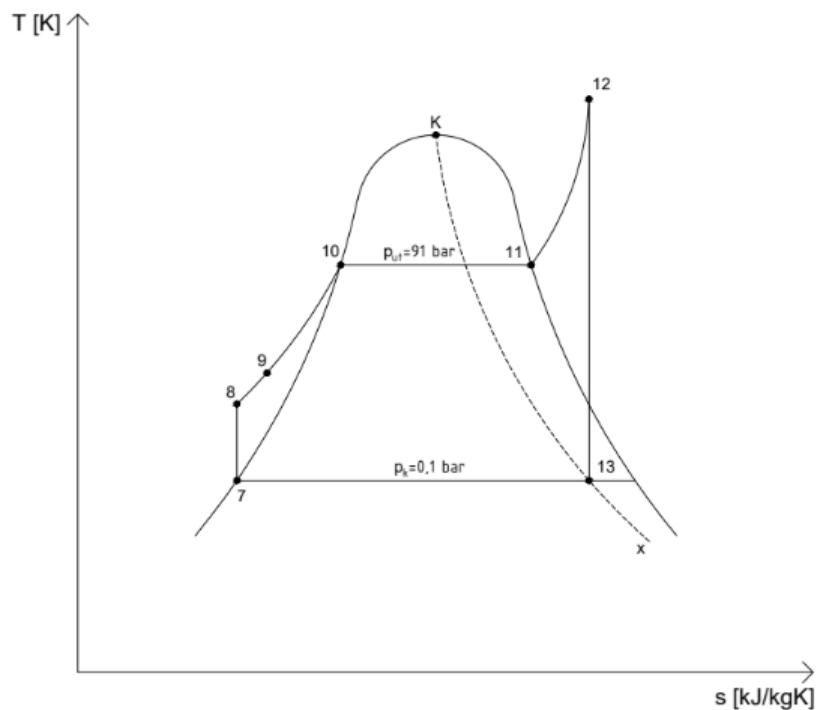
### 4.1. Proračun rekuperacije topline u visokotlačnom dijelu utilizatora

Shema plinsko-parnog postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora prikazana je na slici 4.1.



Slika 4.1. Shema s visokotlačnim dijelom utilizatora

Odgovarajući T-s dijagram parnog dijela procesa prikazan je na slici 4.2. Dijagram je prikazan za idealni slučaj, bez gubitaka, a proračun je proveden uključujući gubitke koji se javljaju unutar postrojenja.



Slika 4.2. T-s dijagram parnog dijela procesa s visokotlačnim dijelom utilizatora

Ulazni podaci za visokotlačni dio utilizatora:

- Protočna količina dimnih plinova kroz utilizator:  $\dot{m}_{zr,r} = \dot{m}_{pl} = 144,16 \text{ kg/s}$
- Srednja specifična toplina dimnih plinova kod  $p = \text{konst.}$ :  $c_p = 1,005 \text{ kJ/kgK}$
- Temperatura dimnih plinova na ulazu u utilizator:  $t_{4'} = 603 \text{ °C}$
- Temperatura dimnih plinova na izlazu iz utilizatora:  $t_5 = 250 \text{ °C}$

Ukupna toplina koju u visokotlačnom dijelu utilizatora predaju dimni plinovi:

$$Q_{pl,v} = \dot{m}_{pl} \cdot c_p \cdot (t_{pl,ul} - t_{pl,iz}) = \dot{m}_{pl} \cdot c_p \cdot (t_{4'} - t_5) \quad (4.1)$$

$$Q_{pl,v} = 144,16 \cdot 1,005 \cdot ((603 + 273,15) - (250 + 273,15)) = 51142,92 \text{ kW}$$

Unutarnji rad pumpe (po jedinici mase):

- Gubitak topline kroz izolaciju utilizatora odnosno iskoristivost ogrjevnih površina:  $\eta_{op} = 0,98$
- Unutarnja iskoristivost pumpe:  $\eta_{i,p} = 0,9$
- Tlak pare u kondenzatoru:  $p_k = 0,1 \text{ bar}$
- Temperatura vode u kondenzatoru:  $t_k = 45 \text{ °C}$
- Tlak pare u utilizatoru:  $p_{ut} = 91 \text{ bar}$
- Temperatura pare na izlazu iz utilizatora:  $t_{12} = 460 \text{ °C}$

Specifična entalpija kapljevine za tlak  $p_k$ :  $h_k = h_7 = 191,9 \text{ kJ/kg}$  – tablica za zasićenu vodenu paru (pri 0,1 bar)

Specifični volumen kapljevine za tlak  $p_k$ :  $v_k = v_7 = 0,0010103 \text{ m}^3/\text{kg}$  – tablica za zasićenu vodenu paru (pri 0,1 bar)

$$w_{i,p} = h_{8'} - h_7 = \frac{h_8 - h_7}{\eta_{i,p}} = \frac{v_7 \cdot (p_{ut} - p_k)}{\eta_{i,p}} \quad (4.2)$$

$$w_{i,p} = \frac{0,0010103 \cdot (91 - 0,1) \cdot 10^2}{0,9} = 10,2 \text{ kJ/kg}$$

Entalpija napojne vode na ulazu u utilizator:

$$w_{i,p} = h_{8'} - h_7 \rightarrow h_{8'} = w_{i,p} + h_7 = 10,2 + 191,9 = 202,1 \text{ kJ/kg}$$

Temperatura napojne vode:

Vrijednosti specifičnih entalpija i temperatura kapljevine uzete su iz tablice za zasićenu vodenu paru pri tlaku od 0,1 bar.

$$t_{g'} = t_{manja} + \frac{h_{g'} - h_{manja}}{h_{veća} - h_{manja}} \cdot (t_{veća} - t_{manja}) \quad (4.3)$$

$$t_{g'} = 45,84 + \frac{202,1 - 191,9}{251,4 - 191,9} \cdot (60,08 - 45,84) = 48,28 \text{ °C}$$

U vidu poboljšanja ukupne toplinske efikasnosti sustava ugrađen je izmjenjivač topline prije utilizatora kako bi se smanjila temperaturna razlika između napojne vode i dimnih plinova na ulazu napojne vode u utilizator. Zagrijavanje napojne vode u izmjenjivaču topline vrši se rekuperacijom topline ispušnih plinova koji se dovode od kotlova iz sustava unutar postrojenja.

Toplina potrebna za zagrijavanje napojne vode s 48,28 °C na 180 °C:

$$q_{nv} = h_9 - h_{g'} = 763,1 - 202,1 = 561 \text{ kJ/kg}_v \quad (4.4)$$

Temperature ispušnih plinova na ulazu i izlazu iz izmjenjivača:

$$t_{pl,ul} = 280 \text{ °C}$$

$$t_{pl,izl} = 180 \text{ °C}$$

Toplina predana po kg ispušnih plinova:

$$q_{pl} = c_p \cdot (t_{pl,ul} - t_{pl,iz}) \quad (4.5)$$

$$q_{pl} = 1,005 \cdot (280 - 180) = 100,5 \text{ kJ/kg}_{pl}$$

Maseni protok ispušnih plinova potreban za zagrijavanje vode s 48,28 °C na 180 °C:

$$\dot{m}_{pl,iz} = \frac{q_{nv}}{q_{pl}} \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{pl,iz} = \frac{561 \text{ kJ/kg}_v}{100,5 \text{ kJ/kg}_{pl}} = 5,58 \text{ kg}_{pl}/\text{kg}_v$$

Temperatura i entalpija napojne vode na ulazu u utilizator:

$$t_9 = 180 \text{ °C}$$

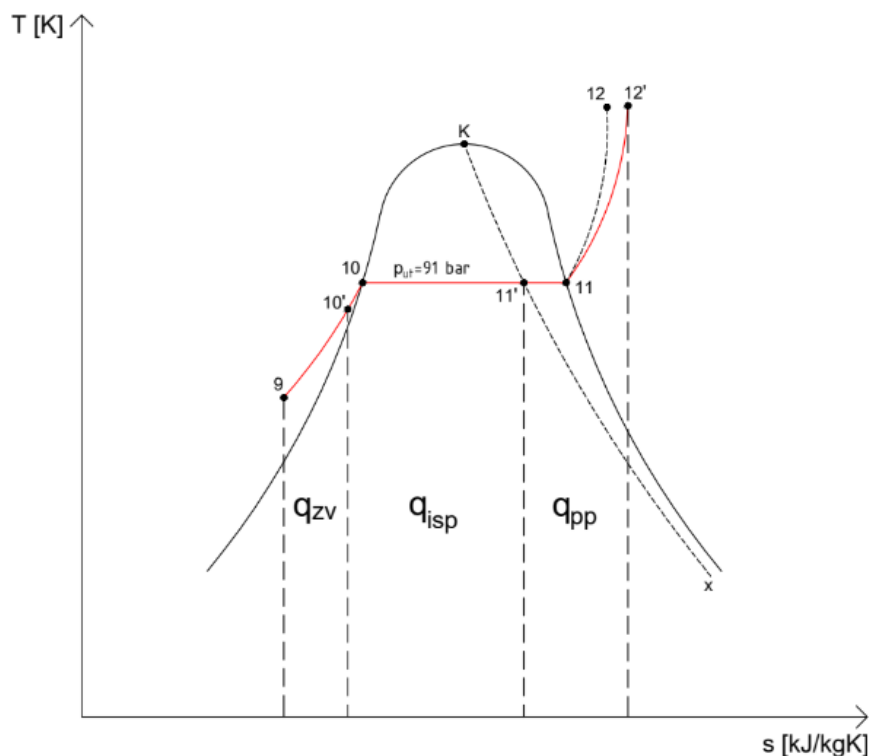
$$h_9 = 763,1 \text{ kJ/kg}$$

Za tlak pare u utilizatoru  $p_{ut} = 91 \text{ bar}$ :

Voda se u zagrijaču vode zagrijava na temperaturu koja je najčešće 20 – 60 °C manja od temperature zasićenja ( $t_s$ ). Odabrana vrijednost je 30 °C.

Temperatura vrele kapljevine za  $p_{ut} = 91 \text{ bar}$ :  $t_{10} = 304,11 \text{ °C}$  → vrijednost je uzeta iz tablice za zasićenu vodenu paru (pri tlaku od 91 bar)

$$t_{10'} = t_{10} - 30 \text{ °C} = 304,11 - 30 = 274,11 \text{ °C} \rightarrow h_{10'} = 1205 \text{ kJ/kg} \quad (4.7)$$



Slika 4.3. T-s dijagram visokotlačnog dijela utilizatora

$h_{10'} = 1205 \text{ kJ/kg}$  - očitano iz programa „mini REFPROP“ (za 91 bar i 274,11 °C)

$h_{10} = h_{10'} = 1368,2 \text{ kJ/kg}$  - tablica za zasićenu vodenu paru (za 91 bar)

Zbog vlažnosti pare na izlazu iz bubnja (2 – 4 %), slijedi da je:

$$h_{11'} = h_{10} + x \cdot r = h' + x \cdot r \quad (4.8)$$

gdje je:

- $x$  - udio suhozasićene pare: 0,96 – 0,98; odabrana je vrijednost  $x = 0,98$
- $r$  - latentna toplota isparavanja kod radnog tlaka  $p_{ut}$  (91 bar) = 1373,2 kJ/kg

$$h_{11'} = 1368,2 + 0,98 \cdot 1373,2 = 2713,94 \text{ kJ/kg}$$

$h_{11} = h_{11''} = 2741 \text{ kJ/kg}$  – iz tablica za zasićenu vodenu paru (za 91 bar)

Entalpija pregrijane pare određuje se kod tlaka na izlazu iz pregrijača. U pregrijaču pare dolazi do pada tlaka od 5-10% zbog otpora koji nastaje pri strujanju pare kroz cijevi. Zato je potrebno izračunati stvarni tlak koji se javlja u pregrijaču.

Odabrana vrijednost pada tlaka je 5% te u tom slučaju tlak pare na izlazu iz pregrijača iznosi 86,45 bar.

$h_{12'} = 3289,7 \text{ kJ/kg}$  → vrijednost očitana iz programa „mini REFPROP“ (za 86,45 bar i 460 °C)

$h_{12} = 3283 \text{ kJ/kg}$  → vrijednost očitana iz programa „mini REFPROP“ (za 91 bar i 460 °C)

Toplina predana visokotlačnom zagrijaču vode:

$$q_{zv,v} = h_{10'} - h_9 = 1205 - 763,1 = 441,9 \text{ kJ/kg} \quad (4.9)$$

Toplina predana visokotlačnom isparivaču:

$$q_{isp,v} = h_{11'} - h_{10'} = 2713,94 - 1205 = 1508,94 \text{ kJ/kg} \quad (4.10)$$

Toplina predana visokotlačnom pregrijaču pare:

$$q_{pp,v} = h_{12'} - h_{11'} = 3289,7 - 2713,94 = 575,76 \text{ kJ/kg} \quad (4.11)$$

Ukupna predana toplina vodi/pari u visokotlačnom dijelu utilizatora:

$$q_{p,v} = q_{zv,v} + q_{isp,v} + q_{pp,v} \quad (4.12)$$

$$q_{p,v} = 441,9 + 1508,94 + 575,76 = 2526,6 \text{ kJ/kg}$$

Protočna količina vode/pare kroz visokotlačni dio utilizatora:

$$Q_{w,v} = Q_{pl,v} \cdot \eta_{op} = Q_{zv,v} + Q_{isp,v} + Q_{pp,v} \quad (4.13)$$

$$Q_{w,v} = D_v \cdot [(h_{10'} - h_9) + (h_{11'} - h_{10'}) + (h_{12'} - h_{11'})]$$

$$Q_{w,v} = D_v \cdot [q_{zv,v} + q_{isp,v} + q_{pp,v}] = D_v \cdot q_{p,v} = Q_{pl,v} \cdot \eta_{op}$$

$$D_v = \frac{Q_{pl,v} \cdot \eta_{op}}{q_{p,v}} = \frac{51142,92 \cdot 0,98}{2526,6} = 19,84 \text{ kg/s} \quad (4.14)$$

Toplina predana visokotlačnom zagrijaču vode u [kW]:

$$Q_{zv,v} = D_v \cdot q_{zv,v} = 19,84 \cdot 441,9 = 8767,30 \text{ kW} \quad (4.15)$$

Toplina predana visokotlačnom isparivaču u [kW]:

$$Q_{isp,v} = D_v \cdot q_{isp,v} = 19,84 \cdot 1508,94 = 29937,37 \text{ kW} \quad (4.16)$$

Toplina predana visokotlačnom pregrijaču pare u [kW]:

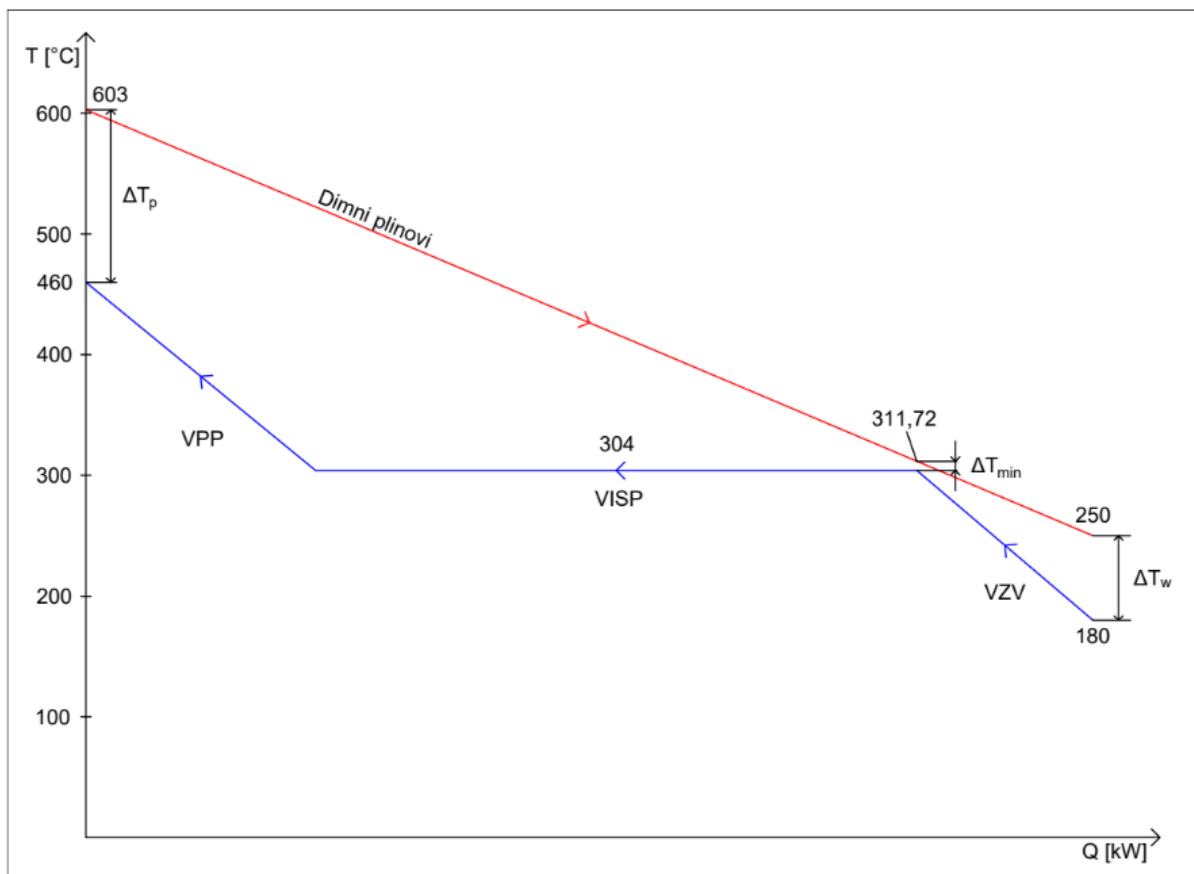
$$Q_{pp,v} = D_v \cdot q_{pp,v} = 19,84 \cdot 575,76 = 11423,08 \text{ kW} \quad (4.17)$$

Ukupna toplina koju voda/para preuzima u visokotlačnom dijelu utilizatora u [kW]:

$$Q_{w,v} = Q_{pl,v} \cdot \eta_{op} = Q_{zv,v} + Q_{isp,v} + Q_{pp,v}$$

$$Q_{w,v} = 8767,30 + 29937,37 + 11423,08 = 50127,75 \text{ kW}$$

Slika 4.4. prikazuje T-Q dijagram za visokotlačni dio utilizatora. T-Q dijagram daje vizualni prikaz iskorištavanja topline dimnih plinova za proizvodnju vodene pare u utilizatoru. Prikazuje kako se temperatura mijenja tijekom procesa što omogućava procjenu učinkovitosti prijenosa topline i identifikaciju točaka gdje su moguća poboljšanja sustava.



Slika 4.4. T-Q dijagram za visokotlačni dio utilizatora



$\Delta T_p = 143 \text{ }^\circ\text{C}$  – predstavlja temperaturnu razliku između dimnih plinova na ulazu u visokotlačni utilizator i pare na izlazu iz pregrijača pare

$\Delta T_{min} = 7,72 \text{ }^\circ\text{C}$  – predstavlja temperaturnu razliku između vode na ulazu u isparivač i dimnih plinova na izlazu iz isparivača

$\Delta T_w = 70 \text{ }^\circ\text{C}$  – predstavlja temperaturnu razliku između vode na ulazu u visokotlačni utilizator i dimnih plinova na izlazu iz visokotlačnog utilizatora

Dobivena pregrijana para koristi se za proizvodnju električne energije pa slijedi da je snaga proizvedene električne energije na generatoru parne turbine:

Za pregrijanu paru tlaka  $p_{pp} = 86,45 \text{ bar}$  i temperaturu  $t_{12} = 460 \text{ }^\circ\text{C}$ :

Specifična entalpija pregrijane pare:  $h_{12'} = h_{pp} = 3289,7 \text{ kJ/kg}$

Specifična entropija pregrijane pare:  $s_{12'} = 6,5476 \text{ kJ/kgK}$

Za tlak u kondenzatoru  $p_k = 0,1 \text{ bar}$  očitane su specifične entropije iz tablica za zasićenu vodenu paru pomoću kojih je dobiven udio pare i entalpija:

$$s_{13'} = 0,6492 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_{13''} = 8,149 \text{ kJ/kgK}$$

$$x = \frac{s_{13} - s_{13'}}{s_{13''} - s_{13'}} = \frac{6,5476 - 0,6492}{8,149 - 0,6492} = 0,786 \quad (4.18)$$

$$h_{13'} = 191,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{13''} = 2584 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{13} = h_{13'} + x \cdot (h_{13''} - h_{13'}) \quad (4.19)$$

$$h_{13} = 191,9 + 0,786 \cdot (2584 - 191,9) = 2072,09 \text{ kJ/kg}$$

Električna energija dobivena na parno-turbinskom dijelu postrojenja:

- Unutarnja iskoristivost parne turbine:  $\eta_{i,t} = 0,9$
- Mehanička iskoristivost turbine:  $\eta_m = 0,99$
- Iskoristivost generatora električne energije:  $\eta_{eg} = 0,99$

$$N_{E,pt} = D_v \cdot (h_{12'} - h_{13}) \cdot \eta_{i,t} \cdot \eta_m \cdot \eta_{eg} \quad (4.20)$$

$$N_{E,pt} = 19,84 \cdot (3289,7 - 2072,09) \cdot 0,9 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 21308,99 \text{ kW}_e = 21,309 \text{ MW}_e$$

Ukupna dobivena električna energija:

$$N_{E,uk} = N_{E,plt} + N_{E,pt} = 75 + 21,309 = 96,309 \text{ MW}_e \quad (4.21)$$

Radovi pojedinih dijelova postrojenja:

Rad napojne pumpe:

$$W_p = D_v \cdot w_{i,p} = 19,84 \cdot 10,2 = 202,37 \text{ kW} \quad (4.22)$$

Rad kompresora:

$$W_k = \dot{m}_{zr,r} \cdot w_k = \dot{m}_{zr,r} \cdot c_{p,k} \cdot (T_{2'} - T_1) \quad (4.23)$$

$$W_k = 144,16 \cdot 1,0048 \cdot (750,94 - 293,15) = 66311,78 \text{ kW}$$

Rad plinske turbine:

$$W_{pl} = \dot{m}_{zr,r} \cdot w_{pl} = \dot{m}_{zr,r} \cdot c_{p,e} \cdot (T_3 - T_{4'}) \quad (4.24)$$

$$W_{pl} = 144,16 \cdot 1,0049 \cdot (1884,33 - 876,15) = 146051,39 \text{ kW}$$

Termički stupanj djelovanja postrojenja bez dodatnog izgaranja u struji dimnih plinova:

$$\eta_{t,komb,v} = \frac{N_{E,plt} + N_{E,pt}}{Q_{d,r} + Q_{iz}} \quad (4.25)$$

gdje je:

- $Q_{iz}$  [kW] - toplina dovedena u izmjenjivaču topline (rekuperatoru) za zagrijavanje napojne vode prije ulaza u utilizator

$$Q_{iz} = D_v \cdot (h_9 - h_{8'}) = 19,84 \cdot (763,1 - 202,1) = 11130,24 \text{ kW} \quad (4.26)$$

$$\eta_{t,komb,v} = \frac{75000 + 21308,99}{164206,89 + 11130,24}$$

$$\eta_{t,komb,v} = 0,5493 = 54,93 \%$$

Iskoristiva toplina preostala u dimnim plinovima ako bi se ohladili na temperaturu od 103 °C:

$$Q_{t,v} = \dot{m}_{pl} \cdot c_p \cdot (t_{pl,iz,v} - t_{ohl}) \quad (4.27)$$

gdje je:

- $t_{pl,iz,v}$  - temperatura dimnih plinova na izlazu iz visokotlačnog dijela utilizatora
- $t_{ohl}$  - temperatura ohlađenih dimnih plinova

$$Q_{t,v} = 144,16 \cdot 1,005 \cdot [(250 + 273,15) - (103 + 273,15)] = 21297,48 \text{ kW}$$

Uzme li se u obzir iskoristiva toplina preostala u dimnim plinovima, slijedi da je stupanj djelovanja kogeneracijskog postrojenja s visokotlačnim utilizatorom:

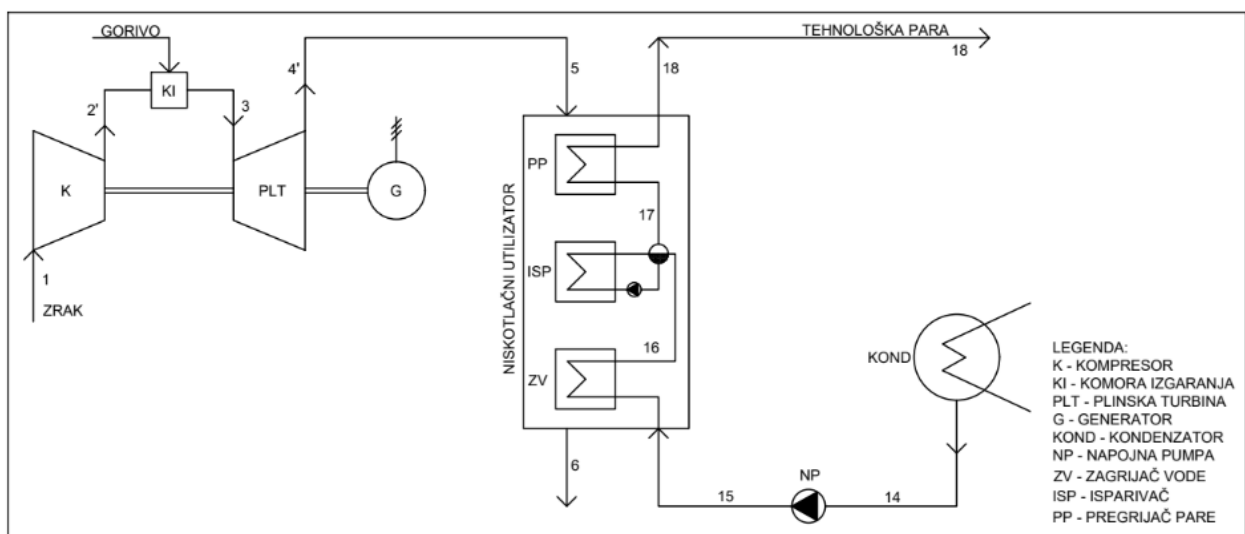
$$\eta_{kogen,v} = \frac{N_{E,plt} + N_{E,pt} + Q_{t,v}}{Q_{d,r} + Q_{iz}} \quad (4.28)$$

$$\eta_{kogen,v} = \frac{75000 + 21308,99 + 21297,48}{164206,89 + 11130,24}$$

$$\eta_{kogen,v} = 0,6707 = 67,07 \%$$

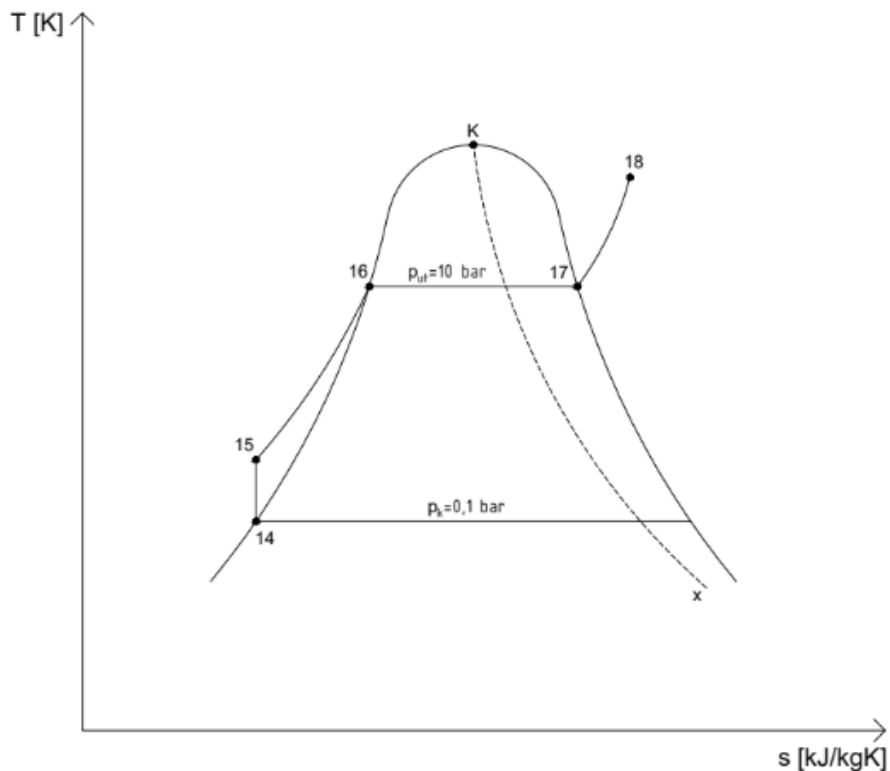
#### 4.2. Proračun rekuperacije topline u niskotlačnom dijelu utilizatora

Shema plinsko-parnog postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora prikazana je na slici 4.5.



Slika 4.5. Shema s niskotlačnim dijelom utilizatora

T-s dijagram za parni dio postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora prikazan je na slici 4.6. Dijagram predstavlja idealni slučaj, dok proračun u nastavku uzima u obzir gubitke.



Slika 4.6. T-s dijagram parnog dijela procesa s niskotlačnim dijelom utilizatora

Ulazni podaci za niskotlačni dio utilizatora:

- Protočna količina dimnih plinova kroz utilizator:  $\dot{m}_{zr,r} = \dot{m}_{pl} = 144,16 \text{ kg/s}$
- Srednja specifična toplina dimnih plinova kod  $p = \text{konst.}$ :  $c_p = 1,005 \text{ kJ/kgK}$
- Temperatura dimnih plinova na ulazu u utilizator:  $t_5 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura dimnih plinova na izlazu iz utilizatora:  $t_6 = 170 \text{ }^\circ\text{C}$

Ukupna toplina koju u niskotlačnom utilizatoru predaju dimni plinovi:

$$Q_{pl,n} = \dot{m}_{pl} \cdot c_p \cdot (t_{pl,ul} - t_{pl,iz}) = \dot{m}_{pl} \cdot c_p \cdot (t_5 - t_6) \quad (4.29)$$

$$Q_{pl,n} = 144,16 \cdot 1,005 \cdot [(250 + 273,15) - (170 + 273,15)] = 11590,46 \text{ kW}$$

Unutarnji rad pumpe (po jedinici mase):

- Gubitak topline kroz izolaciju utilizatora odnosno iskoristivost ogrjevnih površina:  $\eta_{op} = 0,98$
- Unutarnja iskoristivost pumpe:  $\eta_{i,p} = 0,9$
- Tlak pare u kondenzatoru:  $p_k = 0,1 \text{ bar}$

- Temperatura vode u kondenzatoru:  $t_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
- Tlak pare u utilizatoru:  $p_{ut} = 10 \text{ bar}$
- Temperatura pare na izlazu iz utilizatora:  $t_{18} = 240 \text{ }^\circ\text{C}$

Specifična entalpija kapljevine za tlak  $p_k$ :  $h_k = h_{14} = 191,9 \text{ kJ/kg}$  – tablica za zasićenu vodenu paru (pri 0,1 bar)

Specifični volumen kapljevine za tlak  $p_k$ :  $v_k = v_{14} = 0,0010103 \text{ m}^3/\text{kg}$  – tablica za zasićenu vodenu paru (pri 0,1 bar)

$$w_{i,p} = h_{15'} - h_{14} = \frac{h_{15} - h_{14}}{\eta_{i,p}} = \frac{v_{14} \cdot (p_{ut} - p_k)}{\eta_{i,p}} \quad (4.30)$$

$$w_{i,p} = \frac{0,0010103 \cdot (10 - 0,1) \cdot 10^2}{0,9} = 1,11 \text{ kJ/kg}$$

Entalpija napojne vode na ulazu u utilizator:

$$w_{i,p} = h_{15'} - h_{14} \rightarrow h_{15'} = w_{i,p} + h_{14} = 1,11 + 191,9 = 193,01 \text{ kJ/kg}$$

Temperatura napojne vode:

Vrijednosti specifičnih entalpija kapljevine i temperatura uzete su iz tablice za zasićenu vodenu paru (pri 0,1 bar).

$$t_{15'} = t_{manja} + \frac{h_{15'} - h_{manja}}{h_{veća} - h_{manja}} \cdot (t_{veća} - t_{manja}) \quad (4.31)$$

$$t_{15'} = 45,84 + \frac{193,01 - 191,9}{251,4 - 191,9} \cdot (60,08 - 45,84) = 46,11 \text{ }^\circ\text{C}$$

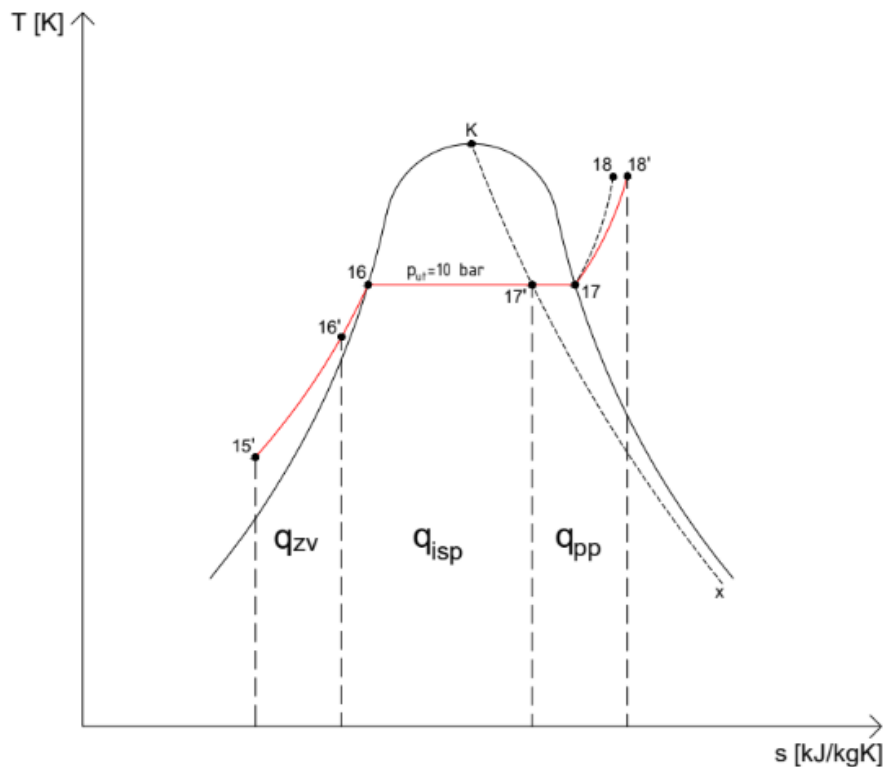
Za tlak pare u utilizatoru  $p_{ut} = 10 \text{ bar}$ :

Voda se u zagrijaču vode zagrijava na temperaturu koja je najčešće 20 – 60  $^\circ\text{C}$  manja od temperature zasićenja ( $t_s$ ). Odabrana vrijednost je 30  $^\circ\text{C}$ .

Temperatura vrele kapljevine za  $p_{ut} = 10 \text{ bar}$ :  $t_{16} = 179,88 \text{ }^\circ\text{C}$  → vrijednost je uzeta iz tablice za zasićenu vodenu paru (pri tlaku od 10 bar)

$$t_{16'} = t_{16} - 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.32)$$

$$t_{16'} = 179,88 - 30 = 149,88 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow h_{16'} = 631,99 \text{ kJ/kg}$$



Slika 4.7. T-s dijagram niskotlačnog dijela utilizatora

$h_{16'} = 631,99 \text{ kJ/kg}$  - očitano iz programa „mini REFPROP“ (za 10 bar i  $149,88 \text{ }^\circ\text{C}$ )

$h_{16} = h_{16'} = 762,7 \text{ kJ/kg}$  - tablica za zasićenu vodenu paru (za 10 bar)

Zbog vlažnosti pare na izlazu iz bubnja (2-4%), slijedi da je:

$$h_{17'} = h_{16} + x \cdot r = h' + x \cdot r \quad (4.33)$$

gdje je:

- $x$  - udio suhozasićene pare:  $0,96 - 0,98$ ; odabrana je vrijednost  $x = 0,98$
- $r$  - latentna toplina isparavanja kod radnog tlaka  $p_{ut}$  (10 bar) =  $2015 \text{ kJ/kg}$

$$h_{17'} = 762,7 + 0,98 \cdot 2015 = 2737,4 \text{ kJ/kg}$$

$h_{17} = h_{17''} = 2778 \text{ kJ/kg}$  - iz tablica za zasićenu vodenu paru (za 10 bar)

Entalpija pregriijane pare određuje se kod tlaka na izlazu iz pregrijača. U pregrijaču pare dolazi do pada tlaka 5–10% zbog otpora koji nastaje pri strujanju pare kroz cijevi. Zato je potrebno izračunati stvarni tlak koji se javlja u pregrijaču.

Odabrana vrijednost pada tlaka je 5% te u tom slučaju tlak pare na izlazu iz pregrijača iznosi 9,5 bar.

$h_{18'} = 2922,9 \text{ kJ/kg}$  → vrijednost očitana iz programa „mini REFPROP“ (za 9,5 bar i 240 °C)

$h_{18} = 2920,9 \text{ kJ/kg}$  → vrijednost očitana iz programa „mini REFPROP“ (za 10 bar i 240 °C)

Toplina predana niskotlačnom zagrijaču vode:

$$q_{zv,n} = h_{16'} - h_{15'} = 631,99 - 193,01 = 438,98 \text{ kJ/kg} \quad (4.34)$$

Toplina predana niskotlačnom isparivaču:

$$q_{isp,n} = h_{17'} - h_{16'} = 2737,4 - 631,99 = 2105,41 \text{ kJ/kg} \quad (4.35)$$

Toplina predana niskotlačnom pregrijaču pare:

$$q_{pp,n} = h_{18'} - h_{17'} = 2922,9 - 2737,4 = 185,5 \text{ kJ/kg} \quad (4.36)$$

Ukupna predana toplina vodi/pari u niskotlačnom dijelu utilizatora:

$$q_{p,n} = q_{zv,n} + q_{isp,n} + q_{pp,n} \quad (4.37)$$

$$q_{p,n} = 438,98 + 2105,41 + 185,5 = 2729,89 \text{ kJ/kg}$$

Protočna količina vode/pare kroz niskotlačni dio utilizatora:

$$Q_{w,n} = Q_{pl,n} \cdot \eta_{op} = Q_{zv,n} + Q_{isp,n} + Q_{pp,n} \quad (4.38)$$

$$Q_{w,n} = D_n \cdot [(h_{16'} - h_{15'}) + (h_{17'} - h_{16'}) + (h_{18'} - h_{17'})]$$

$$Q_{w,n} = D_n \cdot [q_{zv,n} + q_{isp,n} + q_{pp,n}] = D_n \cdot q_{p,n} = Q_{pl,n} \cdot \eta_{op}$$

$$D_n = \frac{Q_{pl,n} \cdot \eta_{op}}{q_{p,n}} = \frac{11590,46 \cdot 0,98}{2729,89} = 4,16 \text{ kg/s} \quad (4.39)$$

Toplina predana niskotlačnom zagrijaču vode u [kW]:

$$Q_{zv,n} = D_n \cdot q_{zv,n} = 4,16 \cdot 438,98 = 1826,16 \text{ kW} \quad (4.40)$$

Toplina predana niskotlačnom isparivaču u [kW]:

$$Q_{isp,n} = D_n \cdot q_{isp,n} = 4,16 \cdot 2105,41 = 8758,51 \text{ kW} \quad (4.41)$$

Toplina predana niskotlačnom pregrijaču pare u [kW]:

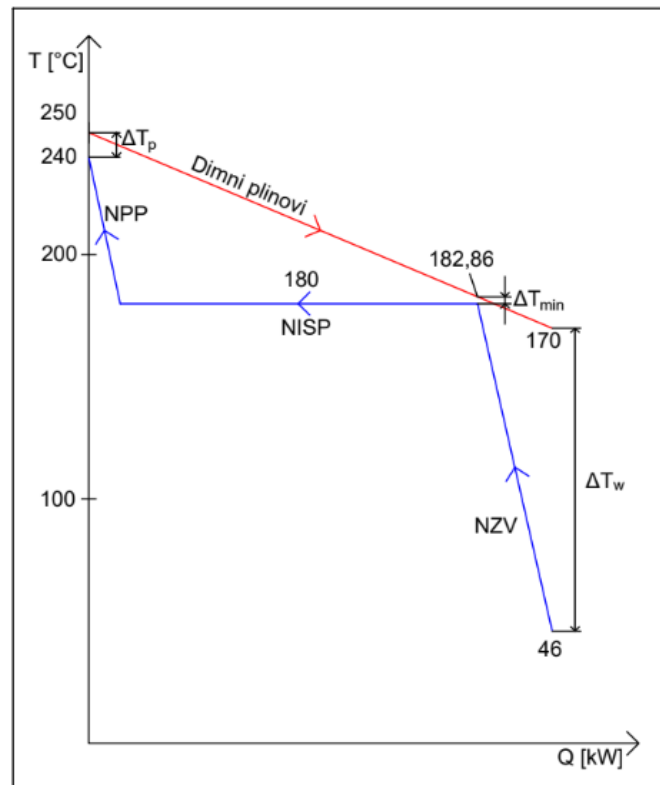
$$Q_{pp,n} = D_n \cdot q_{pp,n} = 4,16 \cdot 185,5 = 771,68 \text{ kW} \quad (4.42)$$

Ukupna toplina koju voda/para preuzima u utilizatoru u [kW]:

$$Q_{w,n} = Q_{pl,n} \cdot \eta_{op} = Q_{zv,n} + Q_{isp,n} + Q_{pp,n} \quad (4.43)$$

$$Q_{w,n} = 1826,16 + 8758,51 + 771,68 = 11356,35 \text{ kW}$$

T-Q dijagram za niskotlačni dio utilizatora prikazan je na slici 4.8.



Slika 4.8. T-Q dijagram za niskotlačni dio utilizatora

$\Delta T_p = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  – predstavlja temperaturnu razliku između dimnih plinova na ulazu u niskotlačni utilizator i pare na izlazu iz pregrijača pare

$\Delta T_{min} = 2,86 \text{ }^\circ\text{C}$  – predstavlja temperaturnu razliku između vode na ulazu u isparivač i dimnih plinova na izlazu iz isparivača

$\Delta T_w = 124 \text{ }^\circ\text{C}$  – predstavlja temperaturnu razliku između vode na ulazu u niskotlačni utilizator i dimnih plinova na izlazu iz niskotlačnog utilizatora

Pregrijana para proizvedena u niskotlačnom dijelu utilizatora koristi se kao tehnološka para za potrebe različitih industrijskih procesa te za grijanje. Toplinska energija sadržana u tehnološkoj pari:



$$Q_{t,n} = 11,356 \text{ MW}_t$$

Temperatura dimnih plinova na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora iznosi 170 °C. Unaprjeđenje sustava moguće je ostvariti dodatnim hlađenjem, odnosno iskorištavanjem preostale toplinske energije sadržane u dimnim plinovima.

Iskoristiva toplinska energija preostala u dimnim plinova na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora:

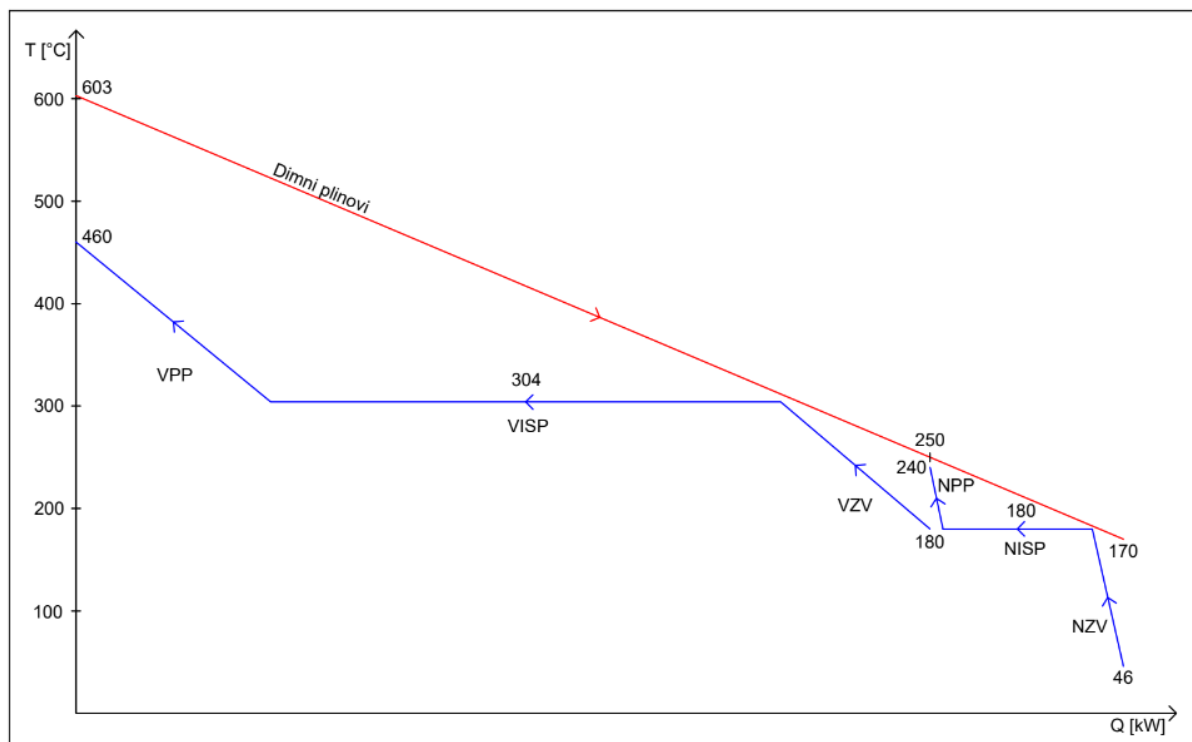
$$Q_{t,n,dod} = \dot{m}_{pl} \cdot c_p \cdot (t_{pl,iz,n} - t_{ohl}) \quad (4.44)$$

gdje je:

- $t_{pl,iz,n}$  – temperatura dimnih plinova na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora
- $t_{ohl}$  – temperatura ohlađenih dimnih plinova

$$Q_{t,n,dod} = 144,16 \cdot 1,005 \cdot [(170 + 273,15) - (103 + 273,15)] = 9,71 \text{ MW}_t$$

Na slici 4.9. prikazan je T-Q dijagram izmjene topline između dimnih plinova i vode/pare za visokotlačni i niskotlačni dio utilizatora.



Slika 4.9. T-Q dijagram dvotlačnog utilizatora

### 4.3. Shema kogeneracijskog postrojenja s kombiniranim plinsko-parnim procesom

Zadano postrojenje sastoji se od dvije plinske turbine, dva dvotlačna utilizatora i jednog parnog turbogeneratorsa. Analitičkim proračunom dobiveno je da postrojenje razvija snagu od 192,62 MW<sub>e</sub> i 22,71 MW<sub>t</sub>. Parni turbogenerator proizvodi 42,62 MW<sub>e</sub> iz visokotlačne pare, a plinske turbine proizvode preostalih 150 MW<sub>e</sub>. Obzirom da je proizvodnja toplinske energije daleko niža od potrebnih 140 MW<sub>t</sub>, u postrojenje se ugrađuje generator pare. Generator pare proizvodi niskotlačnu paru toplinske snage 117,29 MW<sub>t</sub> čime se postiže potrebnih 140 MW<sub>t</sub>. Bitno je napomenuti i da dimni plinovi koji izlaze iz niskotlačnog dijela sadrže dodatnih 19,42 MW<sub>t</sub> koji se mogu iskoristiti u svrhu unaprjeđenja sustava.

Energetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja za vrijednosti dobivene analitičkim proračunom:

$$\eta_{kogen} = \frac{N_{E,plt} + N_{E,pt} + Q_{t,n} + Q_{t,gp}}{2 \cdot (Q_{d,r} + Q_{iz}) + Q_{dov,gp}} \quad (4.45)$$

gdje je:

- $Q_{t,gp}$  [MW<sub>t</sub>] – toplinska energija proizvedena u generatoru pare
- $Q_{dov,gp}$  [MW<sub>t</sub>] – toplina dovedena u generator pare

Toplina dovedena u generator pare:

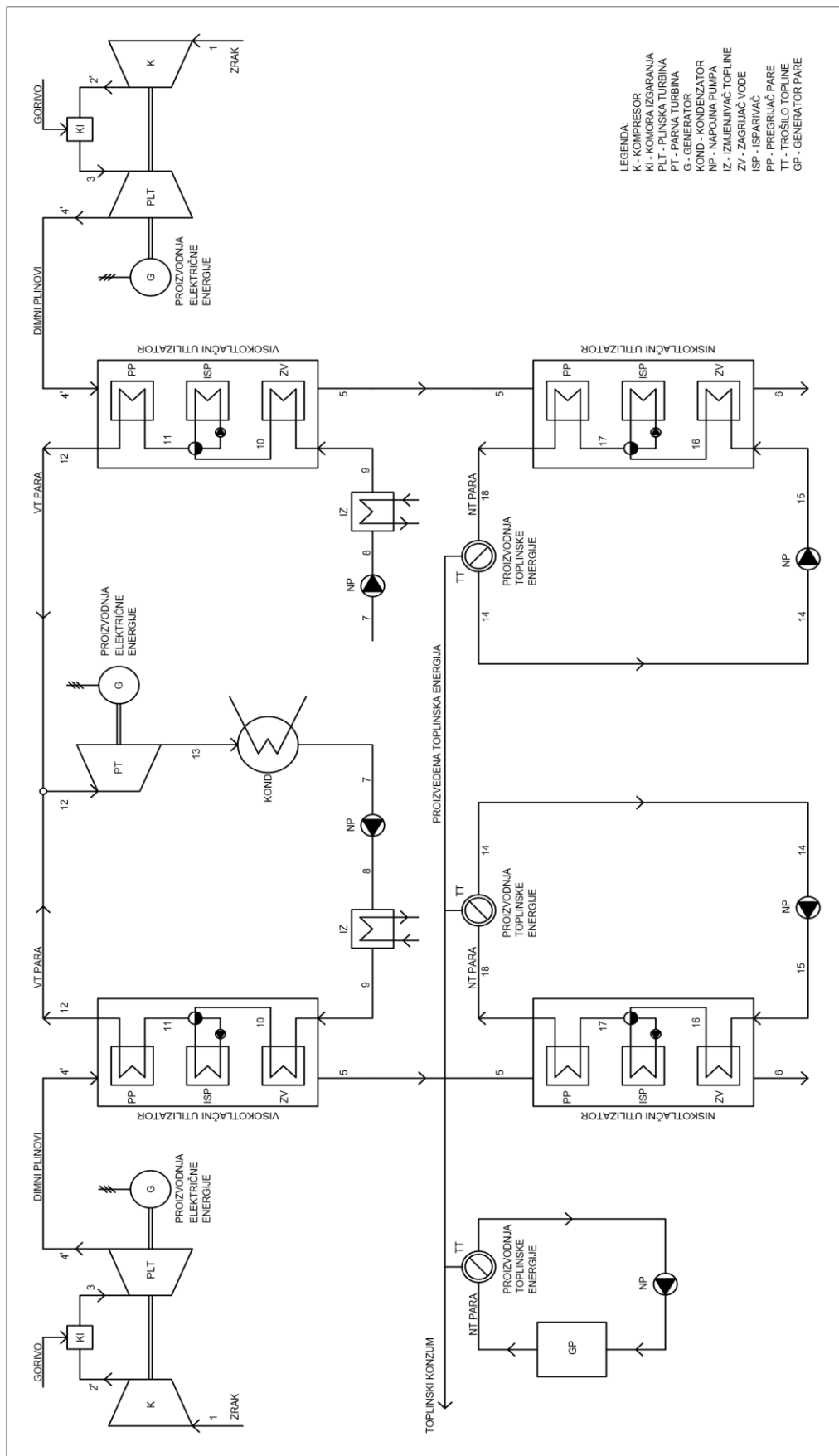
$$Q_{dov,gp} = \frac{Q_{t,gp}}{\eta_{gp}} \quad (4.46)$$

gdje je:

- $\eta_{gp} = 0,9$  – iskoristivost generatora pare

$$Q_{dov,gp} = \frac{117,29}{0,9} = 130,32 \text{ MW}_t$$

$$\eta_{kogen} = \frac{150 + 42,62 + 22,71 + 117,29}{2 \cdot (164,21 + 11,13) + 130,32} = 0,6915 = 69,15\%$$



Slika 4.10. Shema kogeneracijskog postrojenja

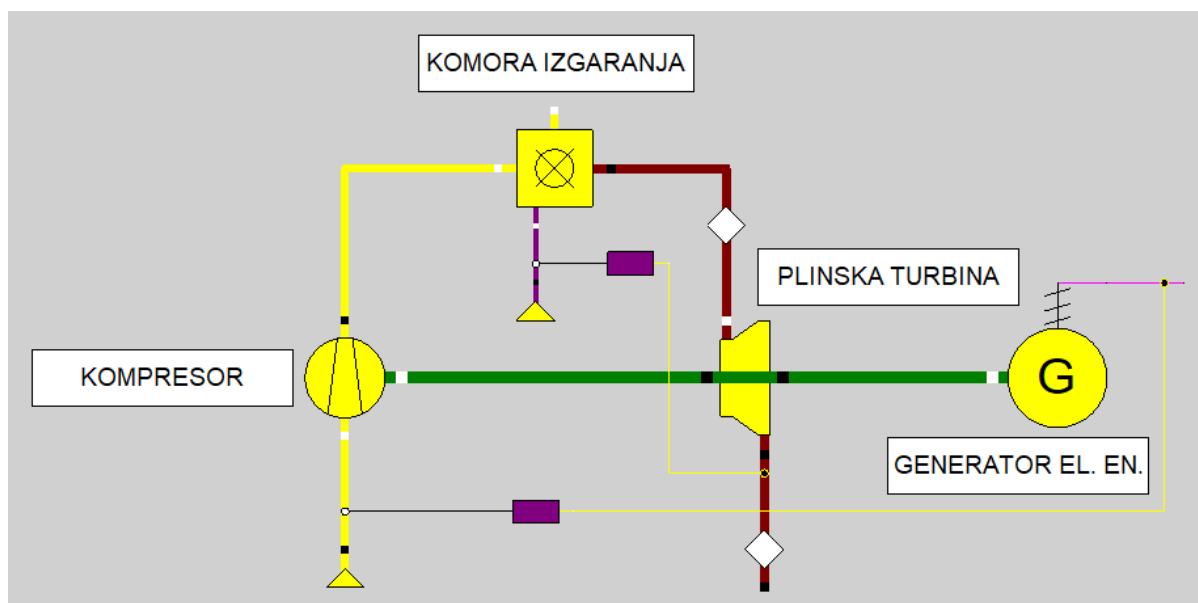
## 5. RAČUNALNI MODEL KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA

Za izradu računalnog modela i simulaciju rada kogeneracijskog postrojenja korišten je programski paket „EBSILON Professional“. Riječ je o naprednom softverskom alatu koji je dizajniran za modeliranje, simulaciju i analizu energetske sustava. Tvrtka STEAG Energy Services razvila je EBSILON professional kako bi korisnicima omogućila precizno projektiranje i optimizaciju raznih vrsta energetske postrojenja pa je tako moguće izraditi simulacije konvencionalnih elektrana, kombiniranih i kogeneracijskih postrojenja te postrojenja za obnovljive izvore energije. Visoka razina preciznosti postiže se korištenjem naprednih algoritama i bogate baze podataka termodinamičkih svojstava. Mogućnost simuliranja radnih uvjeta i različitih scenarija uvelike pomaže u pronalasku najboljih rješenja za poboljšanje energetske učinkovitosti, optimizacije rada i smanjenja troškova [15].

U nastavku poglavlja prikazan je tijek izrade modela kogeneracijskog postrojenja u programu EBSILON. Postrojenje se sastoji od plinskog i parnog dijela te razvija snagu od 208 MW<sub>e</sub> i 140 MW<sub>t</sub>. Parametri korišteni pri izradi računalnog modela potpuno su identični onima koji se koriste u analitičkom proračunu kako bi se omogućila što preciznija usporedba rezultata analitičkog i računalnog proračuna.

### 5.1. Model plinskog dijela postrojenja

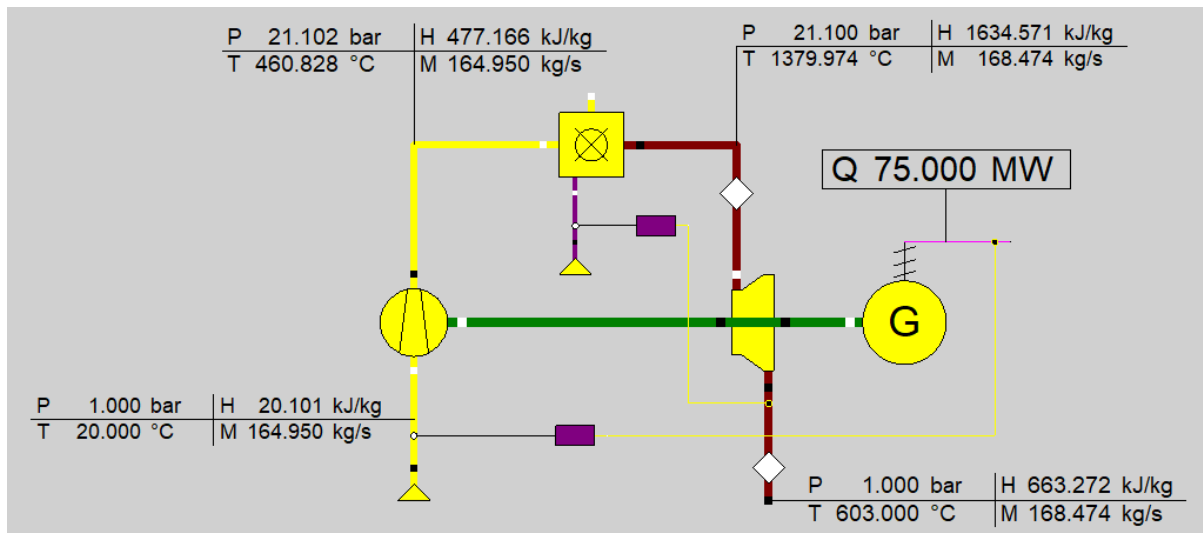
Plinski dio postrojenja čine dvije plinske turbine istog tipa od kojih je jedna prikazana na slici 5.1. Kao što je vidljivo na slici, plinska turbina se sastoji od kompresora, komore izgaranja, plinske turbine i generatora električne energije. Plinska turbina je pogonjena prirodnim plinom.



Slika 5.1. Model plinskog postrojenja

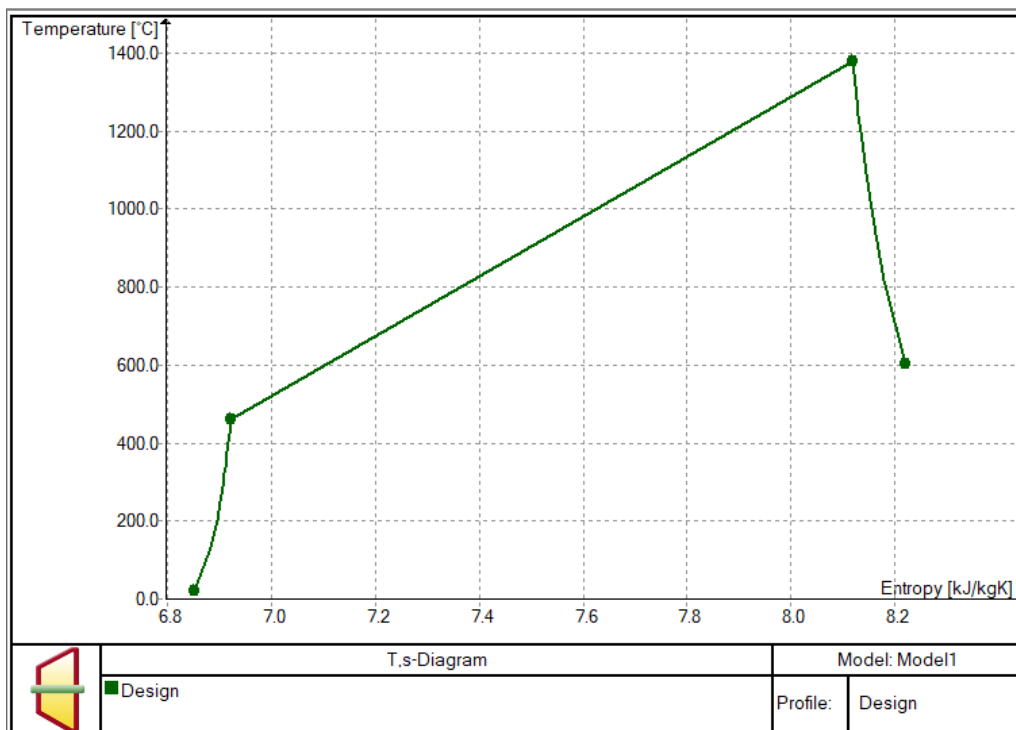
Po završetku slaganja modela, potrebno je unijeti ulazne parametre kako bi program mogao uspješno izvršiti simulaciju. Parametrizacija je napravljena tako da su se prvo definirali temperatura ( $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) i tlak (1 bar) zraka na ulazu u kompresor te tlak (21,1 bar) nakon kompresije. Snaga dobivena na generatoru električne energije kao i temperatura dimnih plinova nakon ekspanzije u turbini definirani su pomoću kontrolera. Kontroler je komponenta u kojoj se odabire parametar koji će se regulirati kako bi se dobila željena vrijednost na izlazu. Kontrolerom se regulira maseni protok zraka na ulazu u kompresor kako bi se postigla snaga od  $75\text{ MW}_e$  na generatoru električne energije. Također, kontrolerom se regulira maseni protok goriva (prirodnog plina) na ulazu u komoru izgaranja s ciljem postizanja temperature dimnih plinova na izlazu iz turbine u vrijednosti od  $603\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Za kompresor i plinsku turbinu postavlja se samo stupanj iskoristivosti, dok se za komoru izgaranja mora odabrati metoda za specifikaciju protoka zraka i goriva. Odabrano je da su protoci definirani izvana.

Pokretanjem simulacije dobije se povratna informacija da je proračun uspješno završen nakon 229 iteracija u vremenu od 9 ms! Na slici 5.2. prikazani su rezultati simulacije.



Slika 5.2. Parametri plinskog postrojenja

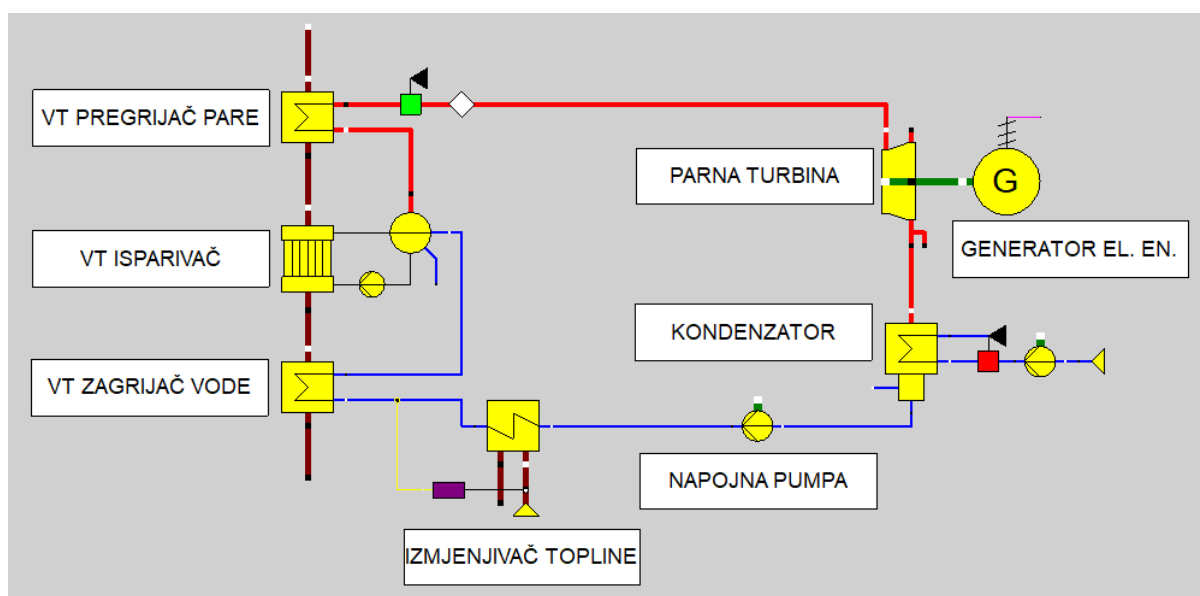
T-s dijagram plinskog dijela postrojenja izrađen u programu EBSILON Professional prikazan je na slici 5.3.



Slika 5.3. T-s dijagram za model plinskog dijela postrojenja

## 5.2. Model parnog dijela postrojenja – visokotlačni dio utilizatora

Nakon što je modeliran plinski dio postrojenja, pristupa se modeliranju parnog dijela s visokotlačnim dijelom utilizatora. Ekspandirani dimni plinovi iz plinskog procesa odvede se u dvotlačni utilizator. Dio topline sadržane u dimnim plinovima iskorištava se za proizvodnju visokotlačne pare u visokotlačnom dijelu utilizatora koja služi isključivo za generiranje električne energije. Ovaj segment uključuje sljedeće dijelove: parnu turbinu, kondenzator, generator električne energije, napojnu pumpu, izmjenjivač topline i visokotlačni dio utilizatora koji se sastoji od visokotlačnog zagrijača vode, visokotlačnog isparivača i visokotlačnog pregrijača pare. Model ovog dijela postrojenja nalazi se na slici 5.4.

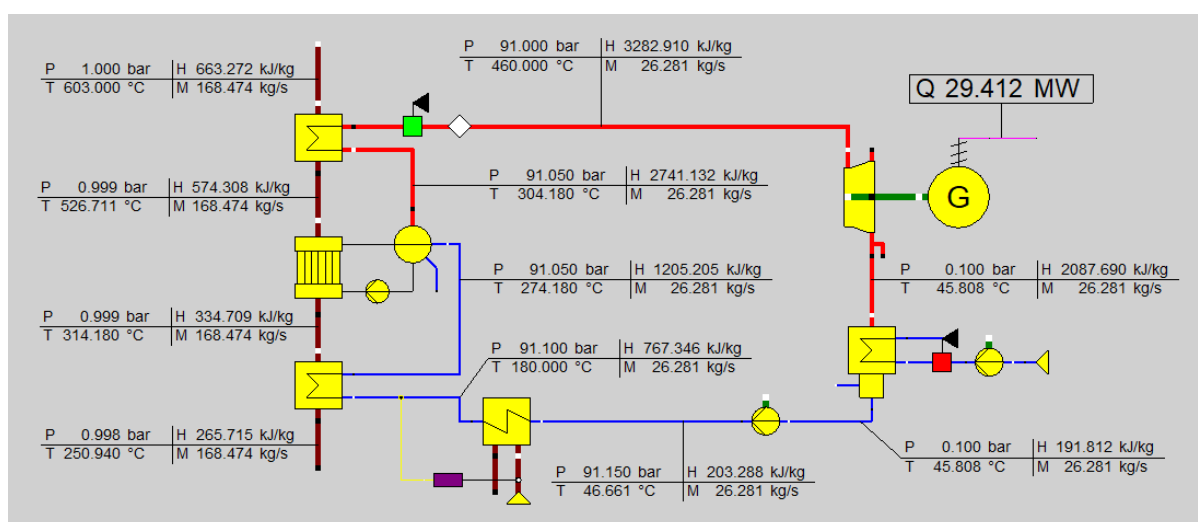


Slika 5.4. Model parnog dijela postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora

Parametrizacija započinje definiranjem temperature ( $460\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) i tlaka (91 bar) visokotlačne pregrijane pare koja se proizvodi u utilizatoru. Postavlja se stupanj iskoristivosti za parnu turbinu i napojnu pumpu. Zatim se unosi tlak (0,1 bar) koji vlada u kondenzatoru i vrijednosti rashladne vode. Funkcija rekuperativnog izmjenjivača topline je zagrijavanje napojne vode kako bi se smanjila temperaturna razlika između napojne vode na ulazu u visokotlačni dio utilizatora i dimnih plinova na izlazu iz istog. Željena temperatura nakon rekuperatora postiže se pomoću kontrolera koji regulacijom masenog protoka ispušnih plinova

omogućuje zagrijavanje napojne vode s 46,66 °C na željenih 180 °C. Za izmjenjivač topline, zagrijač vode i pregrijač pare korištena je ista komponenta 26 koja ima mogućnost odabira tipa izmjenjivača pa se tako može odabrati da komponenta radi kao opći izmjenjivač topline, ekonomajzer, isparivač ili pregrijač pare. Osim tipa izmjenjivača potrebno je odabrati i metodu specifikacije dizajna. Za zagrijač vode i pregrijač pare odabrana je metoda pri kojoj su u obzir uzete temperature dviju hladnih i jedne tople struje. Preostalo je još definirati razliku prilaznih temperatura u isparivaču koja iznosi 30 °C te pokrenuti simulaciju.

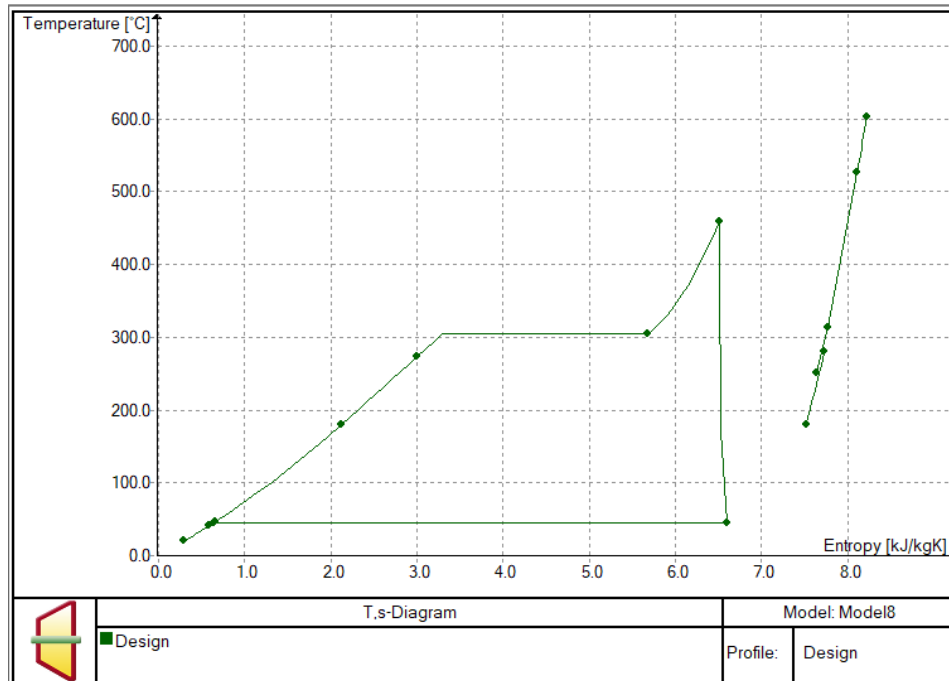
Simulacija je uspješno izvršena nakon 331 iteracije u vremenu od 37 ms! Rezultati simulacije vidljivi su na slici 5.5.



Slika 5.5. Parametri parnog dijela postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora

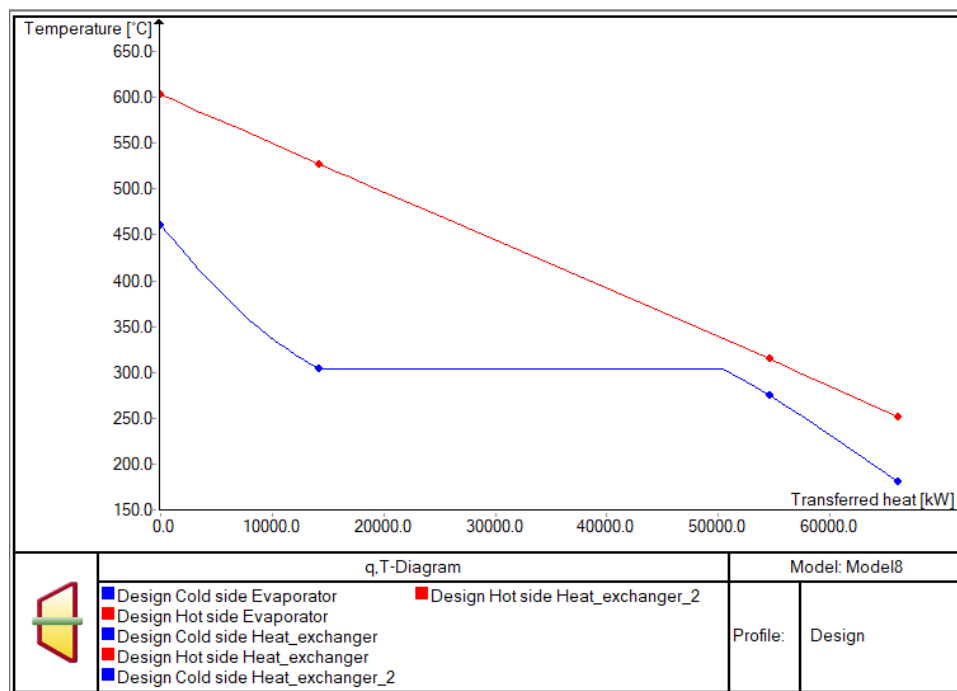
Slika 5.6. sadrži T-s dijagram parnog dijela postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora. Zakrivljena linija s desne strane dijagrama prikazuje promjene vrijednosti temperature dimnih plinova kroz visokotlačni dio utilizatora.





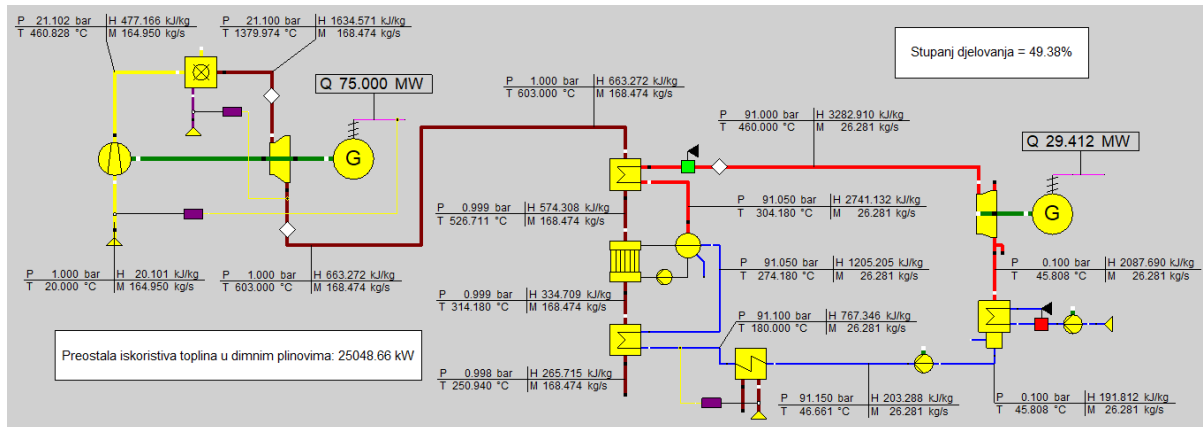
Slika 5.6. T-s dijagram za model parnog dijela postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora

T-Q dijagram izmjene topline u visokotlačnom dijelu utilizatora predložen je na slici 5.7.



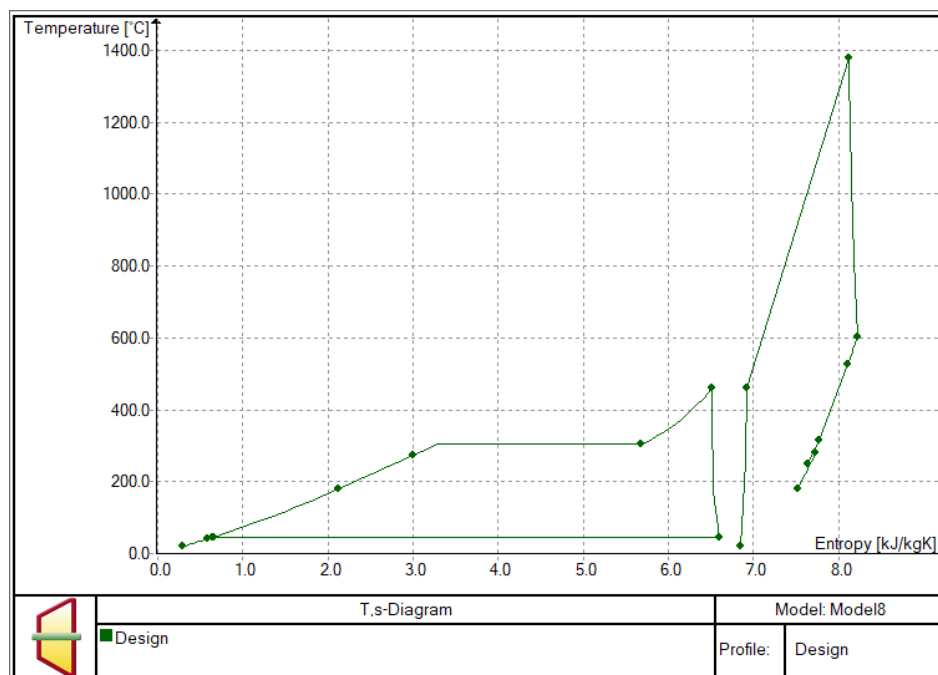
Slika 5.7. T-Q dijagram za visokotlačni dio utilizatora

Na slici 5.8. prikazan je trenutni izgled postrojenja nakon povezivanja parnog dijela s visokotlačnim dijelom utilizatora na plinsku turbinu. Stupanj djelovanja ovakvog postrojenja iznosi 49,38%, a moguće ga je unaprijediti iskorištavanjem preostale topline u dimnim plinovima.



Slika 5.8. Model postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora

Na slici 5.9. dan je prikaz plinsko-parnog procesa u T-s dijagramu.



Slika 5.9. T-s dijagram plinsko-parnog procesa s visokotlačnim dijelom utilizatora

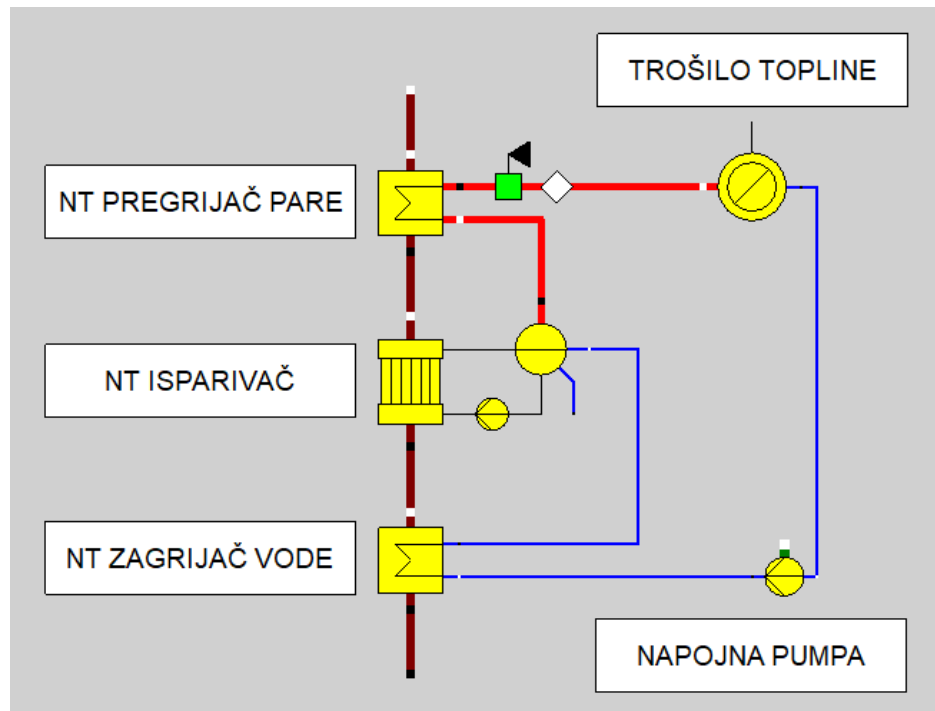
U analitičkom proračunu plinsko-parno postrojenje s visokotlačnim dijelom utilizatora promatrano je kao zasebno postrojenje te su se izračunavali stupnjevi djelovanja. Iz tog razloga isto je učinjeno i u EBSILON-u kako bi se usporedile dobivene vrijednosti analitičkog i računalnog proračuna. U tablici 5.1. prikazani su stupnjevi djelovanja za kombinirano i kogeneracijsko postrojenje. Za stupanj djelovanja kogeneracije pretpostavljeno je iskorištavanje preostale topline sadržane u dimnim plinovima na izlazu iz utilizatora.

*Tablica 5.1. Stupanj djelovanja dobiven analitičkim i računalnim putem za visokotlačni dio*

Stupanj djelovanja	Analitički proračun	EBSILON
$\eta_{t,komb,v} [\%]$	54,93	49,38
$\eta_{kogen,v} [\%]$	67,07	61,23

### 5.3. Model parnog dijela postrojenja – niskotlačni dio utilizatora

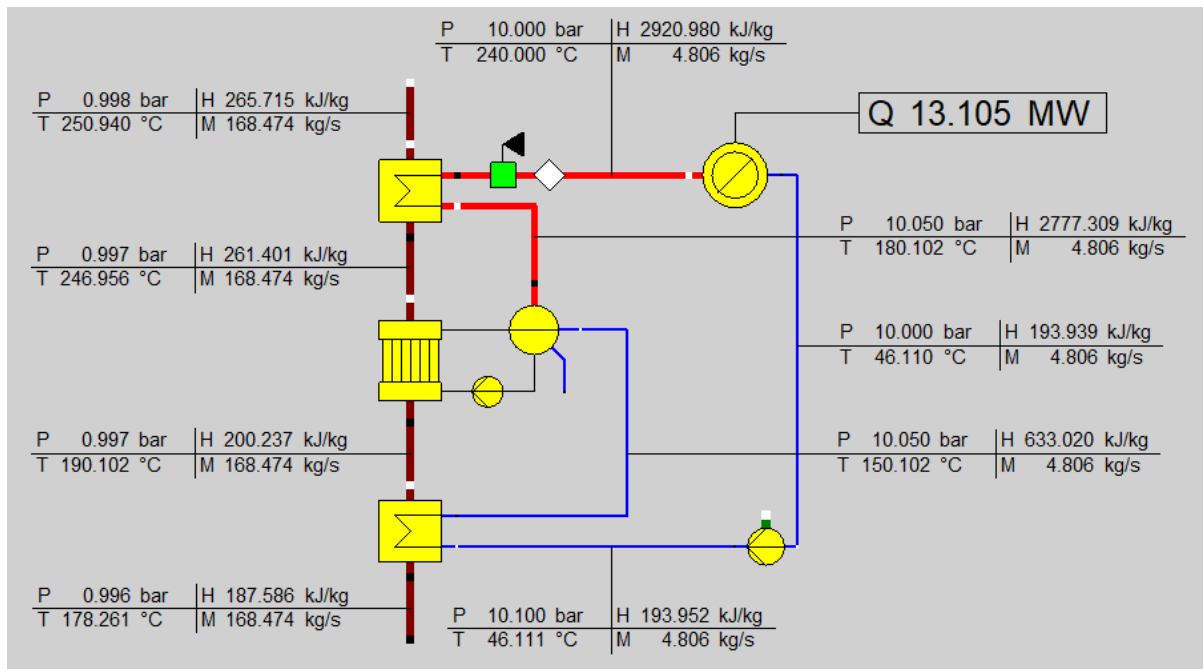
Na visokotlačni dio utilizatora nadovezuje se niskotlačni dio. Preostala toplina u dimnim plinovima iskorištava se za proizvodnju niskotlačne pare koja služi kao tehnološka para. Parni dio postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora jednostavnije je izvedbe te se sastoji od niskotlačnog zagrijača vode, niskotlačnog isparivača, niskotlačnog pregrijača pare, trošila topline i napojne pumpe. Na slici 5.10. predložen je model ovog dijela.



Slika 5.10. Model parnog dijela postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora

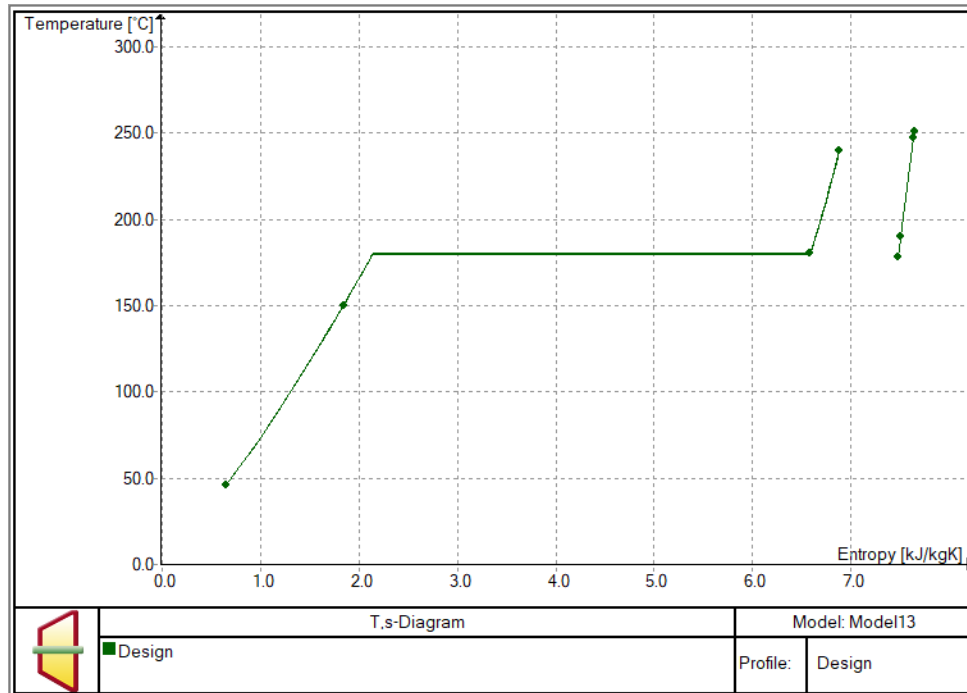
Po završetku slaganja modela, na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora postavljaju se vrijednosti temperature ( $240\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) i tlaka ( $10\text{ bar}$ ) niskotlačne pregrijane pare. U trošilu topline zadaje se temperatura kapljevine na izlazu koja iznosi  $46,11\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ukoliko je potrebno, regulira se stupanj iskoristivosti pumpe. Za zagrijač vode i pregrijač pare, kao i u prethodnom slučaju, koristi se komponenta 26 u kojoj se odabire tip izmjenjivača topline i metoda specifikacije dizajna. Za oba izmjenjivača odabire se metoda koja na osnovu temperatura dviju hladnih i jedne tople struje izračunava ostale parametre. U isparivaču se definira razlika prilaznih temperatura od  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Simulacija je uspješno izvršena nakon 31 iteracije u vremenu od  $6\text{ ms}$ ! Rezultati su prikazani na slici 5.11.



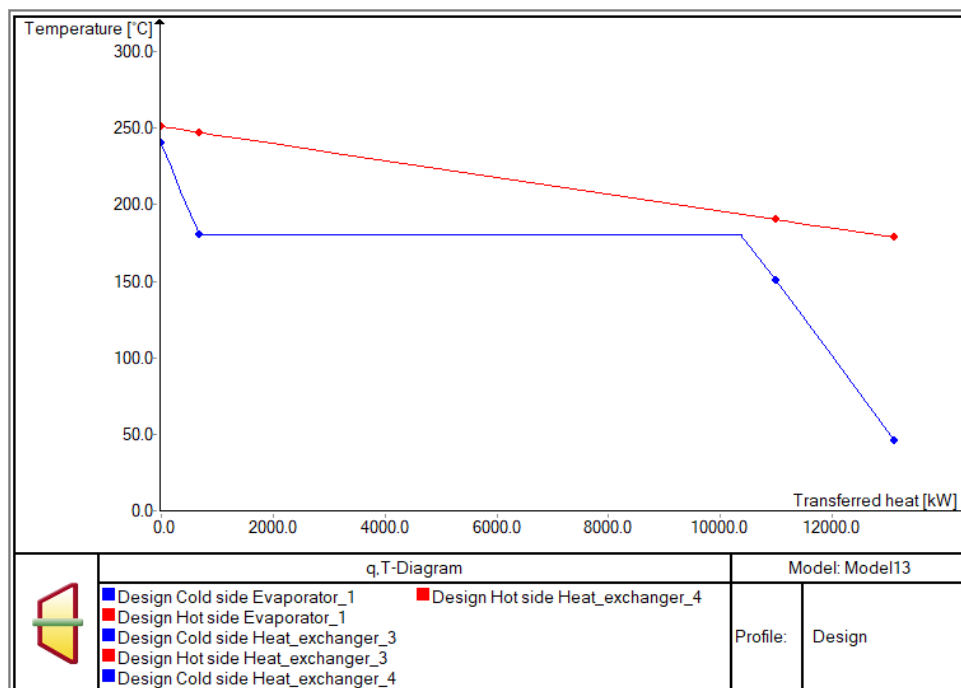
Slika 5.11. Parametri parnog dijela postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora

Slika 5.12. sadrži T-s dijagram parnog dijela postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora. Zakrivljena linija s desne strane dijagrama prikazuje promjene vrijednosti temperature dimnih plinova kroz niskotlačni dio utilizatora.



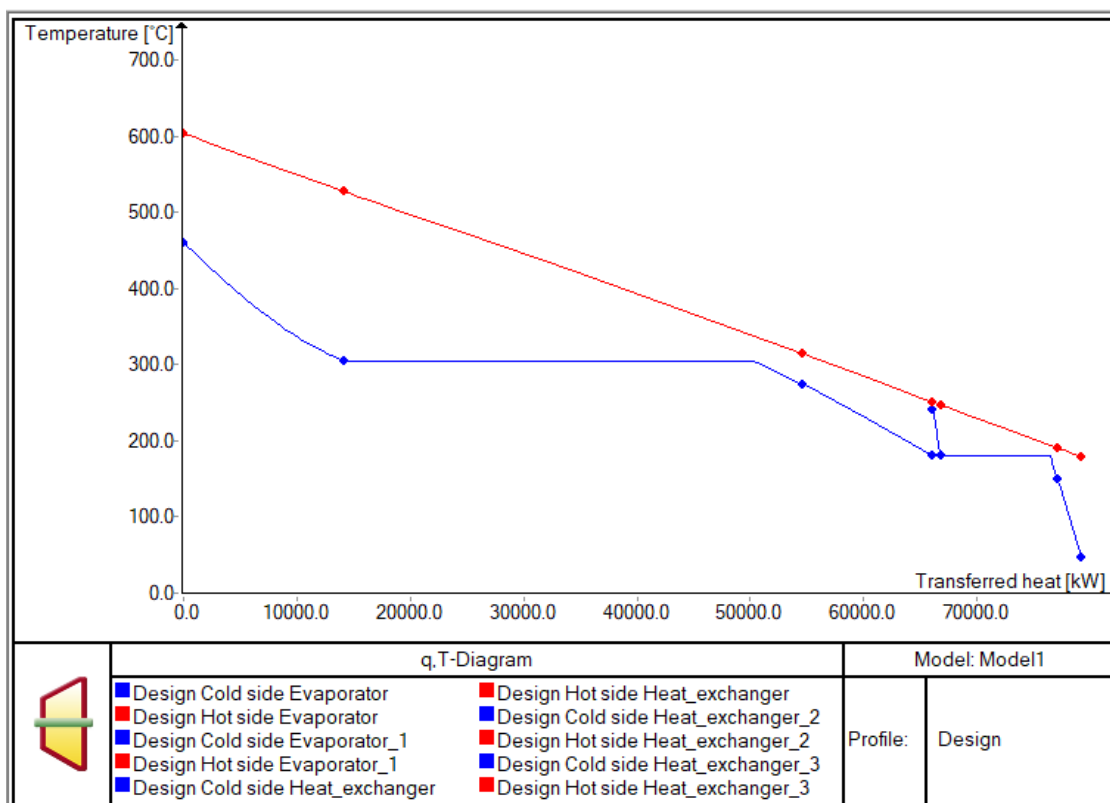
Slika 5.12. T-s dijagram za model parnog dijela postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora

Izmjena topline u niskotlačnom dijelu utilizatora prikazana je T-Q dijagramom na slici 5.13.



Slika 5.13. T-Q dijagram za niskotlačni dio utilizatora

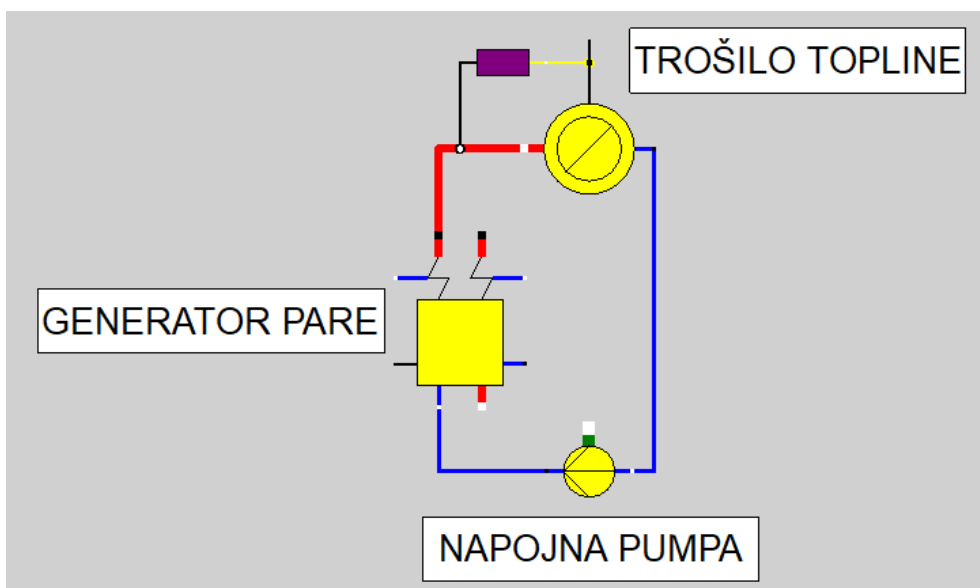
Računalnim modeliranjem niskotlačnog dijela utilizatora kompletiran je dvotlačni utilizator. Cijeli proces izmjene topline između dimnih plinova i vode/pare kroz dvotlačni utilizator moguće je vidjeti na slici 5.14.



Slika 5.14. T-Q dijagram dvotlačnog utilizatora

#### 5.4. Model parnog dijela postrojenja – generator pare

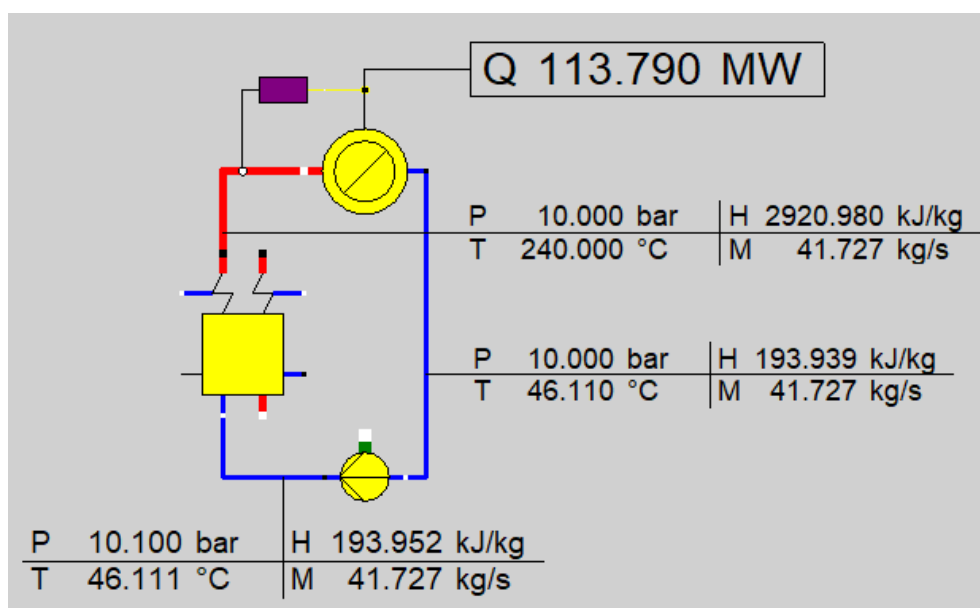
Postrojenje mora proizvoditi toplinsku energiju u iznosu od 140 MW<sub>t</sub>. Obzirom da se proizvodnjom niskotlačne pare u utilizatorima ni približno ne zadovoljava potrebna toplinska energija, u postrojenje se ugrađuje generator pare. Generator pare proizvodi niskotlačnu paru istih parametara kao i niskotlačni dio utilizatora. U generatoru pare proizvodi se ona količina niskotlačne pare koja je potrebna da se postigne tražena toplinska snaga postrojenja u iznosu od 140 MW<sub>t</sub>.



Slika 5.15. Model generatora pare

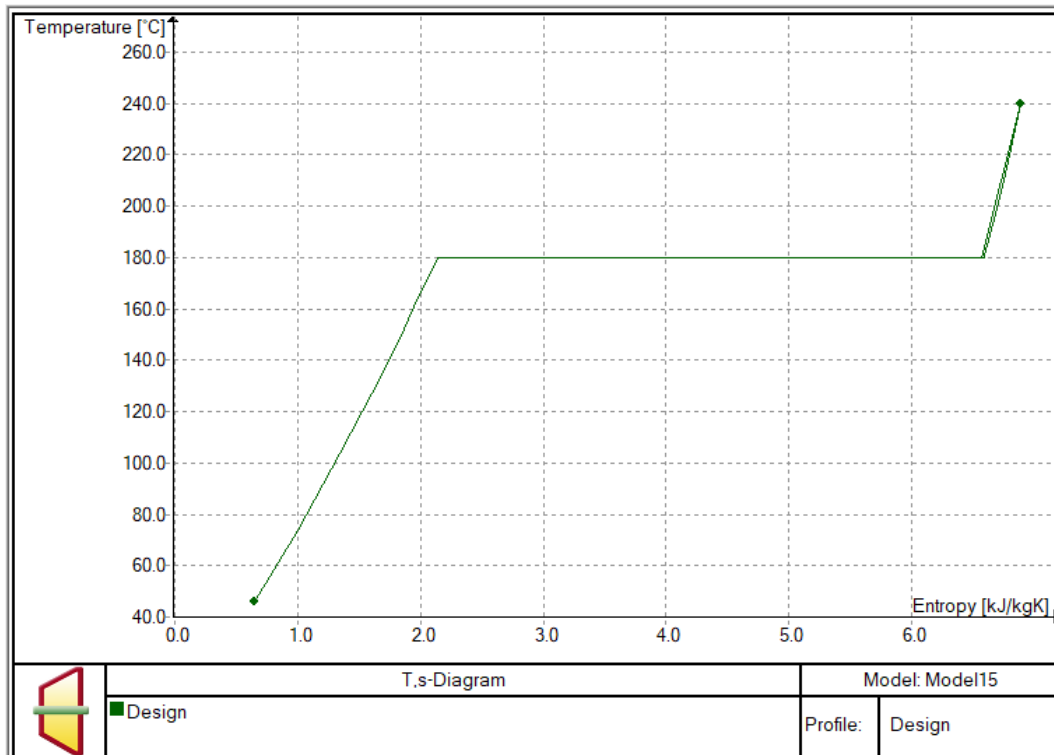
U komponenti generatora pare zadaje se temperatura (240 °C) i tlak (10 bar) niskotlačne pregrijane pare koju treba proizvoditi. Kontroler regulira maseni protok pare s ciljem postizanja tražene vrijednosti toplinske energije na trošilu topline. U trošilu topline definira se temperatura kapljevine na izlazu iz trošila te se pokreće simulacija.

Simulacija je uspješno izvršena nakon 32 iteracije i 4 ms! Rezultati simulacije mogu se vidjeti na slici 5.16.



Slika 5.16. Parametri generatora pare



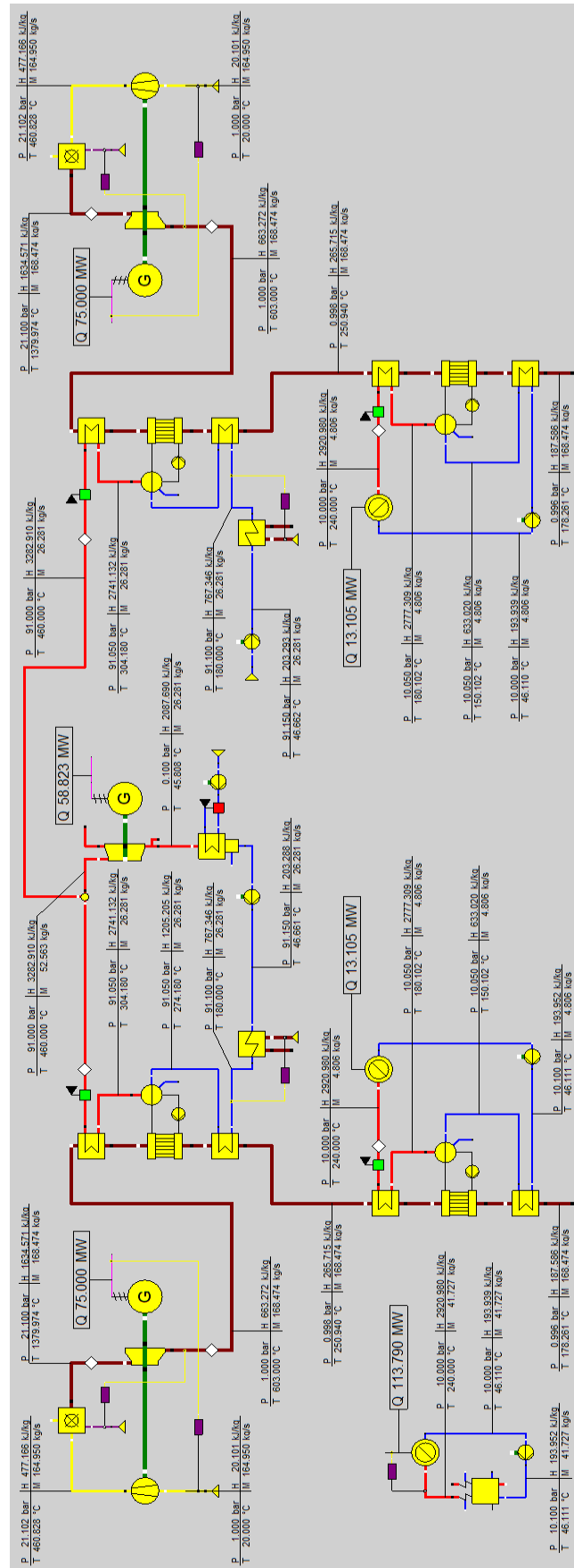


Slika 5.17. T-s dijagram generatora pare

## 5.5. Model kogeneracijskog postrojenja

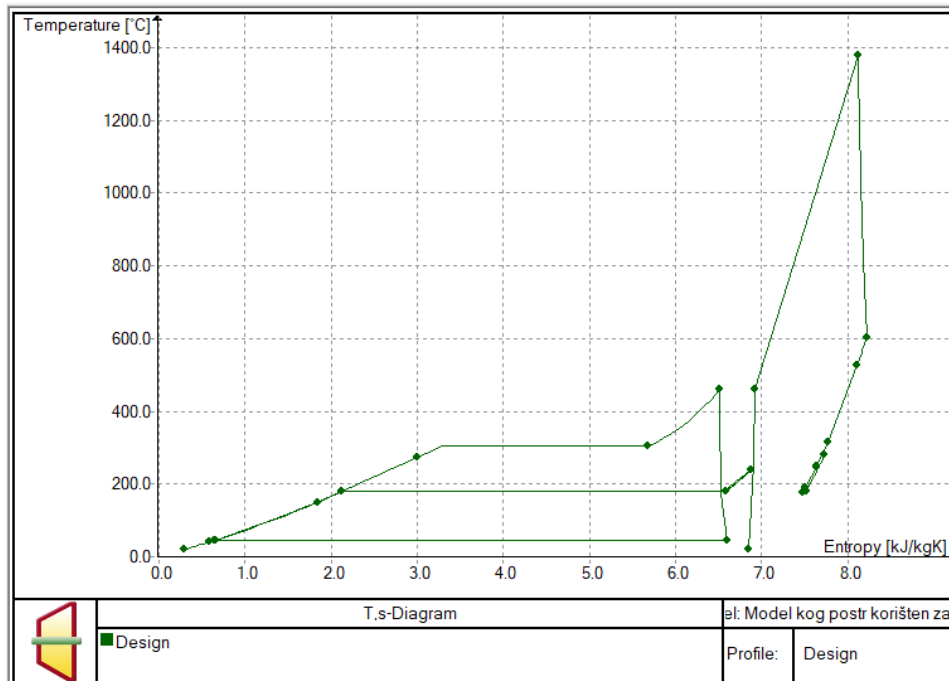
Nakon što su se modelirali svi dijelovi postrojenja, slijedi njihovo povezivanje. Postrojenje se sastoji od dvije plinske turbine, dva dvotlačna kotla na otpadnu toplinu i jednog parnog turbogeneratora. Kako bi se zadovoljile propisane snage blokova, dodatno se ugrađuje generator pare. Dobivena snaga postrojenja u računalnom programu EBSILON Professional iznosi  $208,823 \text{ MW}_e$  i  $140 \text{ MW}_t$ .

Pokretanjem simulacije dobije se povratna informacija da je simulacija uspješno izvršena nakon 348 iteracija i 107 ms! Model kompletnog postrojenja i rezultati prikazani su na slici 5.18.

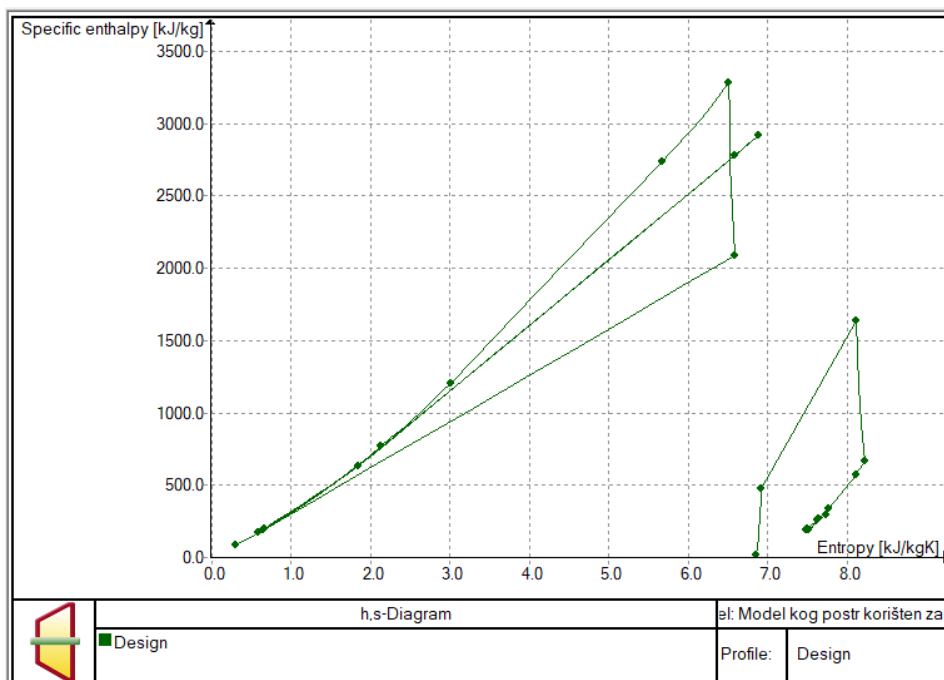


Slika 5.18. Model kogeneracijskog postrojenja s prikazanim parametrima

Na slikama 5.19. i 5.20. prikazani su T-s i h-s dijagrami plinsko-parnih procesa koji se odvijaju u postrojenju.



Slika 5.19. T-s dijagram kogeneracijskog postrojenja



Slika 5.20. h-s dijagram kogeneracijskog postrojenja

## 5.6. Usporedba rezultata analitičkog i računalnog proračuna

U sljedećim tablicama dana je usporedba rezultata dobivenih analitičkim proračunom i računalnim proračunom u programu EBSILON Professional.

Tablica 5.2. Usporedba analitičkog i računalnog proračuna

Naziv	Oznaka	Analitički proračun	EBSILON	Odstupanje	
Maseni protok zraka	$m_{z,r}$ [kg/s]	144,16	164,95	12,60	%
Potrošnja goriva	$B$ [kg/s]	3,364	3,524	4,54	%
Maseni protok medija u VT utilizatoru	$D_v$ [kg/s]	19,84	26,28	24,51	%
Maseni protok medija u NT utilizatoru	$D_n$ [kg/s]	4,16	4,801	13,35	%
Toplina dovedena u komori izgaranja	$Q_{d,r}$ [kW]	164206,89	196609,19	16,48	%
Toplina predana u VT pregrijaču pare	$Q_{pp,v}$ [kW]	11423,08	14238,69	19,77	%
Toplina predana u VT isparivaču	$Q_{isp,v}$ [kW]	29937,37	40366,32	25,84	%
Toplina predana u VT zagrijaču vode	$Q_{zv,v}$ [kW]	8767,3	11507,52	23,81	%
Toplina predana u rekuperatoru	$Q_{iz}$ [kW]	11130,24	14824,24	24,92	%
Ukupna predana toplina u VT utilizatoru	$Q_{pl,v}$ [kW]	51142,92	66978,17	23,64	%
Toplina predana u NT pregrijaču pare	$Q_{pp,n}$ [kW]	771,68	690,42	10,53	%
Toplina predana u NT isparivaču	$Q_{isp,n}$ [kW]	8758,51	10304,55	15,00	%
Toplina predana u NT zagrijaču vode	$Q_{zv,n}$ [kW]	1826,16	2109,98	13,45	%
Ukupna predana toplina u NT utilizatoru	$Q_{pl,n}$ [kW]	11590,46	13162,63	11,94	%
Toplina dovedena u generator pare	$Q_{gp,dov}$ [kW]	130322,22	121882,41	6,48	%

Odstupanja u rezultatima proizlaze iz različite složenosti izračuna. Analitički proračun temelji se na matematičkim formulama i fizikalnim zakonima. Upotrebljava značajno manji broj jednadžbi u kojima se koriste fiksne vrijednosti parametara što uvelike pojednostavljuje proračun, ali može ograničiti točnost rezultata. Nasuprot tome, računalni proračun koristi složene algoritme i numeričke metode u kojima se parametri dinamički prilagođavaju čime se postižu preciznije i detaljnije simulacije stvarnih uvjeta rada.

Tablica 5.3. Usporedba vrijednosti dobivenih analitičkim i računalnim proračunom za temperature dimnih plinova

Naziv	Oznaka	Analitički proračun	EBSILON	Odstupanje	
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja	$t_3$ [°C]	1611,18	1379,97	14,35	%
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine	$t_{4'}$ [°C]	603	603	0,00	%
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz VTPP	$t_{4*}$ [°C]	522,55	526,71	0,79	%
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz VTISP	$t_{4**}$ [°C]	311,72	314,18	0,78	%
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz VTZV	$t_5$ [°C]	250	250,94	0,37	%
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz NTPP	$t_{5*}$ [°C]	244,54	246,96	0,98	%
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz NTISP	$t_{5**}$ [°C]	182,86	190,1	3,81	%
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz NTZV	$t_6$ [°C]	170	178,26	4,63	%

U tablici 5.3. najveće odstupanje javlja se kod temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja. Razlog toga je značajno složeniji postupak izračuna u računalnom programu. Jedan od primjera složenosti proračuna je izračun specifičnog toplinskog kapaciteta čija se vrijednost u programu konstantno mijenja prilikom i najmanje promjene u tlaku, temperaturi ili sastavu smjese, dok se kroz analitički proračun koristi konstantna vrijednost.

U tablici 5.4. dana je usporedba temperatura koje postiže radni medij (kapljevina/para) prolaskom kroz niskotlačni i visokotlačni dio utilizatora. Odstupanja su minimalna ili ih nema.

Tablica 5.4. Usporedba vrijednosti dobivenih analitičkim i računalnim proračunom za temperature radnog medija

Naziv	Oznaka	Analitički proračun	EBSILON	Odstupanje	
Temperatura kapljevine na ulazu u rekuperator	$t_{8'}$ [°C]	48,28	46,66	3,36	%
Temperatura kapljevine na izlazu iz rekuperatora	$t_{9'}$ [°C]	180	180	0,00	%
Temperatura kapljevine na izlazu iz VTZV	$t_{10'}$ [°C]	274,11	274,18	0,03	%
Temperatura pare na izlazu iz VTISP	$t_{11'}$ [°C]	304,11	304,18	0,02	%
Temperatura pare na izlazu iz VTPP	$t_{12}$ [°C]	460	460	0,00	%
Temperatura kapljevine na ulazu u NTZV	$t_{15'}$ [°C]	46,11	46,11	0,00	%
Temperatura kapljevine na izlazu iz NTZV	$t_{16'}$ [°C]	149,88	150,1	0,15	%
Temperatura pare na izlazu iz NTISP	$t_{17'}$ [°C]	179,88	180,1	0,12	%
Temperatura pare na izlazu iz NTPP	$t_{18}$ [°C]	240	240	0,00	%

Tablica 5.5. Usporedba vrijednosti dobivenih analitičkim i računalnim proračunom za proizvedenu električnu i toplinsku energiju

Naziv	Oznaka	Analitički proračun	EBSILON	Odstupanje	
Električna energija proizvedena na dvije plinske turbine	$N_{E,plt}$ [MW <sub>e</sub> ]	150	150	0,00	%
Električna energija proizvedena na parnoj turbini	$N_{E,pt}$ [MW <sub>e</sub> ]	42,618	58,823	27,55	%
Toplinska energija proizvedena u NT dijelu utilizatora	$Q_{t,n}$ [MW <sub>t</sub> ]	22,712	26,21	13,35	%
Toplinska energija proizvedena u generatoru pare	$Q_{t,gp}$ [MW <sub>t</sub> ]	117,288	113,79	2,98	%
Energetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja	$\eta_{kogen}$ [%]	69,15	64,03	7,40	%

Ukoliko se pogledaju odstupanja vrijednosti masenog protoka medija u visokotlačnom i niskotlačnom dijelu utilizatora u tablici 5.2. i usporede s odstupanjima vrijednosti proizvedene električne i toplinske energije u tablici 5.5., vidi se da su razlike u odstupanjima identične. Može se zaključiti da je jedan od glavnih razloga odstupanja u vrijednostima proizvedene električne i toplinske energije, upravo razlika u vrijednostima masenog protoka za analitički i računalni proračun.

## 6. ENERGETSKA I EKSERGETSKA ANALIZA

### 6.1. Energetska analiza postrojenja

Energetska iskoristivost predstavlja omjer između korisno dobivene energije iz procesa i ukupno dovedene energije u proces. Izražava se u postotcima, a pokazuje koliko se efikasno energija koristi u promatranom postrojenju.

Kogeneracijsko postrojenje modelirano u EBSILON Professional-u proizvodi 208,823 MW<sub>e</sub> na turbinama i 140 MW<sub>t</sub> u niskotlačnim dijelovima utilizatora i generatoru pare. Obzirom da se toplinska energija koristi za industrijske procese i grijanje grada, velika je razlika u potražnji toplinske energije u ljetnim i zimskim mjesecima. Pretpostavka je da toplinska energija koja se proizvodi u niskotlačnim dijelovima utilizatora (26,21 MW<sub>t</sub>) zadovoljava potrebe u ljetnim mjesecima, odnosno rad generatora pare tada nije potreban. U zimskim mjesecima toplinski konzum je daleko veći te generator pare mora raditi na 100% opterećenja. U nastavku će se izračunati stupanj energetske iskoristivosti postrojenja u ljetnim i zimskim mjesecima te će se prikazati kako se iskoristivost mijenja ovisno o stupnju opterećenja generatora pare.

Stupanj energetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja u ljetnim mjesecima:

$$\eta_{kogen,ljeto} = \frac{N_{E,plt} + N_{E,pt} + Q_{t,n} + Q_{t,gp}}{2 \cdot (Q_{d,r} + Q_{iz}) + Q_{dov,gp}} \quad (6.1)$$

$$\eta_{kogen,ljeto} = \frac{150 + 58,823 + 26,21 + 0}{2 \cdot (196,609 + 14,824) + 0}$$

$$\eta_{kogen,ljeto} = 0,5558 = 55,58\%$$

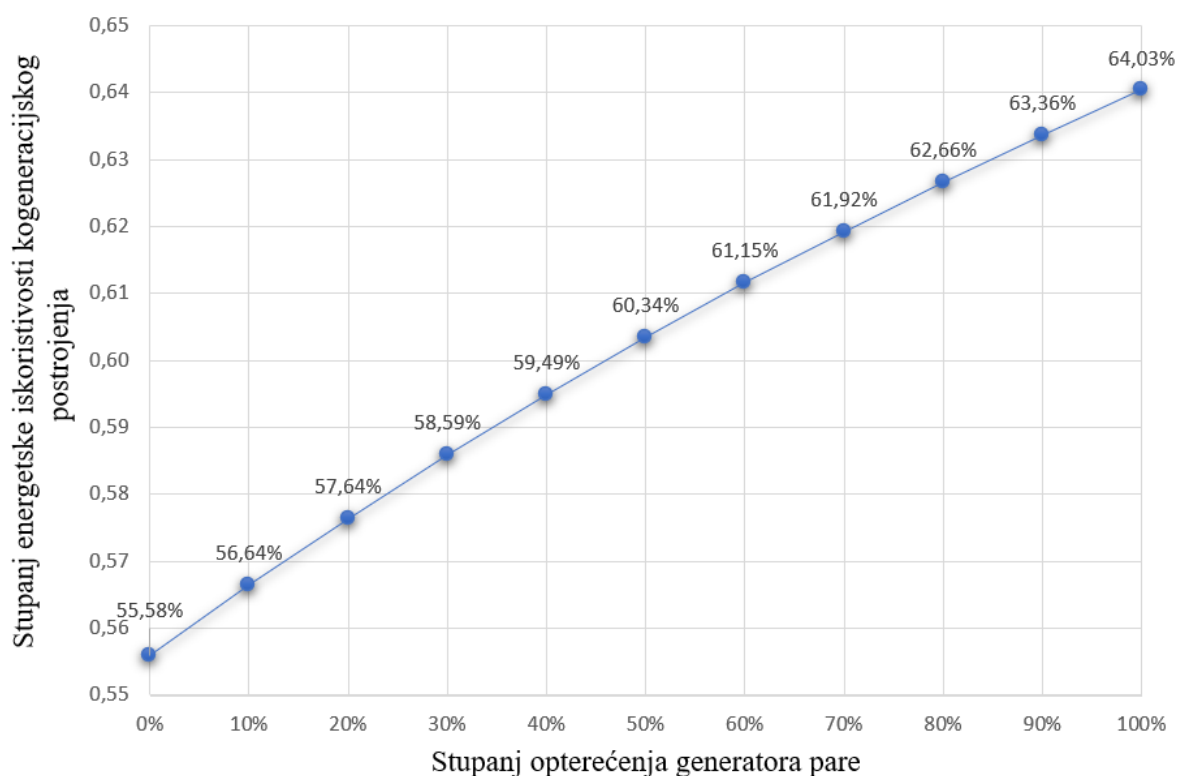
Stupanj energetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja u zimskim mjesecima:

$$\eta_{kogen,zima} = \frac{N_{E,plt} + N_{E,pt} + Q_{t,n} + Q_{t,gp}}{2 \cdot (Q_{d,r} + Q_{iz}) + Q_{dov,gp}} \quad (6.2)$$

$$\eta_{kogen,zima} = \frac{150 + 58,823 + 26,21 + 113,79}{2 \cdot (196,609 + 14,824) + 121,882}$$

$$\eta_{kogen,zima} = 0,6403 = 64,03\%$$

Na slici 6.1. prikazan je dijagram ovisnosti stupnja energetske iskoristivosti o stupnju opterećenja generatora pare.



*Slika 6.1. Dijagram ovisnosti stupnja energetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja o stupnju opterećenja generatora pare*

U kogeneracijskim postrojenjima, zimski mjeseci zahtijevaju veći toplinski konzum u usporedbi s ljetnim mjesecima. Povećana potreba za toplinskom energijom prvenstveno je rezultat nižih vanjskih temperatura zbog kojih je potrebno intenzivnije grijanje prostora i pripreme tople vode. Zbog visoke efikasnosti, ovaj tip postrojenja omogućuje pouzdanu opskrbu toplinskom energijom tijekom hladnijih razdoblja. Povećanom proizvodnjom toplinske energije zimi doprinosi se smanjenju ukupne potrošnje goriva i emisija štetnih plinova zahvaljujući efikasnijem iskorištavanju goriva.



## 6.2. Eksergetska analiza postrojenja

Eksergija ili tehnička radna moć je maksimalni koristan rad koji se može dobiti iz nekog sustava dovođenjem njegova stanja povrativim putem u ravnotežu sa stanjem okoline. Pojednostavljeno rečeno, to je kapacitet energije za obavljanje fizičkog rada. Eksergija je ujedno i mjera kvalitete energije. Energija dolazi u različitim oblicima i različite je kvalitete. U ovom slučaju promatra se njen najosnovniji oblik, a to je sposobnost obavljanja fizičkog rada, odnosno prevladavanje otpora kako bi se tijelo počelo gibati. Toplinska energija niže je kvalitete od drugih oblika energija kao što su električna energija ili mehanički rad. Razlog toga je što će određena količina topline, ovisno o temperaturi, stvarati otpadnu toplinu niske kvalitete koja se više neće moći iskoristiti za fizički rad. Električna energija i mehanički rad smatraju se visokokvalitetnim oblicima energije jer mogu biti gotovo potpuno pretvoreni u rad, što nije slučaj kod toplinske energije. Količinu raspoložive eksergije određuje kontrast između termodinamičkog sustava i njegove okoline; što je veća razlika, to je veća eksergija [16].

Ukupna eksergetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja [17]:

$$\eta_{eks} = \eta_T \cdot \left( 1 + \frac{t - t_0}{t} \cdot \frac{1}{\psi} \right) \quad (6.3)$$

gdje je:

- $\eta_{eks}$  – eksergetska iskoristivost
- $\eta_T$  – iskoristivost proizvodnje električne energije
- $t$  [°C] – temperatura pregrijane pare
- $t_0$  [°C] – temperatura okoline
- $\psi$  – omjer proizvodnje električne i toplinske energije

Kao i u slučaju energetske iskoristivosti, eksergetska iskoristivost postrojenja promatrat će se za zimski i ljetni period:

$$\eta_{eks,zima} = \eta_{T,zima} \cdot \left( 1 + \frac{t - t_0}{t} \cdot \frac{1}{\psi_{zima}} \right) \quad (6.4)$$

Iskoristivost proizvodnje električne energije zimi:

$$\eta_{T,zima} = \frac{E_E}{E_{G,zima}} \quad (6.5)$$

gdje je:

- $E_E$  [MW<sub>e</sub>] – proizvedena električna energija
- $E_{G,zima}$  [MW] – utrošena energija goriva zimi

Ukupna utrošena energija goriva zimi:

$$\begin{aligned} E_{G,zima} &= 2 \cdot (Q_{d,r} + Q_{iz}) + Q_{dov,gp} & (6.6) \\ E_{G,zima} &= 2 \cdot (196,609 + 14,824) + 121,882 \\ E_{G,zima} &= 544,748 \text{ MW}_e \end{aligned}$$

Slijedi iskoristivost proizvodnje električne energije zimi:

$$\eta_{T,zima} = \frac{208,823}{544,748} = 0,3833 = 38,33\%$$

Omjer proizvodnje električne i toplinske energije zimi:

$$\psi_{zima} = \frac{E_E}{E_{T,zima}} \quad (6.7)$$

gdje je:

- $E_{T,zima}$  [MW<sub>t</sub>] – proizvedena toplinska energija zimi

$$\psi_{zima} = \frac{208,823}{140} = 1,4916$$

Slijedi ukupna eksergetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja za vrijeme zimskih mjeseci kada postrojenje radi na 100% opterećenja:

$$\begin{aligned} \eta_{eks,zima} &= 0,3833 \cdot \left( 1 + \frac{460 - 20}{460} \cdot \frac{1}{1,4916} \right) \\ \eta_{eks,zima} &= 0,6291 = 62,92\% \end{aligned}$$

Eksergetska iskoristivost za vrijeme ljetnih mjeseci kada je potražnja toplinske energije daleko manja:

$$\eta_{eks,ljeto} = \eta_{T,ljeto} \cdot \left( 1 + \frac{t - t_0}{t} \cdot \frac{1}{\psi_{ljeto}} \right) \quad (6.8)$$

Iskoristivost proizvodnje električne energije ljeti:

$$\eta_{T,ljeto} = \frac{E_E}{E_{G,ljeto}}$$

gdje je:

- $E_{G,ljeto}$  [MW] – utrošena energija goriva ljeti

Ukupna utrošena energija goriva ljeti:

$$E_{G,ljeto} = 2 \cdot (Q_{d,r} + Q_{iz}) + Q_{dov,gp} \quad (6.9)$$

$$E_{G,ljeto} = 2 \cdot (196,609 + 14,824) + 0$$

$$E_{G,ljeto} = 422,866 \text{ MW}_e$$

Slijedi iskoristivost proizvodnje električne energije ljeti:

$$\eta_{T,ljeto} = \frac{208,823}{422,866} = 0,4938 = 49,38\%$$

Omjer proizvodnje električne i toplinske energije ljeti:

$$\psi_{ljeto} = \frac{E_E}{E_{T,ljeto}} \quad (6.10)$$

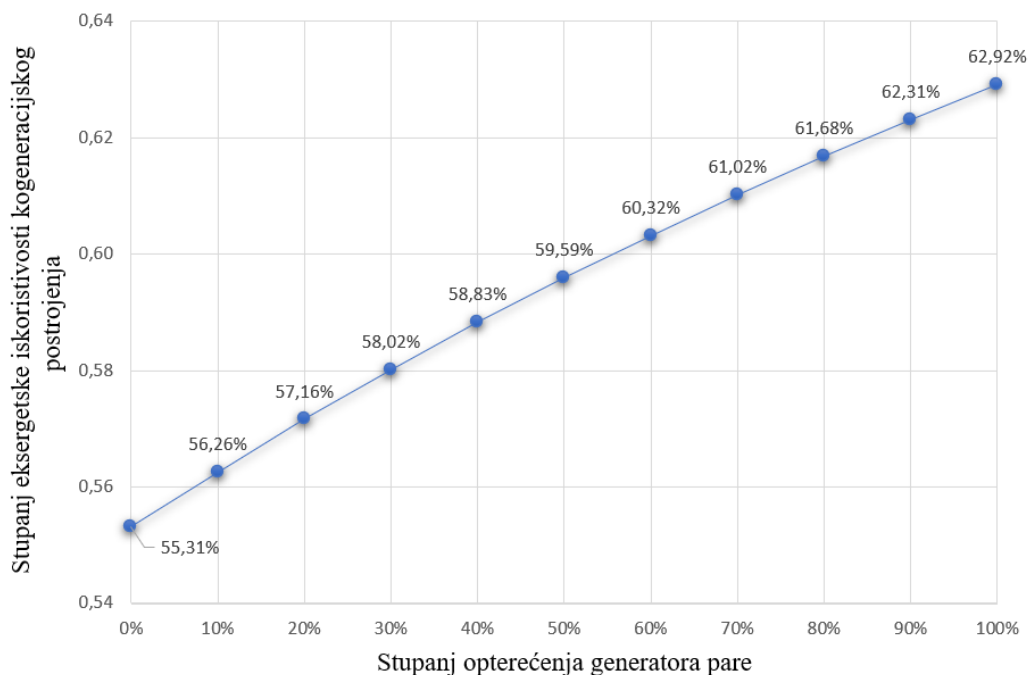
$$\psi_{ljeto} = \frac{208,823}{26,21} = 7,9673$$

Slijedi ukupna eksergetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja za vrijeme ljetnih mjeseci:

$$\eta_{eks,ljeto} = 0,4938 \cdot \left( 1 + \frac{460 - 20}{460} \cdot \frac{1}{7,9673} \right)$$

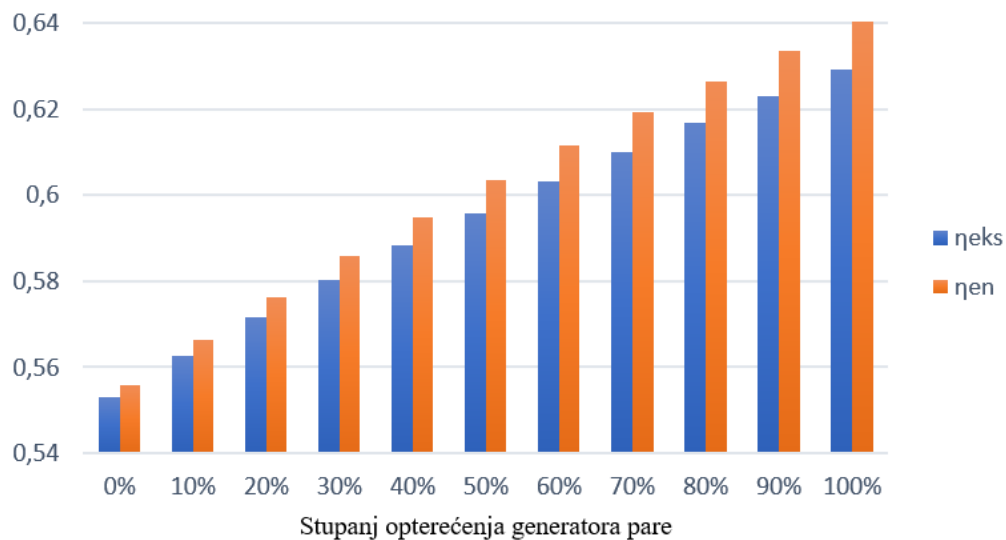
$$\eta_{eks,ljeto} = 0,5531 = 55,31\%$$

Slika 6.2. sadrži dijagram koji prikazuje kako se mijenja eksergetska iskoristivost postrojenja ovisno o proizvodnji toplinske energije u generatoru pare.



Slika 6.2. Dijagram ovisnosti stupnja eksergetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja o stupnju opterećenja generatora pare

Na dijagramu prikazanom na slici 6.3. dan je usporedni prikaz vrijednosti energetske i eksergetske iskoristivosti.



Slika 6.3. Usporedni prikaz energetske i eksergetske iskoristivosti ovisno o stupnju opterećenja generatora pare

Kada kogeneracijsko postrojenje radi na maksimalnoj proizvodnoj razini, što znači da proizvodi 208,823 MW<sub>e</sub> i 140 MW<sub>t</sub>, energetska iskoristivost postrojenja iznosi 64,03%, dok je eksergetska iskoristivost 62,92%. Energetska iskoristivost mjeri koliko dobro postrojenje pretvara ukupnu dovedenu energiju u korisne oblike energije pri čemu se ne uzima u obzir kvaliteta energije. S druge strane, eksergetska iskoristivost uzima u obzir kvalitativne aspekte energije što ju čini boljim pokazateljem kvalitete pretvorbe energije. Eksergetska iskoristivost uglavnom je niža od energetske iskoristivosti jer uzima u obzir nepovratne procese i entropijske gubitke. Njihova razlika obično može ukazivati na veličinu nepovratnih gubitaka. Iz podataka o energetske iskoristivosti od 64,03% i eksergetske iskoristivosti od 62,92%, može se zaključiti da je kogeneracijsko postrojenje poprilično efikasno u pretvaranju dovedene energije u korisne oblike energije.

## 7. ZAKLJUČAK

Zadatak ovog diplomskog rada bio je izraditi računalni model i prateću simulaciju kogeneracijskog postrojenja s kombiniranim plinsko-parnim procesom snage bloka  $208 \text{ MW}_e$  i  $140 \text{ MW}_t$  u računalnom paketu EBSILON Professional. Cilj rada bio je postići izlazne snage električne i toplinske energije približno jednake onima u TE-TO postrojenju, uzimajući u obzir njihove radne parametre, a ne simulirati rad konkretnog postrojenja TE-TO Zagreb.

Izrađeni model postrojenja sastoji se od plinsko-turbinskog i parno-turbinskog dijela. Plinsko-turbinski dio čine dvije plinske turbine koje su povezane s parno-turbinskim dijelom pomoću dvotlačnih utilizatora. Utilizatori se sastoje od visokotlačnog i niskotlačnog dijela od kojih se svaki sastoji od zagrijača vode, isparivača i pregrijača pare. Utilizatori iskorištavaju toplinu sadržanu u ispušnim dimnim plinovima iz plinskih turbina za proizvodnju visokotlačne i niskotlačne pare. Proizvedena visokotlačna para koristi se za proizvodnju električne energije na parnom turbogeneratoru, dok se niskotlačna para koristi isključivo kao tehnološka para za potrebe industrijskih procesa i grijanja.

Prvi korak u projektiranju kogeneracijskog postrojenja bila je izrada analitičkog proračuna koji je pojednostavljenog tipa jer se temelji na ručnom izračunavanju jednadžbi. Za razliku od analitičkog, računalni proračun u programu EBSILON Professional je puno složeniji i koristi napredne algoritme kako bi se postigli što precizniji rezultati. Osim visoke točnosti, uvelike skraćuje vrijeme izračuna i smanjuje rizik od ljudske pogreške. Parametri korišteni za provedbu analitičkog i računalnog proračuna preuzeti su iz mjerenja provedenih u TE-TO Zagreb. Usporedbom dobivenih rezultata vidljivo je da su se najveća odstupanja javila prilikom izmjene topline u utilizatoru između dimnih plinova i vode/pare. Nešto manja odstupanja javila su se kod masenih protoka, dok su odstupanja kod temperatura radnih medija i dimnih plinova minimalna ili ih nema.

Računalnom simulacijom rada modeliranog kogeneracijskog postrojenja dobivena je električna snaga u iznosu od  $208,823 \text{ MW}_e$  te toplinska snaga u iznosu od  $140 \text{ MW}_t$ . Na plinskim turbinama proizvodi se  $150 \text{ MW}_e$ , a preostalih  $58,823 \text{ MW}_e$  ostvaruje se na parnom turbogeneratoru. Iz niskotlačne pare koja se proizvodi u niskotlačnom dijelu utilizatora ostvaruje se samo  $26,21 \text{ MW}_t$  zbog čega je bila nužna ugradnja dodatnog generatora pare. Generator pare u slučaju potrebe proizvodi preostalu potrebnu toplinsku energiju u iznosu do  $113,79 \text{ MW}_t$ .

Obzirom da potražnja energije kroz godinu nije jednaka, napravljena je energetska i eksergetska analiza za rad postrojenja u ljetnim i zimskim mjesecima. Energetska iskoristivost postrojenja u zimskim mjesecima iznosi 64,03% i veća je od energetske iskoristivosti u ljetnim mjesecima jer je veća potražnja pa je veća i proizvodnja toplinske energije. Ista stvar je i u slučaju eksergetske iskoristivosti koja u zimskim mjesecima iznosi 62,92%. Iz navedenih podataka zaključuje se da je kogeneracijsko postrojenje visoko efikasno u pretvaranju dovedene energije goriva u električnu i toplinsku energiju.

## LITERATURA

- [1] „Energetska postrojenja“, s Interneta,  
[https://api.hkis.hr/storage/files/energetska\\_postrojenja\\_preglednik\\_poslova.pdf](https://api.hkis.hr/storage/files/energetska_postrojenja_preglednik_poslova.pdf), 30.05.2024.
- [2] „Energetske transformacije“, s Interneta,  
[https://web.archive.org/web/20131231001126/http://powerlab.fsb.hr/enerpedia/index.php?title=ENERGETSKE\\_TRANSFORMACIJE#Kogeneracija](https://web.archive.org/web/20131231001126/http://powerlab.fsb.hr/enerpedia/index.php?title=ENERGETSKE_TRANSFORMACIJE#Kogeneracija), 30.05.2024.
- [3] Borovec, B.; Senčić, T.; „Usporedba troškova drvoprerađivačkog pogona sa kogeneracijskim energetske sustavom na drvenu sječku i klasičnog drvoprerađivačkog pogona“, Časopis za tehnički odgoj i obrazovanje, Volumen 1, Broj 1, 11, Rijeka, 2017.
- [4] „Kogeneracija – usporedba legislative i tehnologije u Hrvatskoj i Europskoj uniji“, s Interneta, <http://www.ho-cired.hr/referati-umag2010/SO4-22.pdf>, 30.05.2024.
- [5] Glažar, V.; „Termoenergetska postrojenja“, predavanja, Tehnički fakultet, Rijeka, 2023/2024.
- [6] Dragičević, V.; „Energetski i procesni uređaji“, predavanja, Tehnički fakultet, Rijeka, 2021/2022.
- [7] „Parna turbina“, Hrvatska enciklopedija, mrežno izdanje. Leksikografski zavod Miroslav Krleža, <https://enciklopedija.hr/clanak/parna-turbina>, 08.08.2024.
- [8] Lončar, D.; Krajačić, G.; Vujanović, M.; „Primjeri najbolje prakse za kogeneraciju na drvenu biomasu“, Zagreb, 2009.
- [9] „Avedøre Power Station“, s Interneta,  
[https://web.archive.org/web/20140317181930/http://www.dongenergy.com/en/business%20activities/generation/activities/central\\_power\\_stations/pages/avedoere\\_power\\_station.aspx](https://web.archive.org/web/20140317181930/http://www.dongenergy.com/en/business%20activities/generation/activities/central_power_stations/pages/avedoere_power_station.aspx), 10.06.2024.
- [10] „Orsted Avedøre Power Station“, s Interneta,  
[https://orsted.com/-/media/www/docs/corp/com/our-business/bioenergy-and-thermal-power/plants-brochures/avedrevrket\\_brochure\\_eng\\_web.ashx](https://orsted.com/-/media/www/docs/corp/com/our-business/bioenergy-and-thermal-power/plants-brochures/avedrevrket_brochure_eng_web.ashx), 10.06.2024.
- [11] „TE-TO Zagreb“, s Interneta,



<https://www.hep.hr/proizvodnja/termoelektrane-1560/termoelektrane-toplane/te-to-zagreb/1565>, 10.06.2024.

[12] Gršeta, I.; „Mogućnost ostvarenja statusa povlaštenog proizvođača električne energije iz kogeneracije za TE-TO Zagreb“, Diplomski rad, Sveučilište u Zagrebu, FSB, 2015.

[13] Siemens energy, s Interneta, <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt-800.html#Simple-cycle-power-generation-tab-6>, 18.06.2024.

[14] „Izvješće o kvaliteti plina za specifične točke HEP Plina u 2019.“, s Interneta, <https://www.hep.hr/plin/UserDocsImages/kupci/2019/Izvje%C5%A1%C4%87e%20o%20kvaliteti%20plina%20za%20specifi%C4%8Dne%20to%C4%8Dke%20HEP%20Plina%20u%202019.pdf>, 18.06.2024.

[15] „EBSILON Professional“, s Interneta, <https://www.ebsilon.com/en/>, 22.07.2024.

[16] „What is exergy?“, s Interneta, <https://exergyeconomics.wordpress.com/exergy-economics-101/what-is-exergy/>, 06.08.2024.

[17] Glažar, V.; „Energetski sustavi“, predavanja, Tehnički fakultet, Rijeka, 2020/2021.

**POPIS OZNAKA**

$p_1$	[bar]	Tlak na ulazu u kompresor
$p_2$	[bar]	Tlak na izlazu iz kompresora
$K$	/	Kompresijski omjer
$t_1$	[°C]	Temperatura zraka na ulazu u kompresor
$t_{4'}$	[°C]	Temperatura dimnih plinova nakon ekspanzije u turbini
$\kappa$	/	Eksponent izentropske ekspanzije/kompresije zraka
$\eta_{i,K}$	/	Unutrašnja iskoristivost kompresora
$\eta_{i,T}$	/	Unutrašnja iskoristivost turbine
$T_1$	[K]	Temperatura zraka na ulazu u kompresor
$T_2$	[K]	Temperatura zraka nakon kompresije
$T_{2'}$	[K]	Stvarna temperatura zraka nakon kompresije
$T_3$	[K]	Temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu
$T_4$	[K]	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
$T_{4'}$	[K]	Stvarna temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
$\eta_{t,r}$	/	Toplinska iskoristivost realnog plinsko-turbinskog procesa
$w_r$	[kJ/kg]	Jedinični rad plinsko-turbinskog procesa
$q_{d,r}$	[kJ/kg]	Jedinična toplina dovedena u realni proces
$h_1$	[kJ/kg]	Specifična entalpija zraka na ulazu u kompresor
$h_{2'}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija zraka na izlazu iz kompresora
$h_3$	[kJ/kg]	Specifična entalpija dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu
$h_{4'}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
$c_p$	[kJ/kgK]	Srednja specifična toplina zraka i dimnih plinova
$c_{p,k}$	[kJ/kgK]	Srednja specifična toplina fluida koji se komprimira
$c_{p,e}$	[kJ/kgK]	Srednja specifična toplina fluida koji ekspandira
$M$	[kg/kmol]	Molna masa zraka
$H_d$	[kJ/kg]	Donja ogrjevna moć goriva
$\varphi_{CH_4}(\%)$	[%]	Volumni udio metana
$\varphi_{C_2H_6}(\%)$	[%]	Volumni udio etana
$\varphi_{C_3H_8}(\%)$	[%]	Volumni udio propana

$M_M$	[kg/kmol]	Prosječna molekularna masa goriva
$M_{CH_4}$	[kg/kmol]	Molna masa metana
$M_{C_2H_6}$	[kg/kmol]	Molna masa etana
$M_{C_3H_8}$	[kg/kmol]	Molna masa propana
$r_{CH_4}$	/	Molni udio metana
$r_{C_2H_6}$	/	Molni udio etana
$r_{C_3H_8}$	/	Molni udio propana
$V_Z$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Stvarna količina zraka za izgaranje
$\lambda$	/	Koeficijent pretička zraka
$V_{z,min}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Minimalna količina zraka za izgaranje
$V_{pl,s,min}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Minimalna količina suhih dimnih plinova
$V_{pl,s}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Stvarna količina suhih dimnih plinova
$V_{H_2O}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Količina vodene pare u dimnim plinovima izgaranja
$V_{pl}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Količina vlažnih dimnih plinova
$V_{CO_2}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Količina ugljičnog dioksida u dimnim plinovima izgaranja
$V_{SO_2}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Količina sumpornog dioksida u dimnim plinovima izgaranja
$V_{N_2}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Količina dušika u dimnim plinovima izgaranja
$V_{O_2}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /m <sup>3</sup> <sub>nG</sub> ]	Količina kisika u dimnim plinovima izgaranja
$\varphi_{CO_2}(\%)$	[%]	Volumni udio ugljičnog dioksida u dimnim plinovima
$r_{CO_2}$	/	Molni udio ugljičnog dioksida u dimnim plinovima
$\varphi_{H_2O}(\%)$	[%]	Volumni udio vodene pare u dimnim plinovima
$r_{H_2O}$	/	Molni udio vodene pare u dimnim plinovima
$\varphi_{SO_2}(\%)$	[%]	Volumni udio sumpornog dioksida u dimnim plinovima
$r_{SO_2}$	/	Molni udio sumpornog dioksida u dimnim plinovima
$\varphi_{N_2}(\%)$	[%]	Volumni udio dušika u dimnim plinovima
$r_{N_2}$	/	Molni udio dušika u dimnim plinovima
$\varphi_{O_2}(\%)$	[%]	Volumni udio kisika u dimnim plinovima
$r_{O_2}$	/	Molni udio kisika u dimnim plinovima
$N_{E,plt}$	[MW <sub>e</sub> ]	Nazivna električna snaga plinske turbine
$\eta_m$	/	Mehanički gubici
$\eta_{eg}$	/	Gubici u generatoru električne energije

$N$	/	Snaga realnog plinsko-turbinskog procesa
$\dot{m}_{zr,r}$	[kg/s]	Maseni protok zraka
$Q_{d,r}$	[kW]	Toplinska snaga dovedena u proces
$\eta_{ki}$	/	Gubici u komori izgaranja
$\eta_e$	/	Efektivna iskoristivost plinsko-turbinskog procesa
$B$	[kg/s]	Potrošnja goriva
$\dot{m}_{pl}$	[kg/s]	Maseni protok dimnih plinova
$Q_{pl,v}$	[kW]	Ukupna predana toplina u visokotlačnom dijelu utilizatora
$t_{pl,ul}$	[°C]	Temperatura dimnih plinova na ulazu u utilizator
$t_{pl,iz}$	[°C]	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz utilizatora
$t_5$	[°C]	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz utilizatora
$\eta_{op}$	/	Iskoristivost ogrjevnih površina
$\eta_{i,p}$	/	Unutarnja iskoristivost pumpe
$p_k$	[bar]	Tlak u kondenzatoru
$t_k$	[°C]	Temperatura u kondenzatoru
$p_{ut}$	[bar]	Tlak pare u utilizatoru
$t_{12}$	[°C]	Temperatura pare na izlazu iz visokotlačnog dijela utilizatora
$h_7$	[kJ/kg]	Specifična entalpija kapljevine za tlak u kondenzatoru
$v_7$	[m <sup>3</sup> /kg]	Specifični volumen kapljevine za tlak u kondenzatoru
$w_{i,p}$	[kJ/kg]	Unutarnji rad pumpe
$h_{8'}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija napojne vode na ulazu u rekuperator
$t_{8'}$	[°C]	Temperatura napojne vode na ulazu u rekuperator
$q_{nv}$	[kJ/kg <sub>v</sub> ]	Toplina potrebna za zagrijavanje napojne vode
$q_{pl}$	[kJ/kg <sub>pl</sub> ]	Toplina predana po kg ispušnih plinova
$\dot{m}_{pl,iz}$	[kg <sub>pl</sub> /kg <sub>v</sub> ]	Maseni protok ispušnih plinova u izmjenjivaču topline
$t_9$	[°C]	Temperatura napojne vode na ulazu u visokotlačni dio utilizatora
$h_9$	[kJ/kg]	Specifična entalpija napojne vode na ulazu u visokotlačni dio utilizatora
$t_s$	[°C]	Temperatura zasićenja
$t_{10}$	[°C]	Temperatura vrele kapljevine
$t_{10'}$	[°C]	Temperatura vode na izlazu iz zagrijača vode

$h_{10}'$	[kJ/kg]	Specifična entalpija vode na izlazu iz zagrijača vode
$h_{10}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija vrele kapljevine
$h_{11}'$	[kJ/kg]	Specifična entalpija pare na izlazu iz isparivača
$x$	/	Udio suhozasićene pare
$r$	[kJ/kg]	Latentna toplina isparavanja kod radnog tlaka
$h_{11}''$	[kJ/kg]	Specifična entalpija suhozasićene pare
$h_{12}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija pregrijane pare za idealni slučaj
$h_{12}'$	[kJ/kg]	Specifična entalpija pregrijane pare za realni slučaj
$q_{zv,v}$	[kJ/kg]	Toplina predana visokotlačnom zagrijaču vode
$q_{isp,v}$	[kJ/kg]	Toplina predana visokotlačnom isparivaču
$q_{pp,v}$	[kJ/kg]	Toplina predana visokotlačnom pregrijaču vode
$q_{p,v}$	[kJ/kg]	Ukupna predana toplina u visokotlačnom dijelu utilizatora
$D_v$	[kg/s]	Protočna količina vode/pare kroz visokotlačni dio utilizatora
$Q_{zv,v}$	[kW]	Toplina predana visokotlačnom zagrijaču vode
$Q_{isp,v}$	[kW]	Toplina predana visokotlačnom isparivaču
$Q_{pp,v}$	[kW]	Toplina predana visokotlačnom pregrijaču pare
$Q_{w,v}$	[kW]	Ukupna toplina koju fluid preuzima u VT dijelu utilizatora
$\Delta T_p$	[°C]	Temperaturna razlika između dimnih plinova na ulazu u visokotlačni utilizator i pare na izlazu iz pregrijača pare
$\Delta T_{min}$	[°C]	Temperaturna razlika između vode na ulazu u isparivač i dimnih plinova na izlazu iz isparivača
$\Delta T_w$	[°C]	Temperaturna razlika između vode na ulazu u visokotlačni utilizator i dimnih plinova na izlazu iz visokotlačnog utilizatora
$p_{pp}$	[bar]	Tlak pregrijane pare
$t_{12}$	[°C]	Temperatura pare na izlazu iz visokotlačnog dijela utilizatora
$s_{12}'$	[kJ/kgK]	Specifična entropija pregrijane pare
$s_{13}$	[kJ/kgK]	Specifična entropija pregrijane pare
$s_{13}'$	[kJ/kgK]	Specifična entropija vrele kapljevine
$s_{13}''$	[kJ/kgK]	Specifična entropija suhozasićene pare
$h_{13}'$	[kJ/kg]	Specifična entalpija vrele kapljevine
$h_{13}''$	[kJ/kg]	Specifična entalpija suhozasićene pare

$h_{13}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija pare na izlazu iz parne turbine
$\eta_{i,t}$	/	Unutarnja iskoristivost parne turbine
$N_{E,pt}$	[MW <sub>e</sub> ]	Električna snaga parne turbine
$N_{E,uk}$	[MW <sub>e</sub> ]	Ukupna dobivena električna energija
$W_p$	[kW]	Rad napojne pumpe
$W_k$	[kW]	Rad kompresora
$W_{pl}$	[kW]	Rad plinske turbine
$\eta_{t,komb,v}$	/	Termički stupanj djelovanja kombiniranog postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora
$Q_{iz}$	[kW]	toplina dovedena u izmjenjivaču topline (rekuperatoru)
$Q_{t,v}$	[kW]	Iskoristiva toplina preostala u dimnim plinovima na izlazu iz visokotlačnog dijela utilizatora
$t_{pl,iz,v}$	[°C]	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz visokotlačnog dijela utilizatora
$t_{ohl}$	[°C]	Temperatura ohlađenih dimnih plinova
$\eta_{kogen,v}$	/	Termički stupanj djelovanja kogeneracijskog postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora
$Q_{pl,n}$	[kW]	Ukupna predana toplina u niskotlačnom dijelu utilizatora
$t_6$	[°C]	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora
$h_{14}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija kapljevine za tlak u kondenzatoru
$v_{14}$	[m <sup>3</sup> /kg]	Specifični volumen kapljevine za tlak u kondenzatoru
$t_{18}$	[°C]	Temperatura pare na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora
$h_{15}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija napojne vode na ulazu u niskotlačni dio utilizatora za idealni slučaj
$h_{15'}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija napojne vode na ulazu u niskotlačni dio utilizatora za realni slučaj
$t_{15'}$	[°C]	Temperatura napojne vode na ulazu u niskotlačni dio utilizatora
$t_{16}$	[°C]	Temperatura vrele kapljevine
$t_{16'}$	[°C]	Temperatura vode na izlazu iz zagrijača vode
$h_{16'}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija vode na izlazu iz zagrijača vode

$h_{16}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija vrele kapljevine
$h_{17'}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija pare na izlazu iz isparivača
$h_{17}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija suhozasićene pare
$h_{18}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija pregrijane pare za idealni slučaj
$h_{18'}$	[kJ/kg]	Specifična entalpija pregrijane pare za realni slučaj
$q_{zv,n}$	[kJ/kg]	Toplina predana niskotlačnom zagrijaču vode
$q_{isp,n}$	[kJ/kg]	Toplina predana niskotlačnom isparivaču
$q_{pp,n}$	[kJ/kg]	Toplina predana niskotlačnom pregrijaču vode
$q_{p,n}$	[kJ/kg]	Ukupna predana toplina u niskotlačnom dijelu utilizatora
$D_n$	[kg/s]	Protočna količina vode/pare kroz niskotlačni dio utilizatora
$Q_{zv,n}$	[kW]	Toplina predana niskotlačnom zagrijaču vode
$Q_{isp,n}$	[kW]	Toplina predana niskotlačnom isparivaču
$Q_{pp,n}$	[kW]	Toplina predana niskotlačnom pregrijaču pare
$Q_{w,n}$	[kW]	Ukupna toplina koju fluid preuzima u niskotlačnom dijelu utilizatora
$Q_{t,n}$	[MW <sub>t</sub> ]	Toplinska energija sadržana u tehnološkoj pari
$Q_{t,n,dod}$	[MW <sub>t</sub> ]	Iskoristiva toplinska energija preostala u dimnim plinova na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora
$t_{pl,iz,n}$	[°C]	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz niskotlačnog dijela utilizatora
$Q_{t,gp}$	[MW <sub>t</sub> ]	Toplinska energija proizvedena u generatoru pare
$\eta_{kogen,ljeto}$	/	Stupanj energetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja u ljetnim mjesecima
$\eta_{kogen,zima}$	/	Stupanj energetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja u zimskim mjesecima
$Q_{gp,dov}$	[MW <sub>t</sub> ]	Toplina dovedena u generator pare
$\eta_{eks}$	/	Eksergetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja
$\eta_T$	/	Iskoristivost proizvodnje električne energije
$t$	[°C]	Temperatura pregrijane pare
$t_0$	[°C]	Temperatura okoline
$\psi$	/	Omjer proizvodnje električne i toplinske energije
$\eta_{eks,zima}$	/	Eksergetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja zimi

---

$\eta_{T,zima}$	/	Iskoristivost proizvodnje električne energije zimi
$\psi_{zima}$	/	Omjer proizvodnje električne i toplinske energije zimi
$E_E$	[MW <sub>e</sub> ]	Proizvedena električna energija
$E_{G,zima}$	[MW]	Utrošena energija goriva zimi
$E_{T,zima}$	[MW <sub>t</sub> ]	Proizvedena toplinska energija zimi
$\eta_{eks,ljeto}$	/	Eksergetska iskoristivost kogeneracijskog postrojenja ljeti
$\eta_{T,ljeto}$	/	Iskoristivost proizvodnje električne energije ljeti
$\psi_{ljeto}$	/	Omjer proizvodnje električne i toplinske energije ljeti
$E_{G,ljeto}$	[MW]	Utrošena energija goriva ljeti
$E_{T,ljeto}$	[MW <sub>t</sub> ]	Proizvedena toplinska energija zimi
$\eta_{gp}$	/	Iskoristivost generatora pare



**POPIS SLIKA**

Slika 2.1. Energetska iskoristivost odvojene proizvodnje energije i kogeneracije [3] .....	3
Slika 2.2. Shema osnovnog plinsko-turbinskog postrojenja [5] .....	5
Slika 2.3. T-s dijagram Joule-Brytonova procesa [5].....	6
Slika 2.4. Shema osnovnog parno-turbinskog postrojenja [5].....	7
Slika 2.5. T-s dijagram Clausius-Rankineova procesa [5] .....	10
Slika 2.6. Shema kombiniranog postrojenja [5].....	11
Slika 2.7. T-s dijagram kombiniranog plinsko-parnog procesa [5].....	12
Slika 2.8. Kogeneracijsko postrojenje s protutlačnom parnom turbinom [5] .....	14
Slika 2.9. Kogeneracijsko postrojenje s kondenzacijskom parnom turbinom s reguliranim oduzimanjem [5] .....	15
Slika 2.10. Kogeneracijsko postrojenje plinske turbine s korištenjem otpadne topline dimnih plinova [8].....	16
Slika 2.11. Elektrana Avedøre [10] .....	17
Slika 2.12. TE-TO Zagreb [11] .....	18
Slika 2.13. Shema bloka K [12] .....	19
Slika 3.1. Plinski dio postrojenja .....	20
Slika 3.2. T-s dijagram plinskog dijela postrojenja.....	23
Slika 4.1. Shema s visokotlačnim dijelom utilizatora.....	35
Slika 4.2. T-s dijagram parnog dijela procesa s visokotlačnim dijelom utilizatora .....	35
Slika 4.3. T-s dijagram visokotlačnog dijela utilizatora.....	38
Slika 4.4. T-Q dijagram za visokotlačni dio utilizatora .....	40
Slika 4.5. Shema s niskotlačnim dijelom utilizatora.....	43
Slika 4.6. T-s dijagram parnog dijela procesa s niskotlačnim dijelom utilizatora .....	44
Slika 4.7. T-s dijagram niskotlačnog dijela utilizatora.....	46
Slika 4.8. T-Q dijagram za niskotlačni dio utilizatora .....	48
Slika 4.9. T-Q dijagram dvotlačnog utilizatora .....	49
Slika 4.10. Shema kogeneracijskog postrojenja .....	51
Slika 5.1. Model plinskog postrojenja .....	53
Slika 5.2. Parametri plinskog postrojenja .....	54
Slika 5.3. T-s dijagram za model plinskog dijela postrojenja .....	54
Slika 5.4. Model parnog dijela postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora .....	55
Slika 5.5. Parametri parnog dijela postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora .....	56

Slika 5.6. T-s dijagram za model parnog dijela postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora .....	57
Slika 5.7. T-Q dijagram za visokotlačni dio utilizatora .....	57
Slika 5.8. Model postrojenja s visokotlačnim dijelom utilizatora .....	58
Slika 5.9. T-s dijagram plinsko-parnog procesa s visokotlačnim dijelom utilizatora .....	58
Slika 5.10. Model parnog dijela postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora .....	60
Slika 5.11. Parametri parnog dijela postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora.....	61
Slika 5.12. T-s dijagram za model parnog dijela postrojenja s niskotlačnim dijelom utilizatora .....	62
Slika 5.13. T-Q dijagram za niskotlačni dio utilizatora .....	62
Slika 5.14. T-Q dijagram dvotlačnog utilizatora.....	63
Slika 5.15. Model generatora pare .....	64
Slika 5.16. Parametri generatora pare .....	64
Slika 5.17. T-s dijagram generatora pare .....	65
Slika 5.18. Model kogeneracijskog postrojenja s prikazanim parametrima .....	66
Slika 5.19. T-s dijagram kogeneracijskog postrojenja .....	67
Slika 5.20. h-s dijagram kogeneracijskog postrojenja .....	67
Slika 6.1. Dijagram ovisnosti stupnja energetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja o stupnju opterećenja generatora pare.....	72
Slika 6.2. Dijagram ovisnosti stupnja eksergetske iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja o stupnju opterećenja generatora pare.....	76
Slika 6.3. Usporedni prikaz energetske i eksergetske iskoristivosti ovisno o stupnju opterećenja generatora pare.....	76

**POPIS TABLICA**

Tablica 3.1. Sastav prirodnog plina.....	25
Tablica 5.1. Stupanj djelovanja dobiven analitičkim i računalnim putem za visokotlačni dio	59
Tablica 5.2. Usporedba analitičkog i računalnog proračuna.....	68
Tablica 5.3. Usporedba vrijednosti dobivenih analitičkim i računalnim proračunom za temperature dimnih plinova .....	69
Tablica 5.4. Usporedba vrijednosti dobivenih analitičkim i računalnim proračunom za temperature radnog medija .....	70
Tablica 5.5. Usporedba vrijednosti dobivenih analitičkim i računalnim proračunom za proizvedenu električnu i toplinsku energiju.....	70

## SAŽETAK

Zadatak ovog diplomskog rada bio je izraditi računalni model i prateću simulaciju kogeneracijskog postrojenja s kombiniranim plinsko-parnim procesom snage bloka  $208 \text{ MW}_e$   $140 \text{ MW}_t$ . Rad je podijeljen u tri glavna dijela; teorijski dio, analitički proračun i računalno modeliranje. U teorijskom dijelu opisan je plinski i parni proces kao i princip rada plinskog i parnog postrojenja te kombiniranog postrojenja. Prikazane su izvedbe kogeneracijskih postrojenja te primjeri u svijetu i Hrvatskoj. U drugom dijelu proveden je analitički proračun, a u zadnjem, trećem dijelu rada, odrađeno je računalno modeliranje i simulacija rada kogeneracijskog postrojenja u računalnom paketu „EBSILON Professional“. Na kraju su uspoređeni rezultati analitičkog i računalnog proračuna te je napravljena energetska i eksergetska analiza kogeneracijskog postrojenja.

Ključne riječi: kogeneracija, plinska turbina, parna turbina, kotao na otpadnu toplinu, računalna simulacija, EBSILON Professional

## SUMMARY

The aim of this master thesis was to develop a computer model and conduct a simulation of a cogeneration plant utilizing a combined gas-steam process with a block power output of 208 MW<sub>e</sub> and 140 MW<sub>t</sub>. The thesis is divided into three main parts; the theoretical overview, the analytical calculations and the computer modeling. The theoretical part provides a detailed description of the gas and steam processes, along with the operating principles of gas, steam and combined cycle power plants. It also presents various configurations of cogeneration plants, including examples from both global and Croatian contexts. The second part focuses on the analytical calculations, while the third and final part covers the computer modeling and simulation of the cogeneration plant using the „EBSILON Professional“ software package. The thesis concludes with a comparison of the results from the analytical and computer-based calculations, followed by an energy and exergy analysis of the cogeneration plant.

Key words: cogeneration, gas turbine, steam turbine, heat recovery steam generator, computer simulation, EBSILON Professional

## **PRILOZI**

Prilog 1: Shema kogeneracijskog postrojenja

Prilog 2: Model kogeneracijskog postrojenja