

Usporedba klasičnog kombiniranog postrojenja i kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Crvelin, Mihovil Jakov

Master's thesis / Diplomski rad

2018

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:936515>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-20**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mihovil Jakov Crvelin

Zagreb, 2018. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

doc. dr. sc. Mislav Čehil, dipl. ing.

Student:

Mihovil Jakov Crvelin

Zagreb, 2018. godina.

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

Zahvaljujem se svom mentoru, doc. dr. sc. Mislav Čehil, dipl. ing, na pruženoj pomoći, znanju i strpljenju.

Mihovil Jakov Crvelin



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Mihovil Jakov Crvelin** Mat. br.: 0035183024

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Usporedba klasičnog kombiniranog postrojenja i kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Comparison of classic combined power plant and combined power plant with water injection**

Opis zadatka:

Temperaturu dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu moguće je regulirati velikim pretičkom zraka ili ubrizgavanjem vode u komoru izgaranja čime se značajno smanjuje rad kompresora. Izako preliminarni rezultati pokazuju da se time smanjuje termodinamička efikasnost plinskoturbinskog postrojenja zbog velikog udjela pregrijane pare u dimnim plinovima, a time i velike izlazne entalpije dimnih plinova, potrebno je vidjeti kako će ta povećana entalpija utjecati na efikasnost paroturbinskog postrojenja, a time i na efikasnost cjelokupnog kombiniranog postrojenja. Stoga je koristeći programski paket Ebsilon Professional® potrebno:

1. Napraviti matematički model klasičnog kombiniranog postrojenja u kojem se koristi plinskoturbinski i paroturbinski ciklus.
2. Napraviti matematički model kombiniranog postrojenja u kojem se ulazna temperatura dimnih plinova u plinskoj turbini regulira ubrizgavanjem vode.
3. Usporediti i analizirati dobivene rezultate.

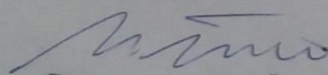
U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
16. studenog 2017.

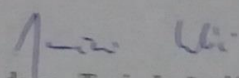
Datum predaje rada:
18. siječnja 2018.

Predviđeni datum obrane:
24., 25. i 26. siječnja 2018.

Zadatak zadao:


Doc. dr. sc. Mislav Čehil

Predsjednica Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY	IX
1. UVOD.....	1
2. Kombinirani ciklus s plinskom i parnom turbinom.....	4
2.1. Termodinamička pozadina kombiniranog ciklusa	6
2.1.1. Desnokretni Carnotov proces.....	6
2.1.2. Braytonov ciklus	8
2.1.3. Rankinov ciklus	9
2.1.4. Kombinirani ciklus.....	11
2.2. Komponente kombiniranog ciklusa	12
2.2.1 Kompresor plinske turbine.....	13
2.2.2 Komora izgaranja.....	14
2.2.3 Turbina.....	14
2.2.4 HRSG.....	16
3 PROGRAMSKI PAKET EBSILON I MODELIRANJE POSTROJENJA	19
3.2 Programski paket EBSILON®.....	19
3.3 Model klasičnog kombiniranog postrojenja.....	23

3.4	Model kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode	28
3.5	Optimiranje postrojenja.....	29
4	REZULTATI OPTIMIZACIJE	30
4.2	Rezultati optimizacije klasičnog kombiniranog postrojenja	30
4.3	Rezultati optimizacije kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode	37
4.4	Usporedba rezultata.....	42
5	ZAKLJUČAK.....	45

POPIS SLIKA

Slika 1. Ulaganja na globalnoj razini u odabranim područjima energetskeg sustava.....	2
Slika 2. Razmjerni troškovi različitih tehnologija za generiranje električne energije	3
Slika 3. Shema kombiniranog postrojenja.....	4
Slika 4. Bouchian termoelektrana u Francuskoj.....	6
Slika 5. Carnotov kružni proces	7
Slika 6. Shema i dijagram idealnog Braytonovog procesa.....	8
Slika 7. Shema i dijagram idealnog Rankinov ciklus.....	10
Slika 8. Dijagram kombiniranog ciklusa plinske i parne turbine	11
Slika 9. Presjek plinske turbine	12
Slika 10. Presjek kompresora	13
Slika 11. Shematski prikaz dovoda zraka u komoru za izgaranje	14
Slika 12. Trokuti brzina za jedan stupanj turbine.....	15
Slika 13. Generator pare na otpadnu toplinu.....	16
Slika 14. Prikaz parne turbine iz programskog paketa EBSILON Professional	19
Slika 15. Izentropski model efikasnosti parne turbine u programskom paketu EBSILON® Professional	20
Slika 16. Prikaz izmjenjivača topline iz programskog paketa EBSILON® Professional.....	21
Slika 17. Prikaz dvostrukog izmjenjivača topline iz programskog paketa EBSILON® Professional	21

Slika 18. 1-Pumpa; 2-Kompresor; 3-Komora izgaranja; 4-Kondenzator; 5-Generator; 6-Bubanj; 7-Otplinjač	22
Slika 19. Model klasičnog kombiniranog postrojenja.....	23
Slika 20. Model generatora pare na otpadnu toplinu.....	25
Slika 21. Model isparivača	27
Slika 22. Model kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode	28
Slika 23. Postavke genetskog optimizacijskog algoritma	29
Slika 24. T,s dijagram plinskoturbinskog postrojenja klasičnog kombiniranog ciklusa.....	32
Slika 25. T,s dijagram dimnih plinova klasičnog kombiniranog ciklusa	33
Slika 26. T,s dijagram parnoturbinskog ciklusa klasičnog kombiniranog ciklusa.....	33
Slika 27 T,Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu klasičnog kombiniranog ciklusa .	34
Slika 28. T, Q dijagram kondenzatora klasičnog kombiniranog postrojenja	35
Slika 29. T,s dijagram plinskoturbinskog postrojenja s ubrizgavanjem vode.....	38
Slika 30. Parnoturbinski ciklus kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode	39
Slika 31. T,s dijagram dimnih plinova u generatoru pare na otpadnu toplinu kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode	39
Slika 32. T,Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu kombiniranog ciklusa s ubrizgavanjem vode	40
Slika 33. T, Q dijagram kondenzatora kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode	41
Slika 34. Ostvareni entalpijski pad u generatorima pare na otpadnu toplinu.....	43

Slika 35. T,Q dijagram niskotlačnog ekonomajzera kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode 43

POPIS TABLICA

Tabela 1. Prikazi Carnotove termodinamičke iskoristivosti	5
Tabela 2. Unutarnji gubici plinsko turbinskog postrojenja	24
Tabela 3. Raspored izmjenjivačkih površina	26
Tabela 4. Dobivene vrijednosti slobodnih varijabli optimizacijom	30
Tabela 5. Veličine klasičnog kombiniranog postrojenja	31
Tabela 6. Snage pumpi kalasičnog kompimiranog ciklusa	35
Tabela 7. Maseni protoci parnoturbinskog ciklusa	36
Tabela 8. Veličine kombiniranog postrojenja s ubizgavanjem vode	37
Tabela 9. Veličine kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode	37
Tabela 10. Snage pumpi kompimiranog ciklusa s ubrizgavanjem vode	41
Tabela 11. Maseni protoci parnoturbinskog ciklusa postrojenja s ubrizgavanjem vode	42
Tabela 12. Dotok goriva i snage optimiranih postrojenja	42

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
η_C	/	Termodinamička iskoristivost Carnotovog ciklusa
η_{GT}	/	Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja
η_{ST}	/	Termodinamička iskoristivost parnoturbinskog postrojenja
η_K	/	Termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja

SAŽETAK

Temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu u praksi se smanjuje dovođenjem više zraka nego što je potrebno za potpuno izgaranje goriva. Osim navedene metode, temperatura dimnih plinova može se smanjiti i ubrizgavanjem vode. U radu je izrađen model klasičnog kombiniranog postrojenja te model kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode korištenjem EBSILON[®] Professional programskog paketa. U radu se uspoređuju maksimalne termodinamičke iskoristivosti oba postrojenja. Kako bi se postigla maksimalna termodinamička iskoristivost oba kombinirana postrojenja koristi se optimalni raspored izmjenjivačkih površina unutar generatora pare na otpadnu toplinu. Osim toga, tlakovi na izlazu iz kompresora te tlakovi vode unutar generatora pare na otpadnu toplinu podvrgnuti su optimizaciji s funkcijom cilja maksimalne termodinamičke iskoristivosti cijelog postrojenja. Dobivena termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode znatno je niža od one kod klasičnog kombiniranog postrojenja. Dobrim dijelom razlog je nemogućnost iskorištavanja topline predane ubrizganoj vodi zbog pinch točaka unutar generatora pare na otpadnu toplinu.

Ključne riječi: kombinirano postrojenje, ubrizgavanje vode, termodinamička iskoristivost, EBSILON[®] Professional

SUMMARY

The flue gas temperature at the entrance to the gas turbine in practice is reduced by bringing more air than it is required for complete fuel combustion. In addition to the above mentioned method, the flue gas temperature can be reduced by injecting water. In this paper, a model of a classic combined power plant and a model of a combined power plant with water injection has been developed using the EBSILON® Professional software package. This paper compares the maximum thermodynamic efficiency of both plants. In order to achieve the maximum thermodynamic efficiency of both combined plants, the optimal arrangement of the exchange surfaces within the heat recovery steam generator is used for the waste heat. In addition, pressure outlets from the compressor and pressures levels inside the heat recovery steam generator were subjected to optimization algorithm with the function of maximizing the thermodynamic efficiency of the entire plant. The calculated thermodynamic efficiency of the combined power plant with water injection is considerably lower than that of a classical combined power plant. The reason is the inability to use the heat delivered to the injected water due to the pinch of points within the steam generator to the waste heat.

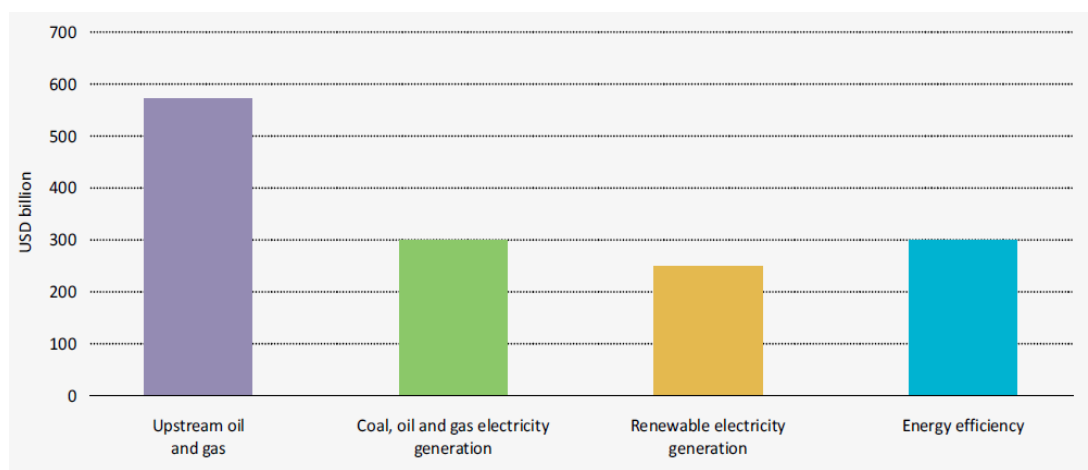
Key words: combined plants, water injecting, thermodynamic efficiency, EBSILON® Professional

1. UVOD

Kombinacijom dvaju ili više termalnih ciklusa u jednoj termoelektrani moguće je dobiti ukupno povećanje termodinamičke iskoristivosti u odnosu na termoelektranu s jednim ciklusom. Procesi se mogu kombinirati s istim ili različitim medijima. Kombinacija ciklusa s različitim medijima ima veće prednosti jer se mediji mogu međusobno komplementirati, time postižući višu termodinamičku iskoristivost.[4]

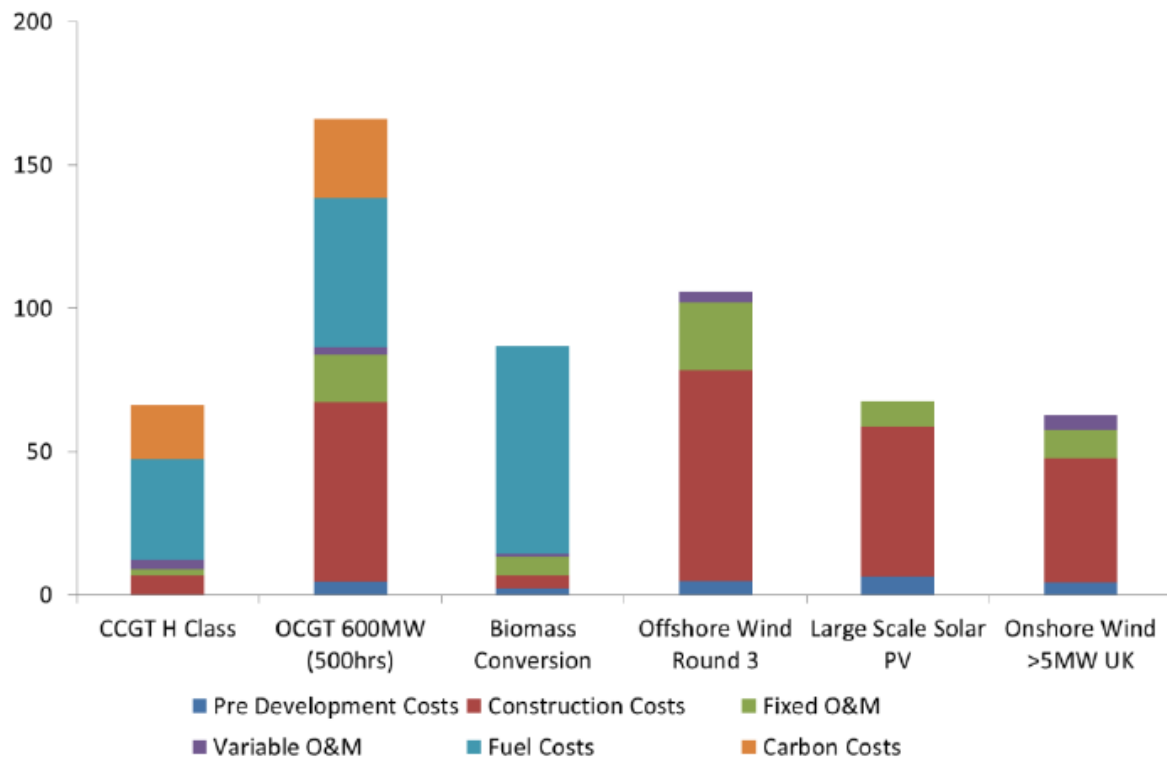
Zanimanje za energetsom efikasnošću može se smjestiti u noviju povijest modernog društva. Do promjena stava prema proizvodnji i potrošnji energije započinje 70-ih godina prošlog stoljeća kada vodeće zemlje u proizvodnji nafte iznenada postavljaju ograničenja na količinu nafte koju izvoze u ostatak svijeta. Ovaj embargo na izvoz nafte prisilio je glavne korisnike nafte (poput SAD-a, Japana, država Zapadne Europe) na prvo suočavanje s opasnosti nedostatka goriva za zadovoljavanje osnovnih potreba za energijom. Korištenje energije postaje predmet nacionalnih i internacionalnih rasprava. Dolazi do dizanja svijesti o korištenju energije te težnji za što boljim iskorištavanjem danih resursa, među ostalim, teži se i što većoj efikasnosti sustava za proizvodnju energije.[1]

Uz smanjenje potražnje za energijom i emisije stakleničkih plinova povećanje energetske efikasnosti donosi još mnogo prednosti. Povećava se sigurnost energetskog sustava, koji obuhvaća energetska sigurnost, dostavu i cijene energije. Gledano sa socio-ekonomskog stajališta, energetska efikasnost donosi veći broj zaposlenih, a i jedan je od indikatora makroekonomskog razvoja. Na Slika 1 može se uočiti relevantnost ulaganja u sektor energetske efikasnosti na globalnoj razini.[2]



Slika 1. Ulaganja na globalnoj razini u odabranim područjima energetskega sustava

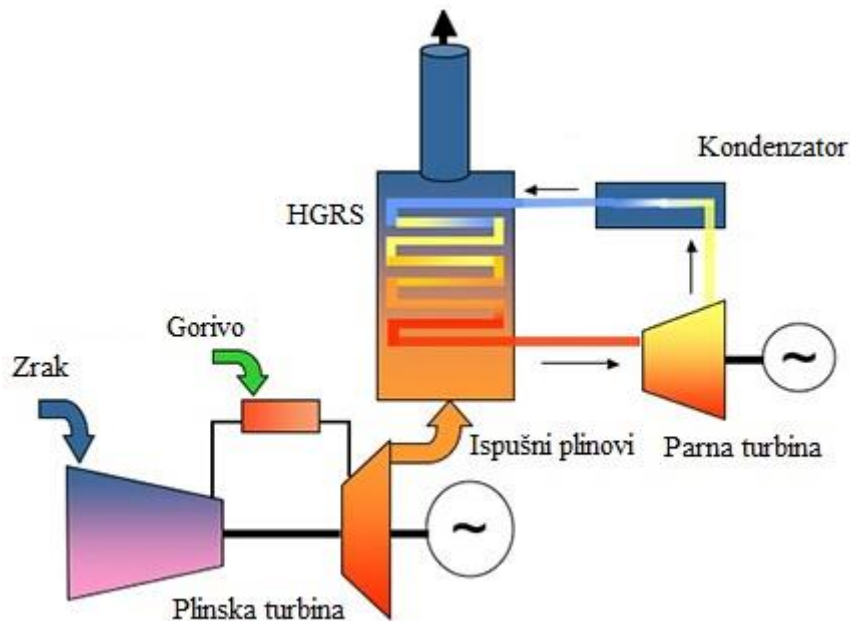
Prirodni plin odabire se za gorive od strane investitora većine zemalja OECD-a u svrhu generiranja električne i toplinske energije iz konvencionalnih izvora zbog više razloga: elektrane na plin mogu biti brzo izgrađene, troškovi ulaganja mogu biti relativno niski te emisije stakleničkih plinova dosežu polovicu onih kod postrojenja na ugljen. Elektrane se mogu dodavati postepeno, u manjim koracima, što može biti važan čimbenik u pokrivanju potreba za energijom. Također, brz odaziv elektrana na prirodni plin omogućava sudjelovanje u sekundarnim uslugama u elektroenergetskom sustavu. CCGT (Combined Cycle Gas Turbine) postrojenja, osim navedenih prednosti, prema studijama razmjernih troškova, nude razmjerno dobar povrat na ulaganja (Slika 2).[3]



Slika 2. Razmjerni troškovi različitih tehnologija za generiranje električne energije

Od početka razvoja kombiniranih ciklusa do danas, samo je jedna kombinacija opće prihvaćena: kombinirani ciklus s plinskom i parnom turbinom.

2. Kombinirani ciklus s plinskom i parnom turbinom



Slika 3. Shema kombiniranog postrojenja

Kombiniranjem različitih medija unutar kombiniranog postrojenja može se postići bolja efikasnost ako se svojstva medija međusobno nadopunjuju. Dimni plinovi nastali izgaranjem prirodnog plina imaju visoku temperaturu nakon ekspanzije u plinskoj temperaturi, dok se voda u parnoturbinskom ciklusu koristi na nižim temperaturama. Stoga možemo reći da se ova dva medija međusobno nadopunjuju. U kombiniranom ciklusu plinske i parne turbine (Slika 3), nakon ekspanzije dimnih plinova u plinskoj turbini, njihova temperatura iznosi oko 600 °C. Ti dimni plinovi koriste se kao ogrjevni medij parnog dijela ciklusa. HRSG (Heat Recovery Steam Generator) zaslužan je za iskorištavanje otpadne energije iz plinske turbine. Produkt iskorištavanja te energije je para koja se koristi za generiranje električne energije preko parne turbine. U slučaju kada je jedna plinska turbina povezana s jednom parnom turbinom, generirana električna energija sa strane parne turbine iznosi između 30-40 % generirane električne energije kombiniranog postrojenja. U praksi učestalo je povezivanje više plinskih turbina s parnom turbinom.

Tabela 1 prikazuje teoretsku efikasnost idealnog Carnotovog procesa za najvišu i najnižu temperaturu za plinskoturbinsko, parnoturbinsko te kombinirano postrojenje.

Tabela 1. Prikazi Carnotove termodinamičke iskoristivosti

	Plinskoturbinsko postrojenje	Parnoturbinsko postrojenje	Kombinirano postrojenje
Pretpostavljena gornja temperatura radnog medija	1300 K	800 K	1300 K
Pretpostavljena donja temperatura radnog medija	600K	293K	293 K
Efikansnost Carnotovog ciklusa za zadane temperature	54%	63%	77%

Razlika u efikasnosti između kombiniranih i jednostavnih ciklusa je manja od prikazane jer su kombinirani procesi složenije izvedbe te su unutarnji gubitci veći. Neki od procesa koji uzrokuju najveću nepovratnosti u kombinirani postrojenjima su: izgaranje u komori, prijenos topline s dimnih plinova na medij parnog ciklusa, kompresija zraka za izgaranje, plinska turbina, parna turbina, ... [4]

U praksi termodinamička iskoristivost kombiniranog ciklusa iznosi oko 50%, a rijetko prelazi 60%. 28. travnja 2016. Bouchain postrojenje u Francuskoj doseglo je efikasnost od 62.22% (Slika 4), što predstavlja najvišu dosegnutu efikasnost termoelektrane u povijesti.

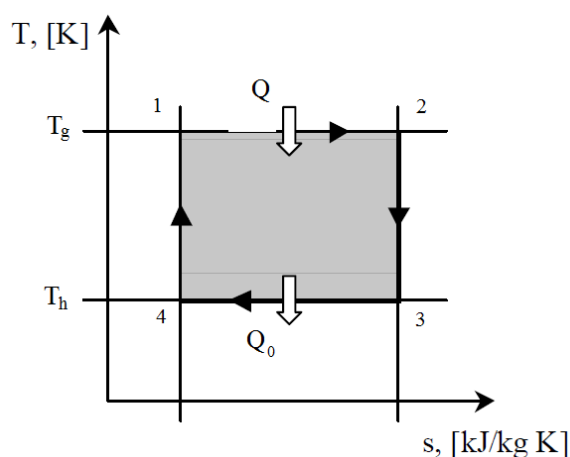


Slika 4. Bouchian termoelektrana u Francuskoj

2.1. Termodinamička pozadina kombiniranog ciklusa

2.1.1. Desnokretni Carnotov proces

Od naročitog značaja za termodinamiku i za praksu je Carnotov proces koncipiran 1824.g. Carnotov ciklus predstavlja značaj za termodinamiku zato što predstavlja kružni ciklus s najmanjim prirastom entropije, tj. najboljim iskorištavanjem dovedene energije. Reverzibilni Carnotov ciklus sastoji se od izentropske kompresije i ekspanzije te izoternog dovođenja i odvođenja topline, gdje je temperatura radnog medija jednaka temperaturi ogrjevnog i rashladnog spremnika (Slika 5). Tehnički rad tako definiranog Carnotovog proces predstavlja maksimalan rad koji neki sustav može predati za zadane temperature spremnika. Maksimalan rad naziva se eksergija sustava. Prirast entropije takvog Carnotovog procesa jednak je nuli. Razlog leži u reverzibilnosti svih procesa. Toplina se prenosi s ogijevnog i rashladnog tijela na medij preko beskonačnih površina jer je temperaturna razlika jednaka nuli. Zbog toga radni medij može istu količinu topline predati ogrjevnom, tj. rashladnom spremniku. Prilikom izentropske ekspanzije, odnosno kompresije, nema predaje topline na okolni medij, a zadovoljen je i uvjet ravnotežnih procesa (unutarnje toplinske i mehaničke ravnoteže te vanjske mehaničke ravnoteže). Ispunjavanjem navedenih uvjeta garantira se mogućnost predaje jednake količine rada sustavu koji je taj rad i predao.



Slika 5. Carnotov kružni proces

Termodinamička iskoristivost Carnotovog kružnog procesa može se zapisati kao

$$\eta_c = 1 - \frac{T_h}{T_g} \quad (1)$$

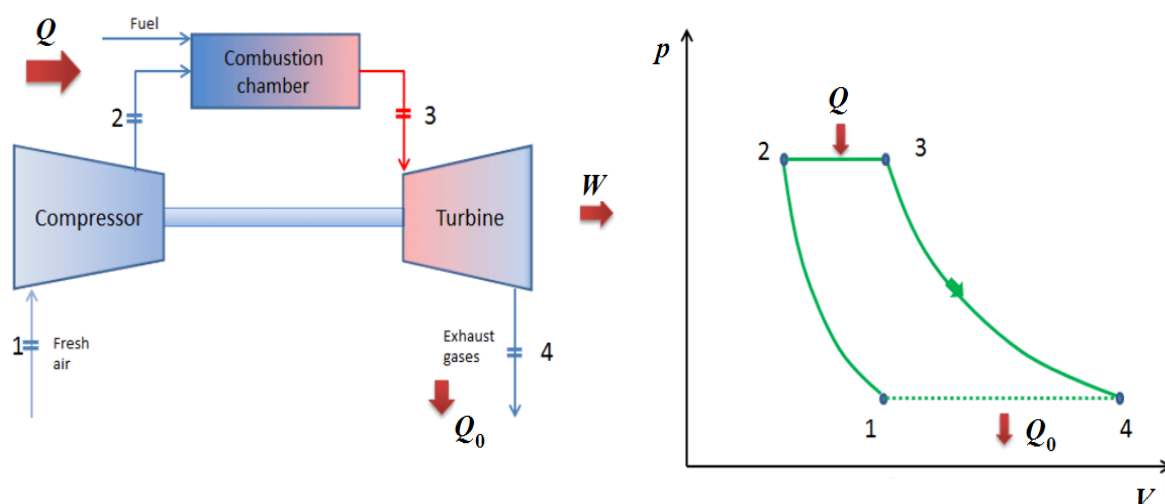
Povećavanjem temperaturne razlike između rashladnog i ogrjevnog medija povećavamo termodinamičku iskoristivost kružnog procesa. Samo ograničenje za ogrjevni medij predstavljaju materijali od kojih su izgrađeni dijelovi energetske strojeva. Tako je povišenje kvalitete i ulaganje u razvoj materijala u izravnoj korelaciji s termodinamičkom iskoristivosti. Smanjivanje temperature rashladnog medija predstavlja problem okoline u kojoj se proces odvija, odnosno u kojoj se energetske stroj nalazi. Razloga leži u tome što se za rashladni medij najčešće uzima medij iz okoline (npr. voda iz rijeka, mora ili zrak iz okoline). Iz navedenog se može zaključiti da postoji oscilacija u termodinamičkoj iskoristivosti postrojenja za različita godišnja doba.

Carnotov kružni proces ne nalazi primjenu u prirodi zbog toga što izotermni procesi zahtijevaju iznomno sporo odvijanje procesa.[6]

2.1.2. Braytonov ciklus

Rad plinskih turbina može se opisati pomoću Braytonovog ciklusa. Jedan je od najčešće korištenih termodinamičkih ciklusa koji svoju primjenu, osim u generiranju električne energije, nalazi i u avioindustriji. Ciklus se sastoji od izobarnih procesa dovođenja i odvođenja topline te od adijabatske kompresije i ekspanzije (Slika 6).

Carnotov proces nalaže da je izmjena topline najefikasnija pri izotermnim promjenama stanja, no u praksi to nije moguće jer takve promjene stanja zahtijevaju iznimno sporo odvijanje procesa. [5]



Slika 6. Shema i dijagram idealnog Braytonovog procesa

Promjene stanja u Braytonovom procesu prema dijagramu su sljedeće:

- 1-2 izentropska ekspanzija
- 2-3 izobarno izgaranje
- 3-4 izentropska kompresija
- 4-1-Promjena stanja je prikazana crtkanom linijom jer u stvarnosti ne postoji, tj. dimni plinovi se istpuštaju u okolinu

Termodinamička iskoristivost prikazanog procesa može se izraziti preko sljedećih jednadžbi:

$$\eta_{GT} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2)$$

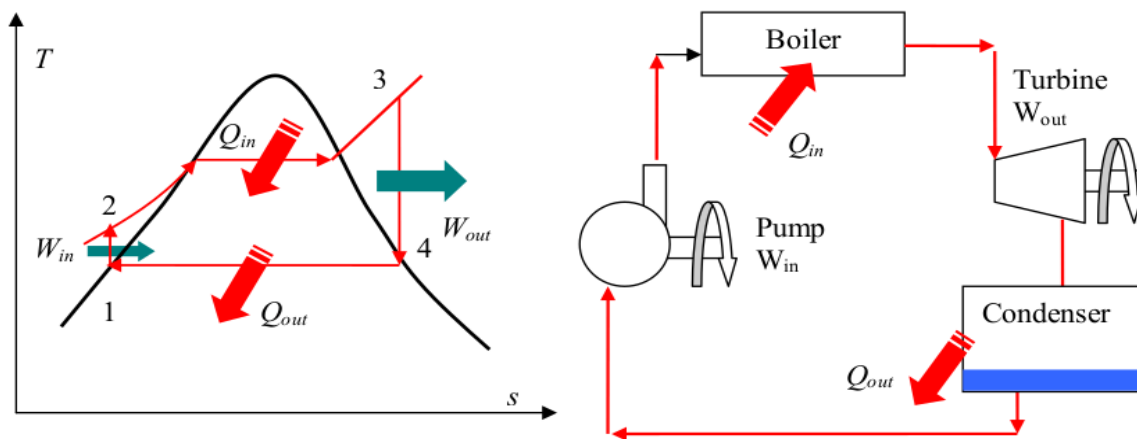
$$\eta_{GT} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

Termodinamička iskoristivost u direktnoj je korelaciji s kompresijskim i temperaturnim omjerima. Dakle, mogućnosti kompresora i izdržljivost materijala turbinskih lopatica direktno utječu na termodinamičku iskoristivost Braytonovog, pa tako i plinskoturbinskog ciklusa. Brayton spominje i mogućnost regeneracije topline ispušnih plinova kao opciju za povećanje termodinamičke iskoristivosti.[6]

2.1.3. Rankinov ciklus

Ciklusi koji koriste vodu kao radni medij funkcioniraju na principu Rankinovog ciklusa. Voda se prolaskom kroz cijevi generatora pare zagrijava na temperaturu zasićenja za pripadajući tlak te isparava. Tako nastala suhozasićena para se pregrijava kako bi se podigla termodinamička iskoristivost. Razlog leži u tome što raste srednja temperatura dovođenja topline. Nadalje, povećanje srednje temperature dovođenja topline može se postići i regenerativnim zagrijavanjem kondenzata te međupregrijanjem pare nakon ekspanzije u visokotlačnom dijelu turbine.[6]

Termoelektrane na ugljen predstavljaju najbolji primjer elektrana koje se temelje na Rankinovom ciklusu. Elektrana u Japanu, 600 MW, superkrična „J-POWER’s Isogo Thermal Power Station“, bilježi najvišu operativnu iskoristivost od 41.6 % [7]



Slika 7. Shema i dijagram idealnog Rankinov ciklus

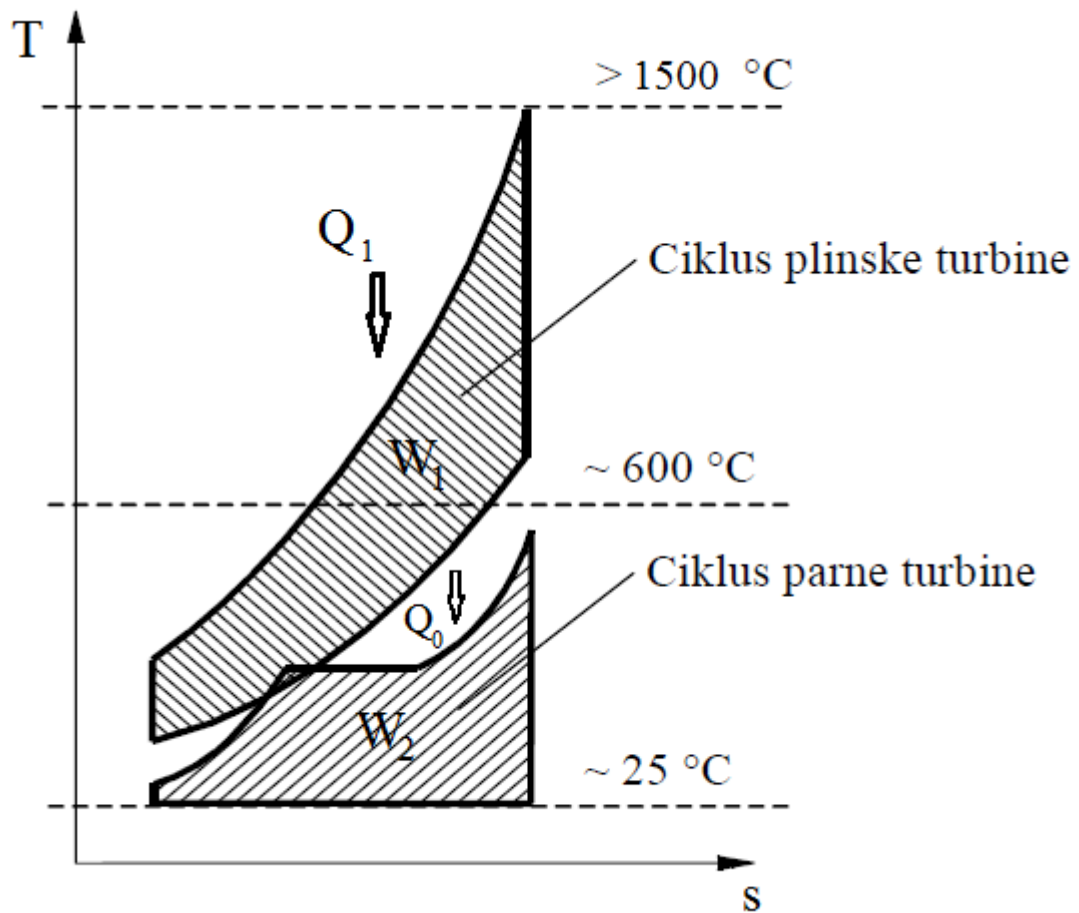
U kombiniranim postrojenjima toplina za proizvodnju pare (Q_{in} na slici) dovodi se od osjetne topline dimnih plinova. Promjene stanja u Rankinovom procesu prema Slika 7 su sljedeće:

- 1-2 izentropski rad pumpe
- 2-3 izobarno zagrijavanje vode
- 3-4 izentropska ekspanzija
- 4-1-izobarno odvođenje topline

Termodinamička iskoristivost procesa može se izraziti prema:

$$\eta_{ST} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} \quad (4)$$

Navedena jednadžba vrijedi samo u slučaju bez međupregrijavanja i regenerativnog zagrijavanja kondenzata.

2.1.4. *Kombinirani ciklus*

Slika 8. Dijagram kombiniranog ciklusa plinske i parne turbine

Ukupna termodinamička iskoristivost ciklusa prema Slika 8. može se zapisati kao:

$$\eta_K = \frac{W_1 + W_2}{Q_1} \quad (5)$$

Iskoristivost pojedinačnih procesa glasi:

$$\eta_{GT} = \frac{w_1}{Q_1} \quad (6)$$

za plinsku turbinu i:

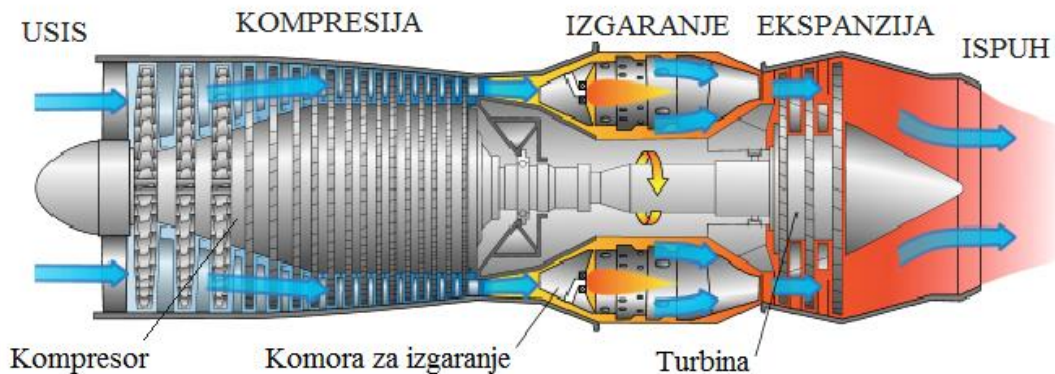
$$\eta_{ST} = \frac{w_2}{Q_0} \quad (7)$$

za parnu turbinu. U slučaju kombiniranog postrojenja s dodatnim gorenjem izrazi za termodinamičku efikasnost ukupnog postrojenja i parne turbine mijenjaju oblik u:

$$\eta_K = \frac{w_1 + w_2}{Q_1 + Q_2} \quad (8)$$

$$\eta_{ST} = \frac{w_2}{Q_0 + Q_2} \quad (9)$$

2.2. Komponente kombiniranog ciklusa



Slika 9. Presjek plinske turbine

Plinska turbina (Slika 9) najbitniji je dio kombiniranog postrojenja. Ulaganja u razvoj plinske turbine najviše su utjecala na povećanje termodinamičke iskoristivosti kombiniranih postrojenja. Dva su područja razvoja na kojima koja dovode do bolje iskoristivosti unesenog

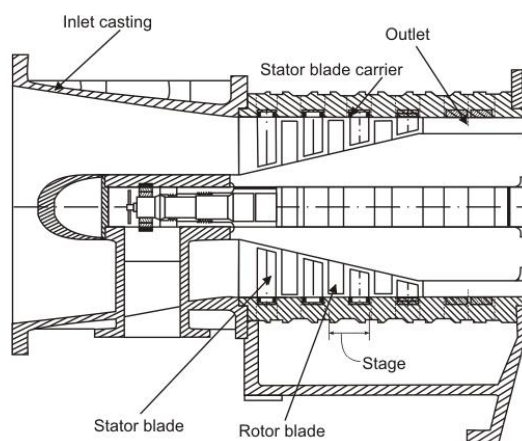
goriva: kompresijski omjer i dopuštena temperatura izgaranja, što je vidljivo iz termodinamičke analize Braytonovog ciklusa (2.1.2).

Možemo izdvojiti tri osnovna dijela plinske turbine (Slika 9):

- Kompresor
- Komora izgaranja
- Turbina

2.2.1 Kompresor plinske turbine

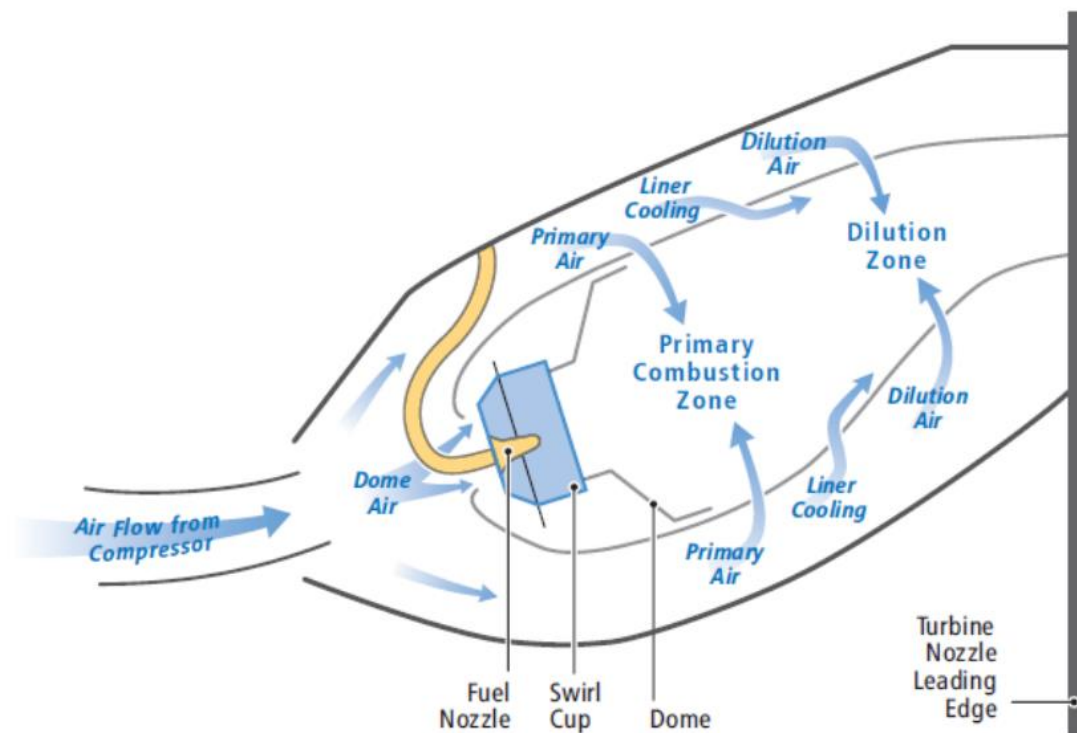
Kompresor plinske (Slika 10) turbine može biti aksijalne i radijalne izvedbe. Za manje kompresijske omjere (4:1) koristi se radijalni kompresor. Također, radijalni kompresori su lakši i ostvaruju visoku efikasnost u širem opsegu protoka nego aksijalni kompresori. S druge strane, za veće jedinice koriste se efikasniji aksijalni kompresori. Kompresijski omjer aksijalnih kompresora je viši nego kod radijalnih kompresora (1:12-1:20). Manja robusnost pruža dodatne prednosti prilikom instalacija aksijalnih kompresora. Povećanje kompresijskog omjera zahtjeva smanjenje visine lopatica što ograničava mogućnosti aksijalnog kompresora. Potreban razmak između lopaticice i kućišta obuhvaća sve veći dio slobodne površine za protok te time dolazi do pada efikasnosti. Ukoliko se kompresija izvede s međuhlađenjem, utrošeni rad za isti omjer tlakova se smanjuje.[8]



Slika 10. Presjek kompresora

2.2.2 Komora izgaranja

U komoru izgaranja (Slika 11) dovodi se komprimirani zrak iz kompresora koji izgara s gorivom te nastaju dimni plinovi koji se vode u turbinu. Komora izgaranja sastoji se od dva cilindra. U unutarnjem cilindru se odvija izgaranje. Između dvaju cilindara struji zrak koji hladi komoru izgaranja i dodaje se gorivu za izgaranje. Temperature u komori izgaranja uvjetovane su izdržljivošću materijala koji su mehanički najopterećeniji u plinskoturbinskom ciklusu, tj. turbini. Iz tog razloga, komori izgaranja dovodi se 3 do 6 puta veća količina zraka od teorijski potrebne za potpuno izgaranje. U pravilu, plinska turbina ima više komora za izgaranje smještenih po obodu, čime se dobivaju manje dimenzije postrojenja.[8]

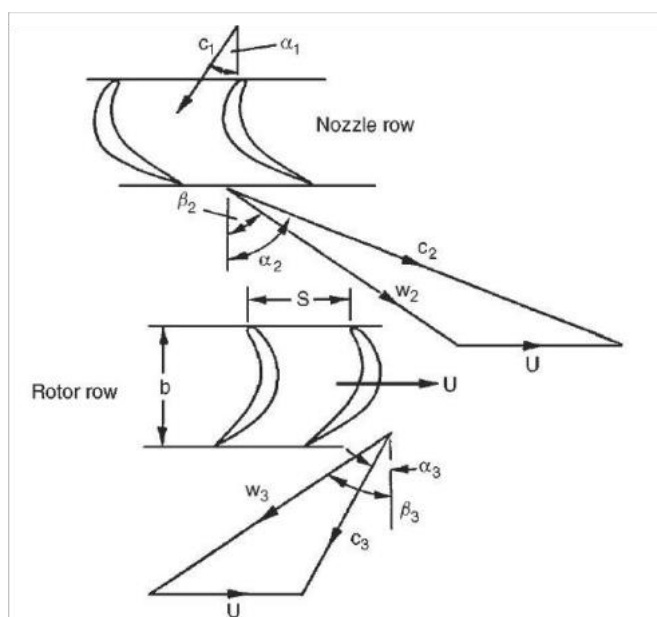


Slika 11. Shematski prikaz dovoda zraka u komoru za izgaranje

2.2.3 Turbina

Kako se kod toplinskih turbostrojeva prvo mora toplinska energija pretvoriti u kinetičku energiju uređenog toka fluida, one moraju imati elemente kojima se to postiže. Pretvorba toplinske energije u kinetičku energiju uređenog toka fluida postiže se adijabatskom ekspanzijom pri čemu opada tlak, a brzina strujanja raste. Statorske lopatice

turbine imaju ulogu oblikovanja kaotičnog strujanja u uređeno strujanje, dolazi do pada tlaka u odnosu na ulaz u statorsku lopaticu, a time raste i brzina strujanja fluida (Slika 12). Tako oblikovano i ubrzano strujanje dolazi u radno kolo (rotorskih lopatica) u kojem se može dodatno ubrzavati, odnosno nastaviti proces pretvorbe potencijalne u kinetičku energiju. Proces prenošenja kinetičke energije fluida na rotor, odnosno njena pretvorba u mehanički rad, ostvaruje se posebnim oblikom rotorskih lopatica. Apsolutna brzina fluida opada na izlazu iz rotora u odnosu na ulaznu brzinu.

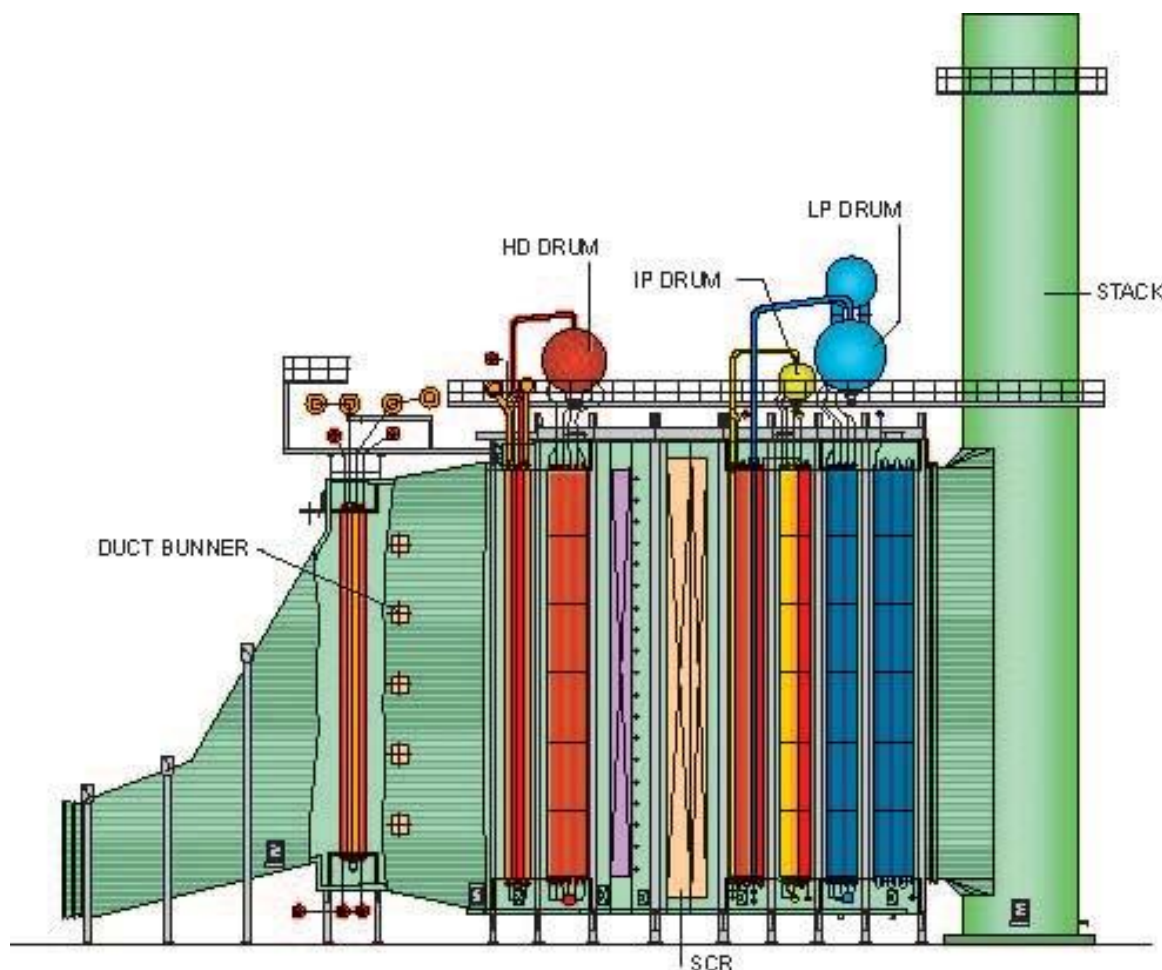


Slika 12. Trokuti brzina za jedan stupanj turbine

Prema načinu rada, odnosno prema načinu na koji se realizira sila u rotorskim lopaticama, turbine se mogu podijeliti na akcijske, reakcijske i kombinirane. Kod akcijskih turbina para ili plin ekspandira uglavnom u statorskim lopaticama. Sile koje se dobivaju na rotoru posljedica su skretanja, tj. promjene pravca relativne brzine. Kod reakcijske turbine, do ekspanzije, osim u statorskom dijelu, dolazi i u rotorskom dijelu turbinskog stupnja.

Suštinske razlike između parne i plinske turbine, odnosno parnog i plinskog radnog kola nema. Jedina je razlika u termodinamičkom procesu koji se odvija u postrojenju, koji je uzrokovan od strane radnog fluida. Prema tome ih dijelimo na parne i plinske turbine.[9]

2.2.4 HRSG



Slika 13. Generator pare na otpadnu toplinu

Temperatura dimnih plinova na izlasku iz plinske turbine je oko 700 °C. Ti dimni plinovi postaju izvor topline za proizvodnju pare kojom se napaja turbina Rankinovog ciklusa. Prijenos energije s plinova na vodu/paru omogućava generator pare na otpadnu toplinu (eng. Heat Recovery Steam Generator). HRSG u osnovi je izmjenjivač topline koji se sastoji od ekonomajzera, isparivača, pregrijača, zagrijača napojne vode i međupregrijača pare. Najčešće u primjeni nalazimo HRSG na tri razine tlaka, kako bi se maksimalno iskoristila otpadna toplina iz dimnih plinova. Voda se odvaja u tri različita kruga, na tri različita tlaka: niski, srednji i visoki tlak. Svaki od krugova vode sadrži svoj pripadajući ekonomajzer, isparivač i pregrijač. Uloga ekonomajzer je približiti vodu temperaturi zasićenja kako bi se pripremila za isparivač. Dolazi do isparavanja vode koja se u bubnju isparivača razdvaja na svoju

kapljevitu i parnu fazu. Iz bubnja se para odvodi dalje u pregrijač. Dio vodene pare iz kruga niskog tlaka vode se odvodi u otplinjač kako bi napojnu vodu pripravili za isparavanje i ekspanziju u turbini. Para iz drugog kruga tlaka miješa se s ulazom u međupregrijač. Dakle, drugi krug pare i srednjetačni dio turbine nalaze se na istom tlaku. Oduzimanja iz turbine nema, a zagrijavanje kondenzata vrši se od strane dimnih plinova. Razlog leži u tome što je potrebno dimne plinove spustiti na što nižu temperaturu kako bi se povećala termodinamička iskoristivost postrojenja.

Generator pare na otpadnu toplinu mora zadovoljiti sljedeće, ponekad kontradiktorne uvjete:

- Udio iskorištene otpadne topline mora biti što viši,
- Gubitci pada tlaka na strani dimnih plinova moraju biti što manji kako bi se spriječio gubitak na izlaznoj snazi plinske turbine te time povećala njena termodinamička iskoristivost,
- Potrebno je spriječiti niskotemperaturnu koroziju,
- Dopusteni gradijent tlaka prilikom puštanja u pogon mora biti velik.

Posebice je teško istovremeno ispuniti prva dva zahtjeva. Zbog što boljeg iskorištavanja otpadne topline potrebno je osigurati prijenos topline na što manjoj temperaturnoj razlici. Iz navedenog razloga površine izmjenjivača topline moraju biti velike, što dovodi do velikih padova tlaka. Ako smanjimo brzinu strujanja dimnih plinova smanjit će se i pad tlaka, ali povećati izmjenjivačke površine. Ovaj problem se u zadovoljavajućoj mjeri rješava korištenjem orebrenih cijevi malog promjera. Što zbog male mase cijevi pozitivno utječe na odaziv generatora pare prilikom promjene opterećenja.

Generatore na otpadnu toplinu možemo podijeliti na:

- Generatori na otpadnu toplinu bez dodatnog gorenja,
- Generatori na otpadnu toplinu s dodatnim gorenjem,
- Generatori na otpadnu toplinu s maksimalnim dodatnim gorenjem.

Jedan od glavnih problema koji utječu na dizajn generatora pare na otpadnu toplinu je brzi start plinske turbine. Glavna ograničenja na promjenu opterećenja predstavlja bubanj. Da bi puštanje u pogon bilo što brže, stijenka bubnja bi trebala biti što tanja, što znači da će biti manji dopušteni tlak u generatoru pare.

Princip funkcioniranja generatora pare na otpadnu toplinu s dodatnim gorenjem jednak je kao i kod generatora bez dodatnog gorenja. Najčešće se sagorijeva prirodni plin radi jednostavnosti postizanja uniformne temperaturne distribucije.

Kod generatora pare na otpadnu toplinu s maksimalnim dodatnim gorenjem primarna svrha ispušnih plinova je dotok kisika za gorenje. Toplina ispušnih plinova iz turbine je niska u odnosu na izlaz iz generatora nakon gorenja.

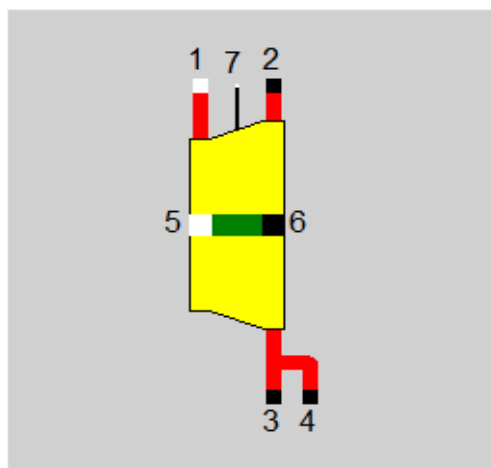
U slučaju ako želimo da plinska turbina samostalno funkcionira potrebno je instalirati "bypass" za generator pare kako bi smanjili padove tlaka, odnosno osigurali maksimalan rad na plinskoj turbini. Takvi sustavi trebaju čvrsto brtviti da bi ispunjavali svoju funkciju, a prigušivači se trebaju simultano zatvarati.[4]

3 PROGRAMSKI PAKET EBSILON I MODELIRANJE POSTROJENJA

3.2 Programski paket EBSILON®

Programski paket EBSILON® Professional je simulacijski sustav za termodinamičke cikluse koji se koriste za planiranje, dizajn i optimizaciju postrojenja. Procesi se modeliraju u grafičkom sučelju. Prema odabranim elementima, njihovim međusobnim vezama i postavljenim rubnim uvjetima slaže se sustav jednadžbi koji se rješava iterativnim postupkom. Postrojenje je rastavljeno na svoje osnovne komponente, koji se odabiru, povezuju cjevovodima te definiraju nekim od osnovnih parametara poput izentropske efikasnosti za turbine, padova tlaka i koeficijenata prijelaza topline za izmjenjivače topline, ... U nastavku ćemo napraviti pregled nekih od najznačajnijih komponenata korištenih u modeliranju postrojenja koji su korišteni prilikom izrade diplomskog zadatka:

- Turbina



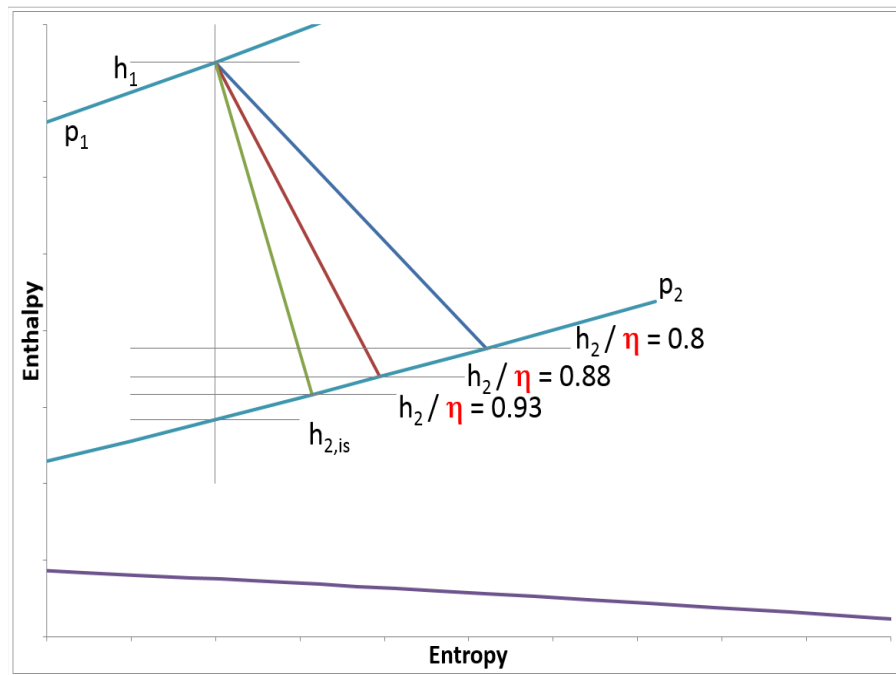
Slika 14. Prikaz parne turbine iz programskog paketa EBSILON Professional

U programskom paketu je pod nazivom Component 6: Steam Turbine / General Expander (Slika 14). Glavna svrha komponente je konverzija toplinske/potencijalne energije radnog medija u mehaničku energiju na vratilu. Može se primjenjivati za različite radne tvari, kako

za nekompresibilne (voda) tako i za nekompresibilne (para, dimni plinovi, 2-fazni fluid). Komponenta može predstavljati turbinski stupanj ili cijelu turbinu. Ako se u željenom postrojenju koje modeliramo vrši ekstrakcija ili dodavanje pare koristi se više instanci prikazane komponente.

Izračun parne turbine ima dva glavna cilja: određivanje karakteristika toka koje opisuju korelaciju između protoka i ulaznog tlaka te izlaznu snagu koja je određena kao snaga vratila uzimajući u obzir model efikasnosti.

Entalpijski pad prilikom ekspanzija računa se prema izentropskom modelu efikasnosti kao što se vidi na Slika 15:

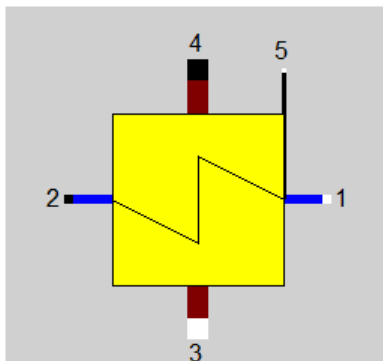


Slika 15. Izentropski model efikasnosti parne turbine u programskom paketu EBSILON® Professional

Mehanička energija na vratilu prema navedenom modelu glasi:

$$P = (m_1 \cdot (h_1 - h_{2is}) \cdot \eta_{is}) \cdot \eta_{mech} - Q_{LossM} \quad 10$$

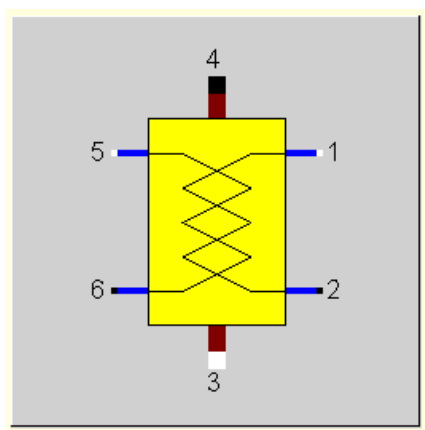
- Izmjenjivač topline



Slika 16. Prikaz izmjenjivača topline iz programskog paketa EBSILON® Professional

Komponenta na Slika 16 simulira izmjenu topline između hladne (1-2) i tople (3-4) struje. Može se specificirati kao ekonomajzer, isparivač ili pregrijač ovisno o odabiru korisnika. Korisnik također određuje da li je riječ o istosmjernom ili protusmjernom izmjenjivaču topline. Određivanje površine izmjenjivača može biti direktno (zadaje se površina u m^2) ili preko temperaturnih razlika između pojedinih točaka struja i koeficijenata prijelaza topline.

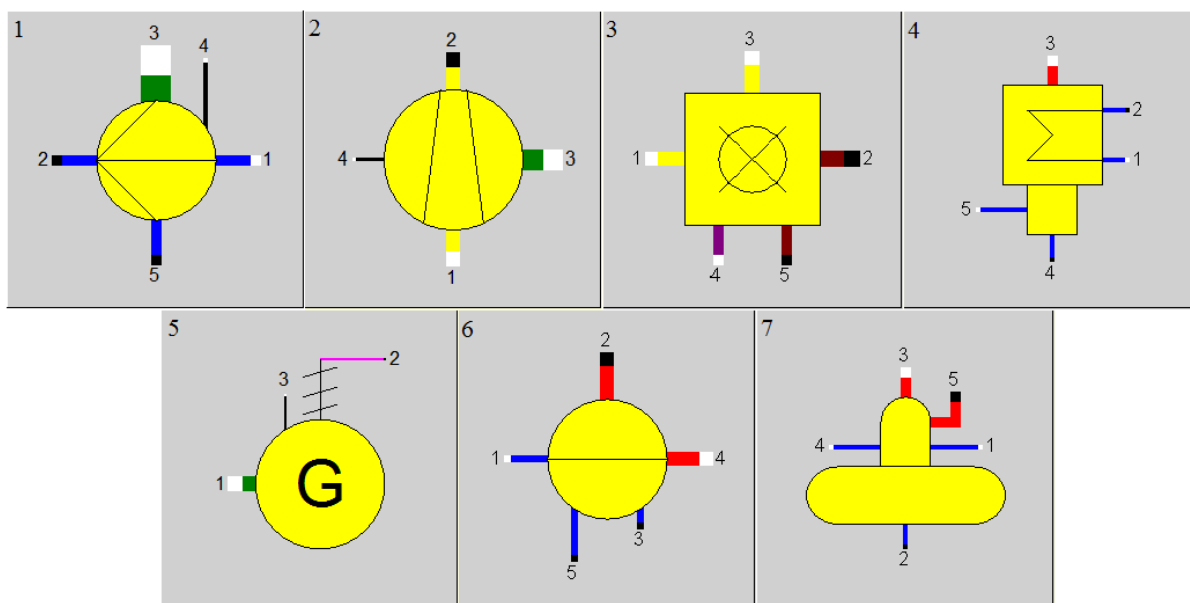
U simulaciji rada postrojenja korišten je i dvostruki izmjenjivač topline (Duplex heat exchanger).



Slika 17. Prikaz dvostrukog izmjenjivača topline iz programskog paketa EBSILON® Professional

U dvostrukom izmjenjivaču topline izmjena topline vrši se istovremeno između dvije hladne struje (1-2,5-6) i tople (3-4) struje (Slika 17). Svaku hladnu struju moguće je specificirati kao ekonomajzer, isparivač ili pregrijač. Također se definiraju pojedine izmjenjivačke površine izravno ili preko temperaturne razlike između struja i koeficijenta prijelaza topline .

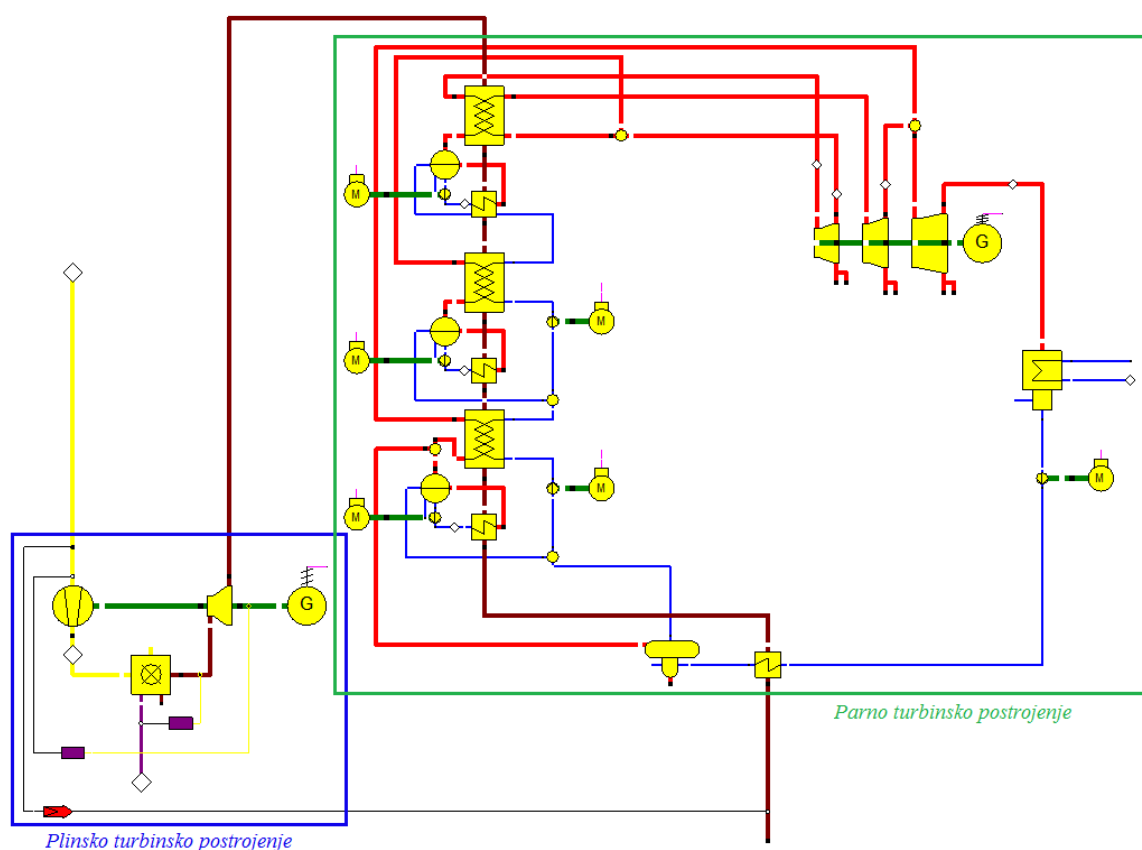
Ostale komponente korištene pri izradi rada vidljive su na Slika 18:



Slika 18. 1-Pumpa; 2-Kompresor; 3-Komora izgaranja; 4-Kondenzator; 5-Generator; 6-Bubanj; 7-Otplinjač

3.3 Model klasičnog kombiniranog postrojenja

Kombinirano postrojenje sastoji se od plinskoturbinskog i parnoturbinskog postrojenja. Ispušni plinovi iz parne turbine služe kao ogrjevno tijelo za parnoturbinsko postrojenje. Kao termodinamički najbolje postrojenje (najviši stupanj termodinamičke iskoristivosti) koristi se kombinirano postrojenje koje toplinu s dimnih plinova preuzima na tri razine tlaka.



Slika 19. Model klasičnog kombiniranog postrojenja

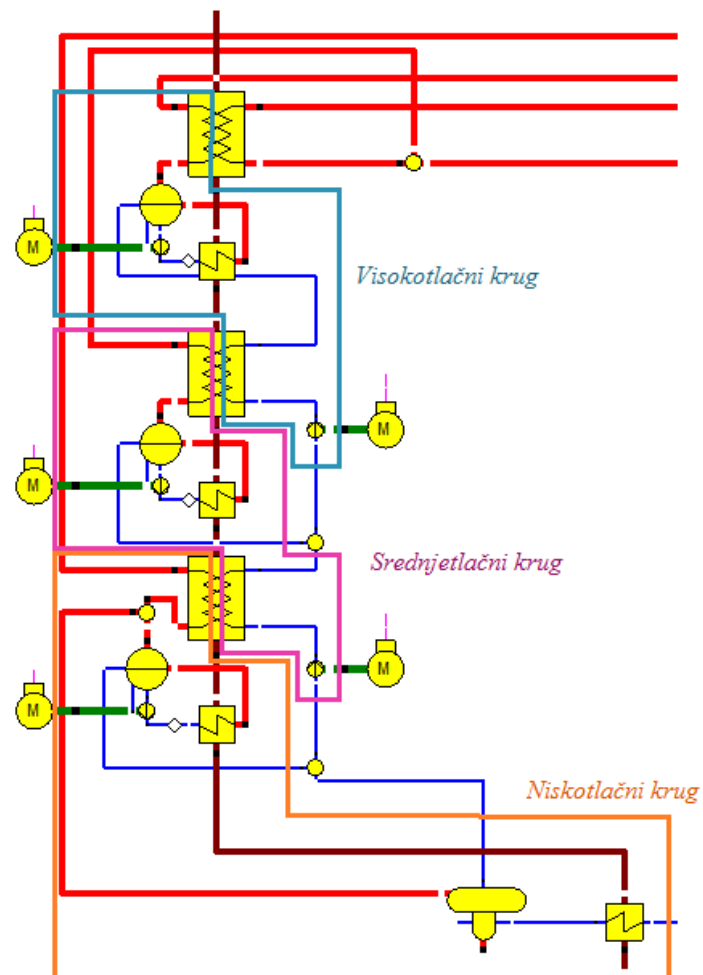
Plinskoturbinsko postrojenje sastoji se od kompresora, komore izgaranja te plinske turbine kao što je vidljivo na Slika 19. Postrojenje je parametrizirano temperaturom izgaranja u komori za izgaranje te snagom generatora električne energije plinskog postrojenja od 100 MW. Faktor pretička zraka je takav da temperatura dimnih plinova nakon izgaranja bude jednaka 1500°C , što odgovara izdržljivosti najnovijih materijala turbinskih lopatica plinskih turbina. Protok goriva je određen veličinom postrojenja. Kao gorivo uzet je metan (CH_4).

Temperatura i tlak zraka na ulazu određeni su prema stanju okoliša, koje je $p = 1.013$ bar i $T = 15^\circ\text{C}$. Tlak na izlazu iz kompresora, odnosno kompresijski omjer, je slobodna varijabla koja se određuje optimizacijom cijelog postrojenja. Unutarnji gubici plinskoturbinskog postrojenja definirani su prema Tabela 2:

Tabela 2. Unutarnji gubici plinsko turbinskog postrojenja

Kompresor	Izentropska efikasnost	0.85
Komora izgaranja	Neizgubljena toplina	0.99
	Pad tlaka	1 bar
Plinska turbina	Izentropska efikasnost	0.9
	Mehanička efikasnost	0.99
Električni generator	Efikasnost generatora	0.9856

Kao što je navedeno, parnotrubinsko postrojenje izvedeno je tako da se toplina s ispušnih plinova plinske turbine preuzima na tri različita tlaka. Prema tome je modeliran generator pare na otpadnu toplinu.



Slika 20. Model generatora pare na otpadnu topinu

Raspored izmjenjivačkih površina koji se pokazao najefikasnijim vidljiv je na Slika 20, a detaljnije je naveden u Tabela 3.[10]

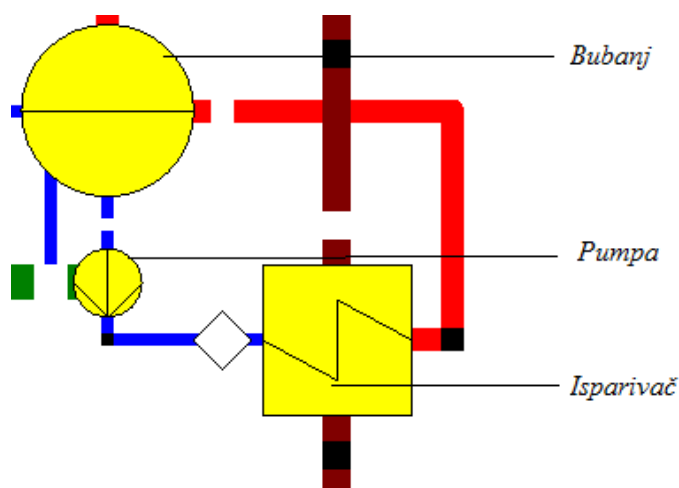
Tabela 3. Raspored izmjenjivačkih površina

Visokotlačni pregrijač	Međupregrijač
Visokotlačni isparivač	
Srednjetlačni pregrijač	Visokotlačni ekonomajzer
Srednjetlačni isparivač	
Niskotlačni pregrijač	Srednjetlačni ekonomajzer
Niskotlačni isparivač	
Niskotlačni ekonomajzer	

Sam tok vode kroz parnoturbinsko postrojenje izvedeno je tako da voda na izlasku iz kondenzatora prolazi kroz niskotlačni ekonomajzer te nakon toga ulazi u otplinjač. Dio masenog protoka vode teče dalje niskotlačnim krugom, dok se dio odvaja u srednjetlačni krug. Ostatak vode u niskotlačnom krugu prolazi kroz isparivač gdje voda isparava te se u bubnju odvaja suhozasićena para. Dio te pare koristi se za podizanje temperature u otplinjaču na temperaturu zasićenja. Ostatak prolazi kroz niskotlačni pregrijač te se miješa s ekspanziranom parom iz srednjetlačnog dijela turbine istog tlaka nakon čega se mješavina odvodi u niskotlačni dio turbine. Dio vode koji je u niskotlačnom krugu odvojen nakon otplinjača podiže se na srednji tlak te prolazi kroz ekonomajzer srednjetlačnog kruga pare. Nakon toga dio vode se odvodi u srednjetlačni isparivač, a dio se podiže na visoki tlak te odvodi u visokotlačni ekonomajzer. Vodena para iz srednjetlačnog isparivača miješa se s ekspanziranom parom iz visokotlačnog dijela turbine. Ta mješavina ulazi u međupregrijač te se odvodi u srednjetlačni dio turbine. Nakon ekspanzije u niskotlačnom dijelu turbine vodena para kondenzira na tlaku od 0.05 bara. U modelu isparivači su određeni preko donje temperature razlike između struja (Slika 16., razlika temperatura između točaka 4 i 1), dok

su ekonomajzeri i pregrijači određeni gornjim temperaturnim razlikama (Slika 17., razlika temperatura između točaka 3 i 2 te 3 i 6). Svi izmjenjivači topline su modelirani kao protusmjerni. Temperatura vode s kojom se kondenzator hladi iznosi 15°C.

Isparivači su modelirani kao isparivači s bubnjem na principu prisilne cirkulacije kao što je vidljivo na Slika 21.

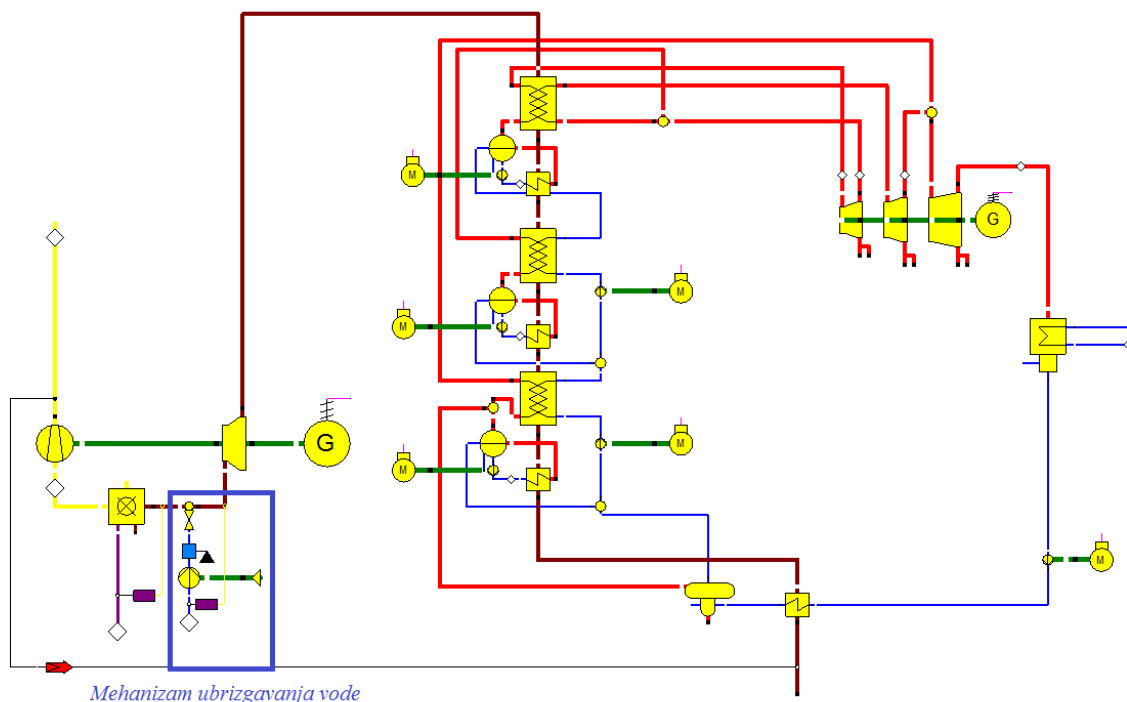


Slika 21. Model isparivača

Tlakovi u različitim krugovima pare slobodne su varijable koje će biti određene pomoću optimizacijskog algoritma s ciljem postizanja maksimalne termodinamičke iskoristivosti postrojenja.

3.4 Model kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Ideja iza ubrizgavanja vode u dimne plinove je smanjivanje rada kompresora. Pretičak zraka održava se na 1.01, a ubrizgavanjem vode se smanjuje temperatura dimnih plinova na temperaturu koju lopatice plinske turbine mogu izdržati, postavljenu na 1500°C kao u prethodnom modelu. Model kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode prikazan je na Slika 22.



Slika 22. Model kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Kod kombiniranog postrojenja, zbog nestabilnosti proračuna, veličina postrojenja određena je količinom ulaznog zraka, a ona iznosi 100 kg/s. Na tu količinu zraka ubrizgava se količina goriva tako da se zadovolji faktor pretička zraka od 1.01. Neposredno nakon izgaranja ubrizgava se voda temperature 15°C koja se prigušuje na tlak dimnih plinova. Ohlađeni dimni plinovi dovode se u plinsku turbinu i tamo ekspandiraju do tlaka okoliša uvećanog za padove tlaka unutar generatora pare na otpadnu toplinu. Konfiguracija generatora pare na otpadnu toplinu identična je kao u prethodnom modelu. Cilj kombiniranja postrojenja je postići kondenzaciju vodene pare iz dimnih plinova kako bi se iskoristila

toplina predana vodi prilikom ubrizgavanja vode, tj. njenog zagrijavanja te isparavanja. Parametrizacija ovog modela izvedena je na isti način kao i parametrizacija prethodnog modela.

3.5 Optimiranje postrojenja

Za optimiranje postrojenja korišten je implementirani genetski optimizacijski algoritam unutar EBSILON[®] professional programskog paketa. Funkcija cilja algoritma je maksimalna termodinamička iskoristivost ukupnog postrojenja. Slobodne varijable su tlak na izlazu iz kompresora te tri razine tlaka unutar generatora pare na otpadnu toplinu, odnosno tlakovi na ulazu u stupnjeve parne turbine. Kao ograničenje postavljena je temperatura na izlazu iz plinske turbine na 700 °C. To ograničenje, zajedno sa uvjetom gornje temperaturne razlike visokotlačnog pregrijača i međupregrijača od 50°C s ulazom toplije struje, rezultira maksimalnom temperaturom na ulazu u parnu turbinu na 650 °C kako bi se zadržala korektnost prema mogućnostima koje materijali turbinskih lopatica mogu izdržati.

Ena...	Variable	Range (cont. ranges with "-"; sep. values with ";")
<input checked="" type="checkbox"/>	tlak_kompresora.P	2-40
<input checked="" type="checkbox"/>	tlak_niski.P	1.014-20
<input checked="" type="checkbox"/>	tlak_srednji.P	5-100
<input checked="" type="checkbox"/>	tlak_visoki.P	20-220

Ena...	Restricting expression
<input checked="" type="checkbox"/>	Fluegas_10.T < 700

Slika 23. Postavke genetskog optimizacijskog algoritma

Uvedena su i ograničenja za visoki, niski i srednji tlak pare. Visoki tlak pare ograničen je na 220 bara kako bi se zadržao proračun u podkritičnom području. Ostale vrijednosti ograničenja prikazane su na Slika 23.

4 REZULTATI OPTIMIZACIJE

Genetskim optimizacijskim algoritmom tražena je najviša termodinamička iskoristivost kombiniranog postrojenja promjenom slobodnih varijabli, tj. tlaka kompresora te niskog, srednjeg i visokog tlaka u krugovima pare.

Ukupna termodinamička iskoristivost postrojenja računa se kao omjer dobivene električne energije na generatorima plinskoturbinskog i parnoturbinskog postrojenja te umnožka masenog protoka i ogrjevnosti. Termodinamička iskoristivost plinskoturbinskog postrojenja predstavlja omjer dobivene energije na generatoru električne energije povezanog s plinskom turbinom i ogrjevnosti unesenog goriva, dok termodinamička iskoristivost parne turbine predstavlja omjer dobivene električne energije na generatoru parne turbine te razlici dovedene ogrjevnosti goriva i radu dobivenom na turbini.

4.2 Rezultati optimizacije klasičnog kombiniranog postrojenja

Slobodne varijable postrojenja dobivene uz pomoć optimizacijskog algoritma navedene su u Tabela 4.

Tabela 4. Dobivene vrijednosti slobodnih varijabli optimizacijom

Tlak kompresora	25.46 bar
Tlak visokotlačnog kruga pare	218.75 bar
Tlak srednjetačnog kruga pare	71.44 bar
Tlak niskotlačnog kruga pare	4.84 bar

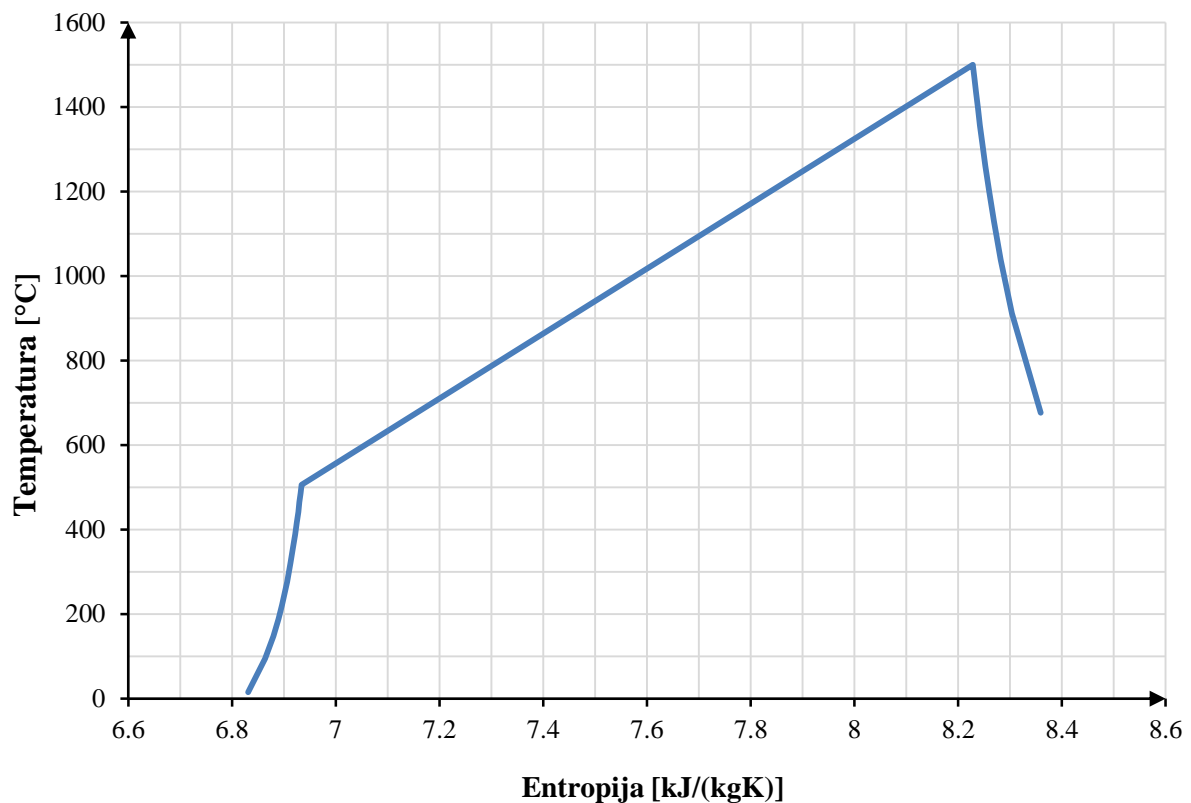
Dobivena termodinamička iskoristivost i najznačajnije veličine postrojenja dane su u Tabela 5.

Tabela 5. Veličine klasičnog kombiniranog postrojenja

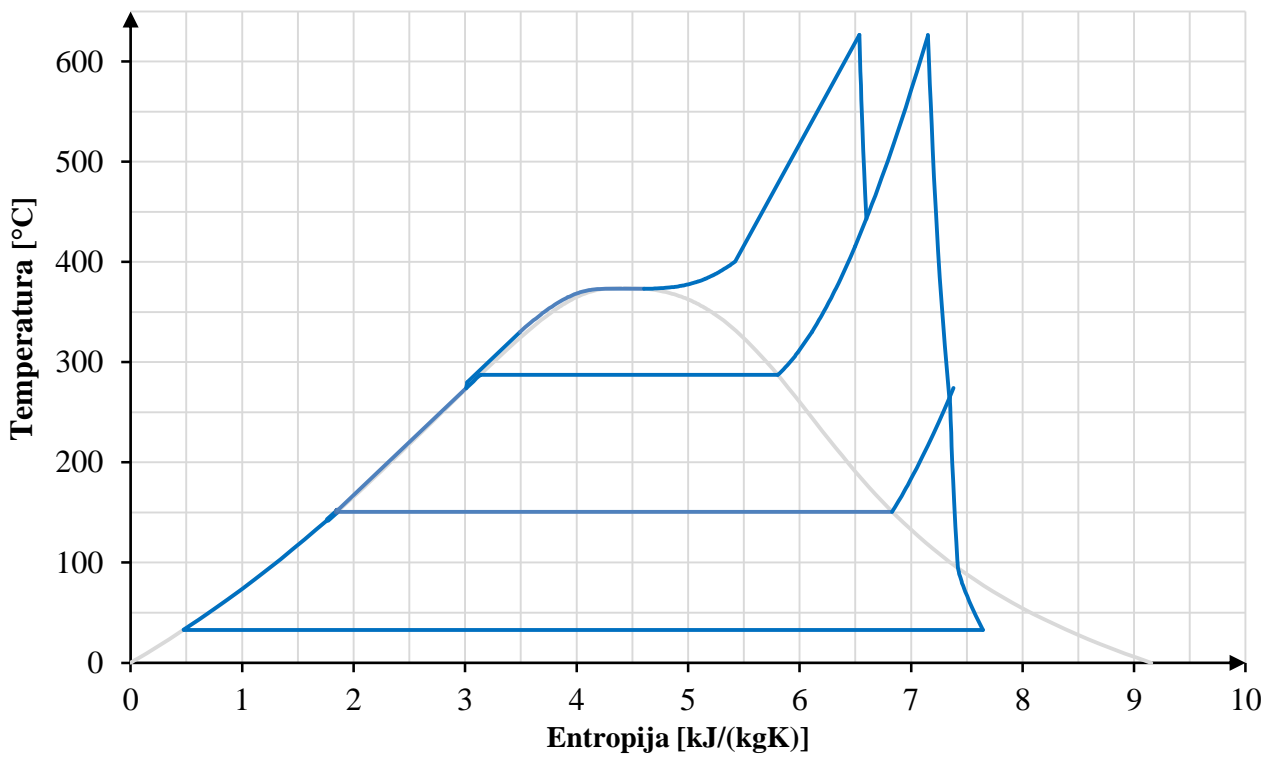
η_K	60.91 %
η_{GT}	40.55 %
η_{ST}	34.6 %
Dobiveni rad na plinskoj turbini	101.42 MW
Dobiveni rad na parnoj turbini	51.96 MW
Rad kompresora	93.68 MW
Protok goriva	4.925 kg/s
Temperatura dimnih plinova na ulazu u HRSG	676.642 °C
Temperatura dimnih plinova na izlazu iz HRSG	78.28 °C

Za ulaznu temperaturu dimnih plinova u plinsku turbinu od 1500°C (1773.15 K) i izlaznu temperaturu od 676.642°C (949.792 K) maksimalna termodinamička iskoristivost idealnog Carnotovog procesa za navedene temperature prema izrazu (1) iznosila bi 46 %. Nadalje, termodinamička iskoristivost Carnotovog ciklusa iznosila bi još više kada ne bi uzeli u obzir i gubitke u komori izgaranja, odnosno, kada bi za isti pretičak zraka izračunali maksimalnu temperaturu izgaranja. Pad termodinamičke iskoristivosti rezultat je unutarnjih gubitaka plinske turbine navedenih u Tabela 2. Što se tiče parnoturbinskog ciklusa, temperatura ogrjevnog spremnika jednaka je ulaznoj temperaturi dimnih plinova u generator pare na otpadnu toplinu i ona iznosi već navedenih 949.792 K, dok temperatura rashladnog spremnika jednaka je temperaturi vode kojom se hladi para u kondenzatoru, a ona iznosi

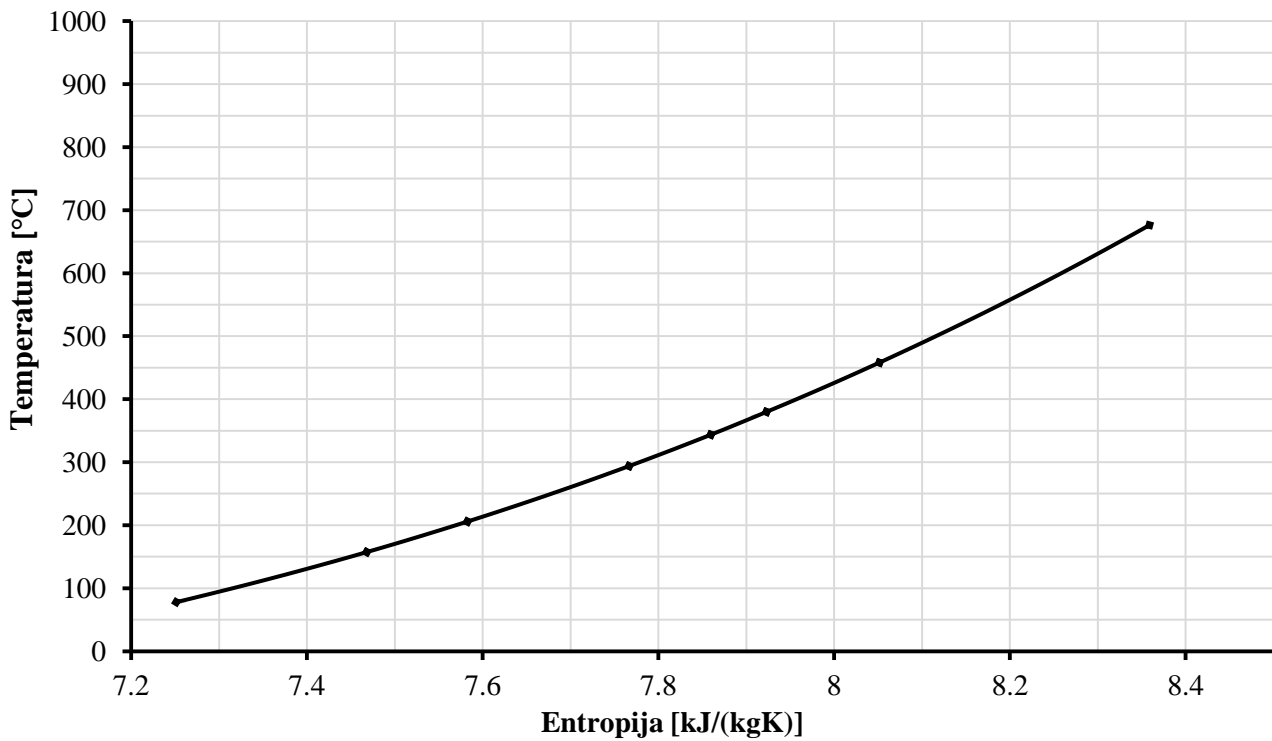
15°C. Prema tome, maksimalna termodinamička iskoristivost takvog ciklusa iznosila bi 70.3%. Rezultat pada iskoristivosti u odnosu na Carnotovu iskoristivost je dobrim dijelom i viskoznost fluida zbog koje dolazi do degradacije u unutarnju energiju fluida uslijed strujanje, turbulencije, itd. Na Slika 24 navedene pojave uzrokuju pomak krivulja ekspanzije i kompresiju udesno. Odnosno dolazi do porasta entropije dodatnim zagrijavanjem.



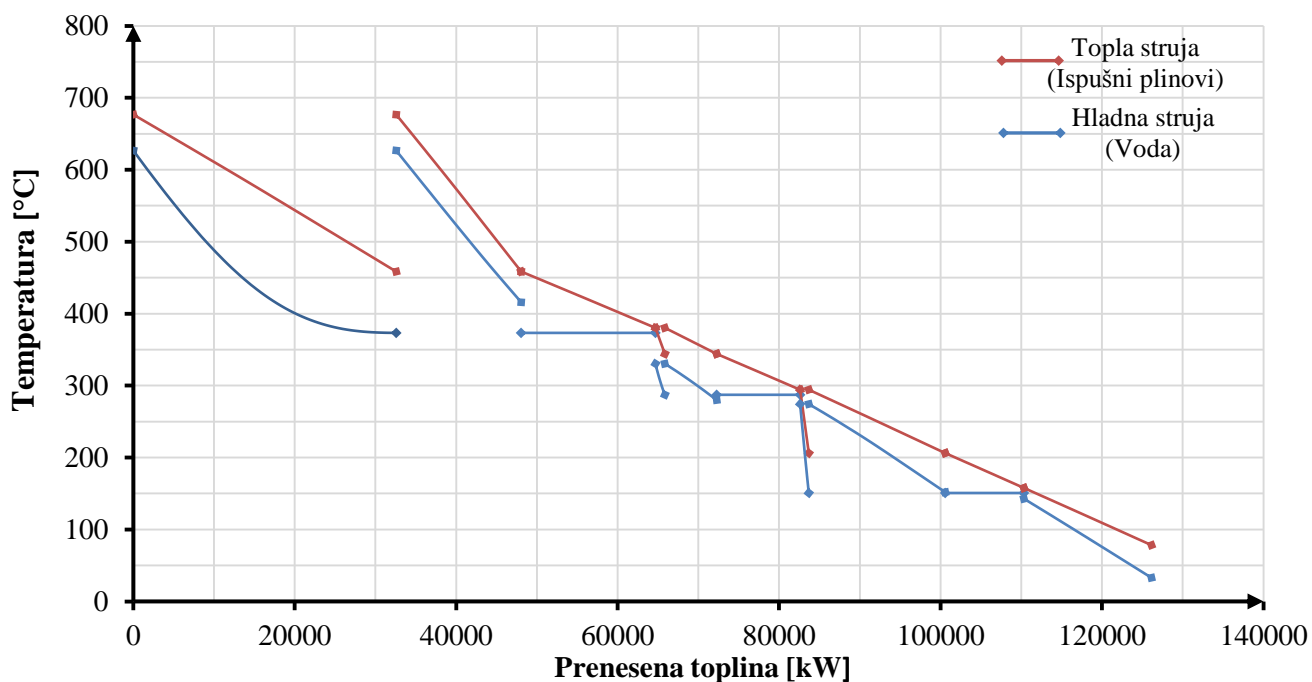
Slika 24. T,s dijagram plinskoturbinskog postrojenja klasičnog kombiniranog ciklusa



Slika 26. T,s dijagram parnoturbinskog ciklusa klasičnog kombiniranog ciklusa

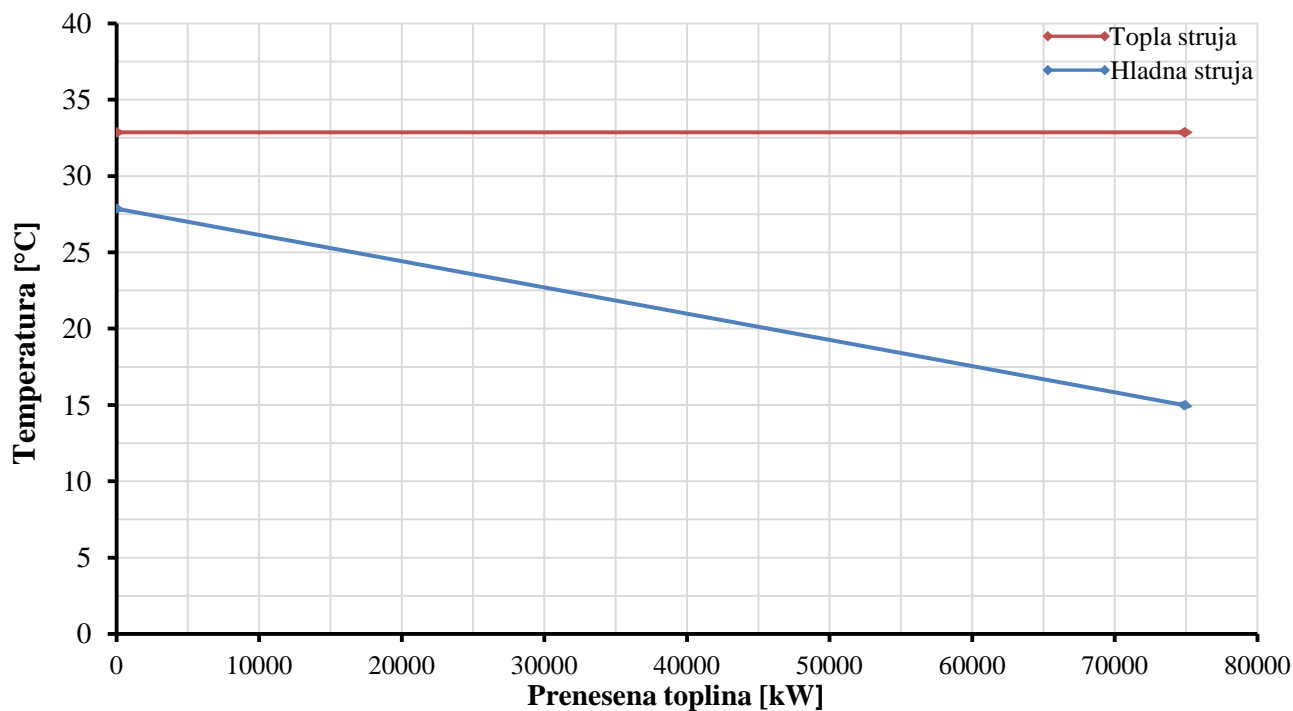


Slika 25. T,s dijagram dimnih plinova klasičnog kombiniranog ciklusa



Slika 27 T,Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu klasičnog kombiniranog ciklusa

T,Q dijagram predaje topline je diskontinuiran zbog korištenja dvostrukih izmjenjivača topline u svrhu postizanja što više termodinamičke iskoristivosti. Korištena su tri dvostruka izmjenjivača. Uvjetom da je gornja temperaturna razlika tople i obje hladne struje dvostrukih izmjenjivača jednaka (50 K) dobiva se jednaka izlazna temperatura hladnih struja. Isparivači su određeni donjom temperaturnom razlikom između tople i hladne struje i ona je postavljena na 7 K. Ukupna predana toplinska energija iznosi 126.11 MW (Slika 27), a predana toplina hladnom toku u kondenzatora iznosi oko 74 MW (Slika 28). Razlika u predanom toplinskom toku od strane dimnih plinova i odvedenom toplinskom toku od strane hladne struje kondenzatora predstavlja rad parne turbine.



Slika 28. T, Q dijagram kondenzatora klasičnog kombiniranog postrojenja

Dio energije električnog generatora troši se na pogon pumpi za podizanje tlaka vode sa kondenzatorskog na tlakove različitih krugova pare te za pogon pumpi u isparivačkim krugovima kako bi se osigurala cirkulacija. Snage pumpi prikazane su u Tabela 6:

Tabela 6. Snage pumpi kalasičnog kombiniranog ciklusa

Visokotlačna pumpa	664.7 kW
Srednjetlačna pumpa	322.4 kW
Niskotlačna pumpa	24.609 kW
Pumpa niskotlačnog isparivača	0.645 kW
Pumpa srednjetlačnog isparivača	0.801 kW
Pumpa visokotlačnog isparivača	1.428 kW

Protoci vode parnoturbinskog ciklusa određeni su narinutim tlakovima i izmijenjenom toplinom. Dio suhozasićene pare niskotlačnog kruga vode odvaja se za podizanje temperature vode iz niskotlačnog ekonomajzera na temperaturu zasićenja za pripadajući tlak, a ostatak pare odlazi u niskotlačni pregrijač. Optimizacijom postrojenja dobivene su vrijednosti masenih protoka prikazanih u Tabela 7:

Tabela 7. Maseni protoci parnoturbinskog ciklusa

Niskotlačni krug vode	4.615 kg/s
Protok prema otplinjaču	0.557 kg/s
Srednjetlačni krug vode	6.603 kg/s
Visokotlačni krug vode	23.490 kg/s

U prvi stupanj turbine ulazi maseni protok visokotlačnog kruga pare te nakon ekspanzije se miješa s masenim protokom srednjetlačnog kruga. Mješavina se pregrijava te dovodi u drugi stupanj turbine. Ukupni maseni protok koji prolazi srednjetlačnim dijelom turbine iznosi 30.1 kg/s. Nakon ekspanzije se miješa s pregrijanom parom iz niskotlačnog kruga pare te zajednički protok iznosi 34.2 kg/s. Navedena miješanja također su uzroci gubitaka unutar parnoturbinskog ciklusa pošto temperature struja nisu usklađene. Maseni protok dimnih plinova iznosi 186.3 kg/s.

4.3 Rezultati optimizacije kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Slobodne varijable postrojenja dobivene uz pomoć optimizacijskog algoritma navedene su u Tabela 8:

Tabela 8. Veličine kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

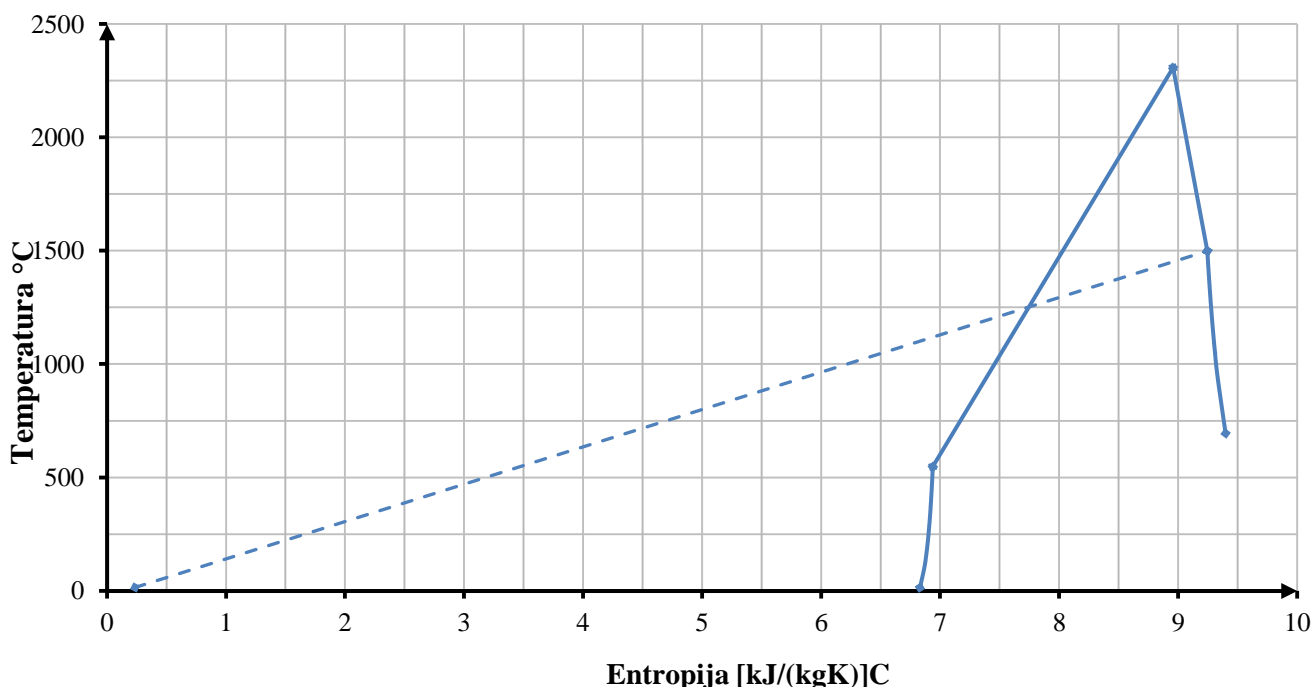
Tlak kompresora	30.78 bar
Tlak visokotlačnog kruga pare	207.576 bar
Tlak srednjetačnog kruga pare	64.17 bar
Tlak niskotlačnog kruga pare	1.97 bar

Maksimalna termodinamička iskoristivost i neke značajnije vrijednosti postrojenja dobivene optimizacijom prikazane su u Tabela 9:

Tabela 9. Veličine kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

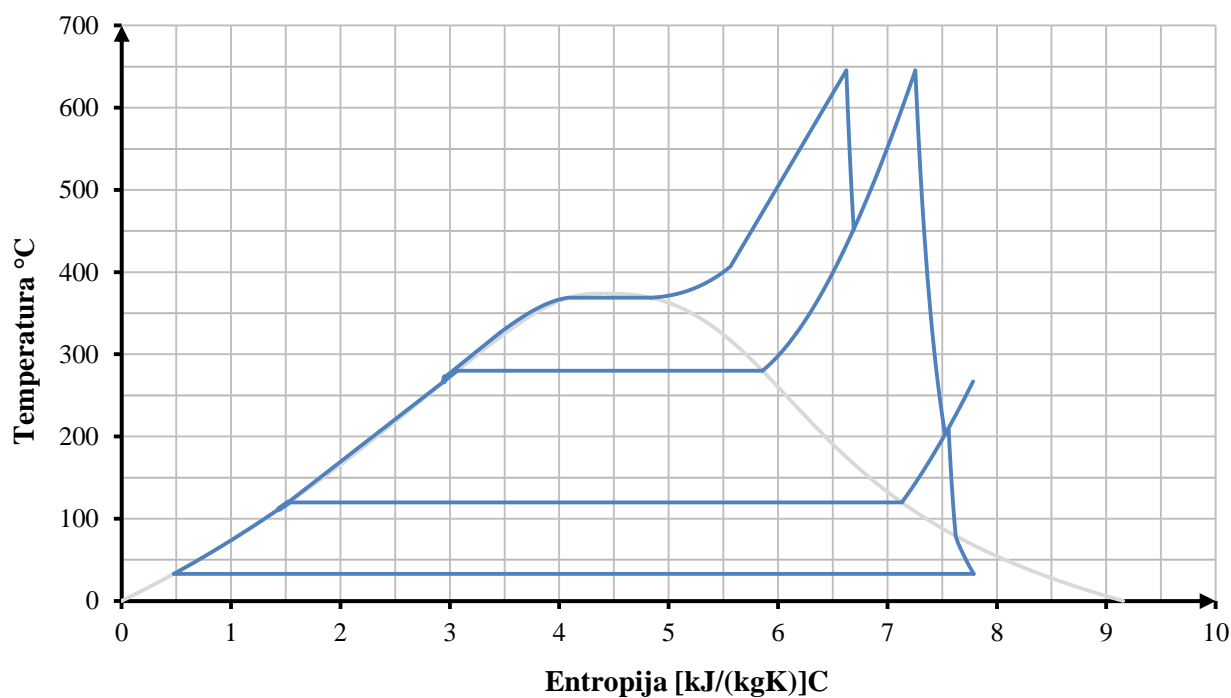
η_K	52.02 %
η_{GT}	36.66%
η_{ST}	24.25 %
Dobiveni rad na plinskoj turbini	103.01 MW
Dobiveni rad na parnoj turbini	43.99 MW
Rad kompresora	56.40 MW
Protok goriva	5.536 kg/s
Temperatura na ulazu u HRSG	695.36 °C
Temperatura na izlazu iz HRSG	74.568°C
Protok vode za ubrizgavanje	21.56 kg/s

Količina ubrizgane vode u tok dimnih plinova određena je zahtjevom da temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku komoru iznosi $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ te entalpijom dimnih plinova. Narinuti maseni protok od 100 kg/s te protok goriva, koji je tolik da faktor pretička zraka iznosi 1.01 , određuju entalpiju, odnosno temperaturu dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja. Niska termodinamička iskoristivost postrojenja uzrokovana je neiskorištenom energijom koju smo predali vodi prilikom ubrizgavanja. Rušenje temperature ubrizgavanjem može se vidjeti u T,s dijagramu plinskoturbinskog postrojenja (Slika 29).



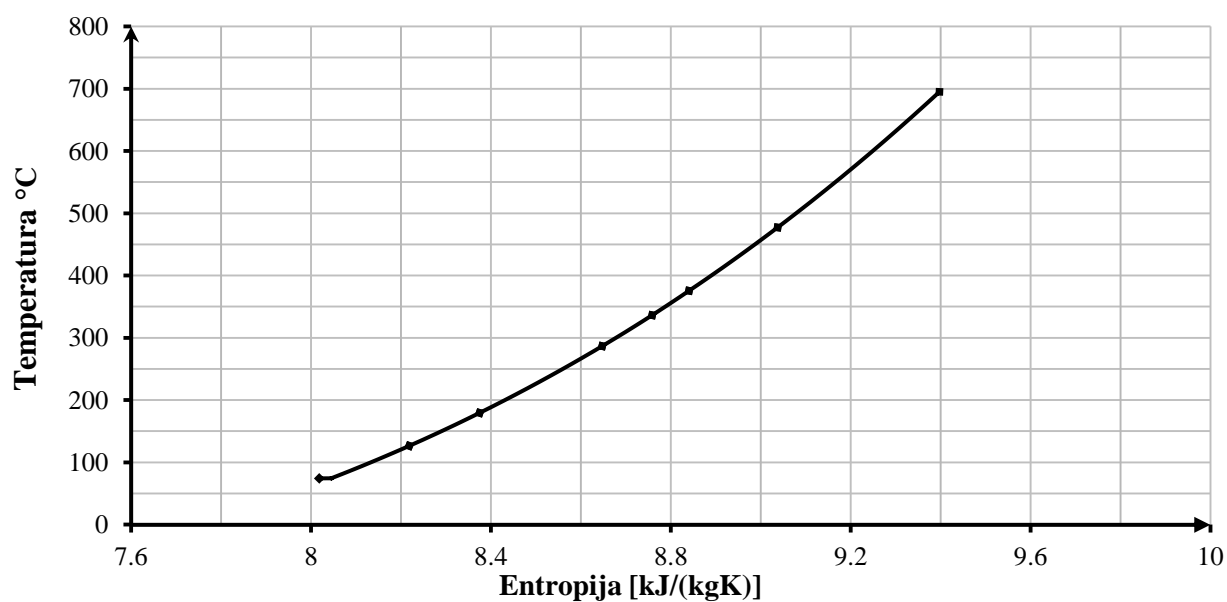
Slika 29. T,s dijagram plinskoturbinskog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Na slici crtkanom linijom prikazana je promjena stanja vode od stanja pothlađene kapljevine do stanja pregrijane pare temperature $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ i tlaka 29.1 bar . Za zadane parametre maseni udio pare u dimnim plinovima iznosi 26.7% .



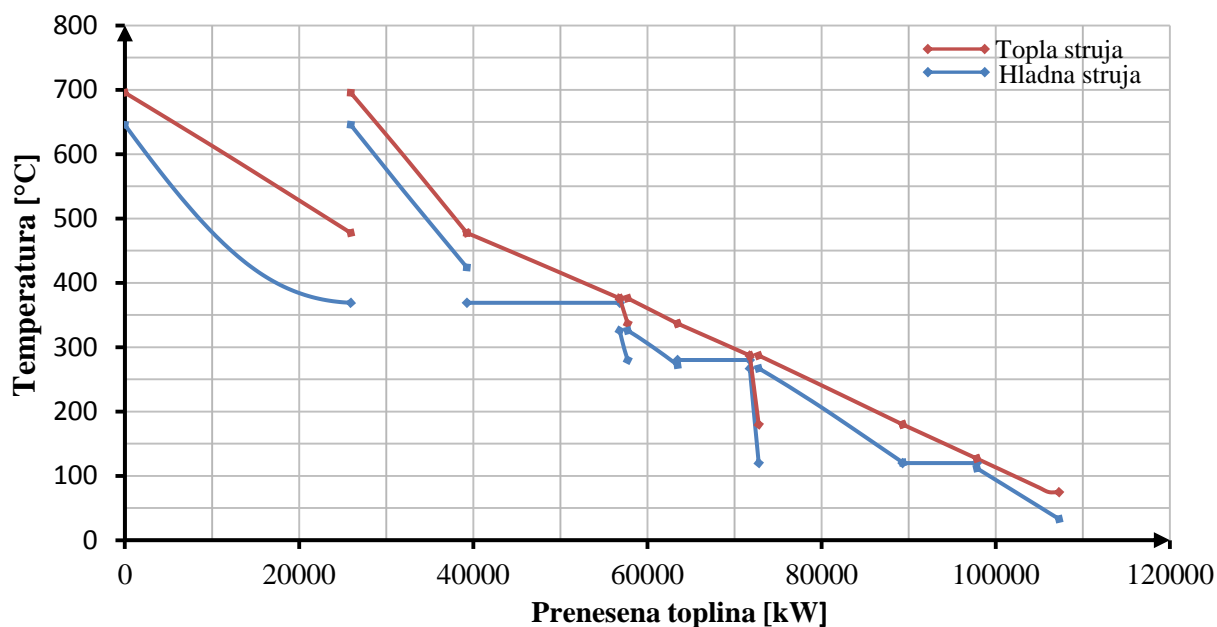
Slika 30. Parnoturbinski ciklus kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Na Slika 30 vidljivo je da pri ulazu u niskotlačni dio turbine izraženo je miješanje struja iz srednjetačnog dijela turbine i niskotlačnog pregrijača radi velike razlike u temperaturi.



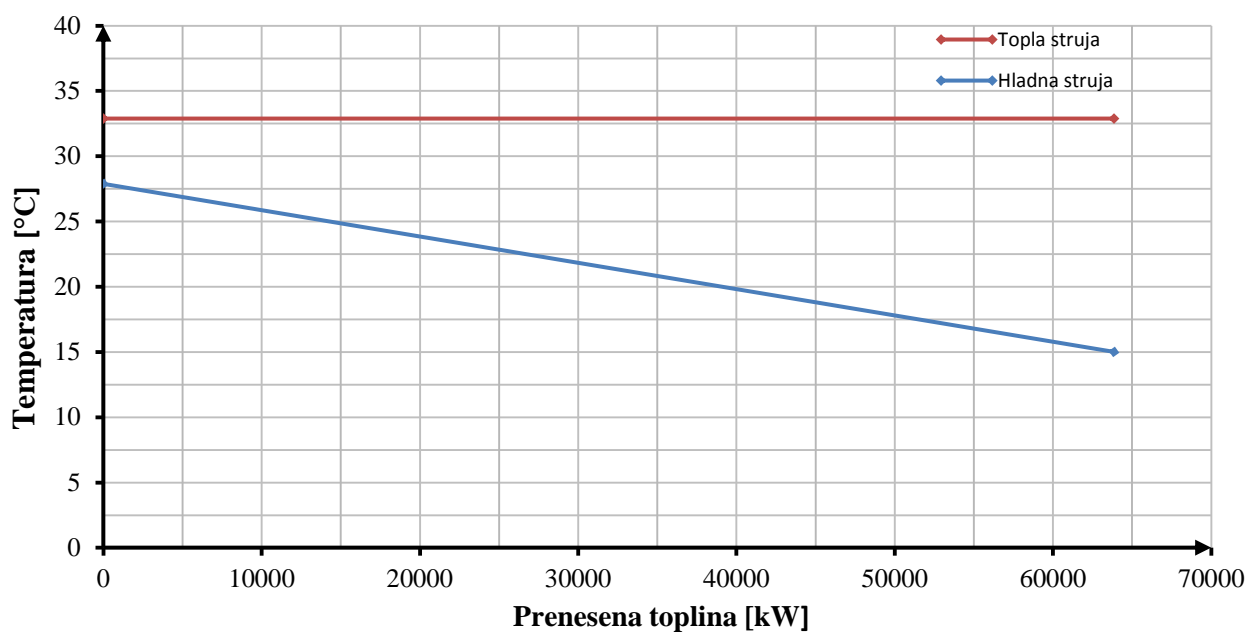
Slika 31. T,s dijagram dimnih plinova u generatoru pare na otpadnu toplinu kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Na samom kraju hlađenja dimnih plinova može se vidjeti smanjenje nagiba krivulje pada temperature za smanjenje entropije radi početka kondenzacije vode iz dimnih plinova do koje dolazi u niskotlačnom ekonomajzeru (Slika 32).



Slika 32. T,Q dijagram generatora pare na otpadnu toplinu kombiniranog ciklusa s ubrizgavanjem vode

Na Sliku 32 se također vidi početak kondenzacije u zadnjim djelovima generatora pare, međutim to predstavlja neznatan dio predane topline. Za isparavanje vode utrošeno je 52.2 MW topline. Ukupna predana toplina od strane dimnih plinova iznosi 107.3MW (Slika 32). Korištena su ista ograničenja temperaturnih razlika kao i za klasično kombinirano postrojenje. Kako u ovom slučaju imamo manji protok dimnih plinova, za ostvarivanje sličnih temperaturnih padova potrebna je oko 20% manja površina izmjenjivača. Predana toplina kondenzacijom vode u kondenzatoru iznosi 63.9 MW(Slika 33). Razlika navedenih toplinskih tokova je upravo snaga parne turbine.



Slika 33. T, Q dijagram kondenzatora kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Snage pumpe za osiguravanje cirkulacije u isparivačkim krugovima te pumpe visokotlačnog, srednjetačnog i niskotlačnog kruga pare prikazane su Tabela 1.

Tabela 10. Snage pumpe kombiniranog ciklusa s ubrizgavanjem vode

Visokotlačna pumpa	459.7 kW
Srednjetačna pumpa	207.2 kW
Niskotlačna pumpa	7.1 kW
Pumpa niskotlačnog isparivača	0.531 kW
Pumpa srednjetačnog isparivača	0.668 kW
Pumpa visokotlačnog isparivača	1.082 kW

Vidimo da je utrošeni rad pumpi postrojenja s ubrizgavanjem vode manji što je rezultat manjeg protoka pare unutar parnoturbinskog postrojenja.

Protoci vode parnoturbinskog ciklusa određeni su narinutim tlakovima i izmijenjenoj toplini.

Tabela 11. Maseni protoci parnoturbinskog ciklusa postrojenja s ubrizgavanjem vode

Niskotlačni krug vode	3.859 kg/s
Protok prema otplinjaču	0.439 kg/s
Srednjetačni krug vode	5.156 kg/s
Visokotlačni krug vode	19.961 kg/s

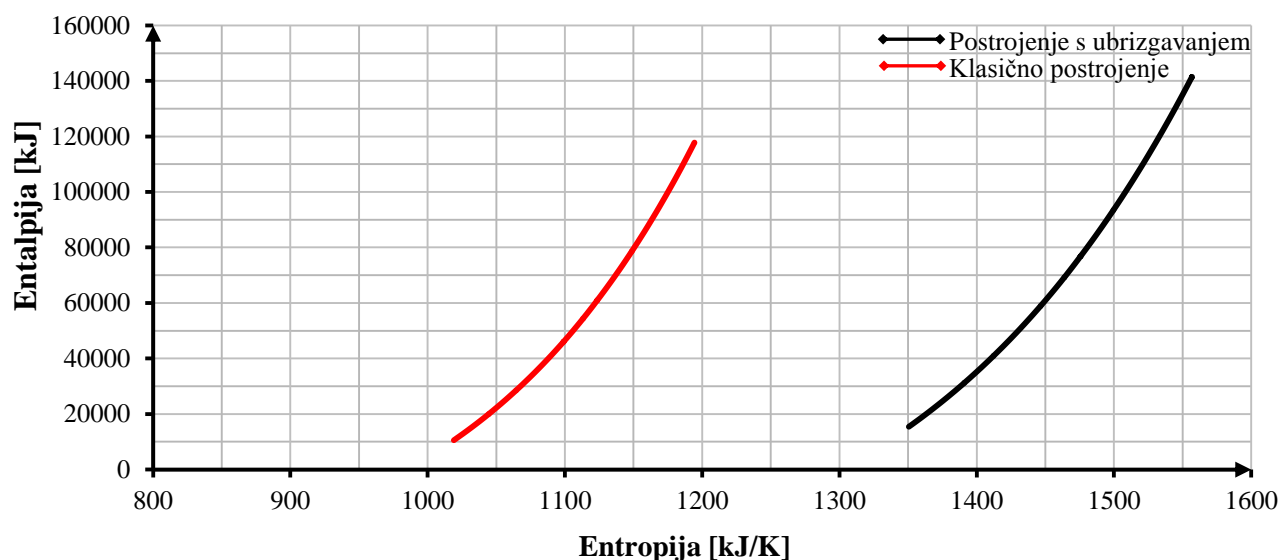
Prema istom principu kao i kod klasičnog postrojenja dio suhozasićene pare iz niskotlačnog kruga koristi se u otplinjaču za postizanje temperature zasićenja. Maksimalan protok pare, odnosno ukupan nakon miješanja iz svih odvajanja i pregrijavanja iznosi 28.537 kg/s. Maseni protok dimnih plinova iznosi 127.1 kg/s.

4.4 Usporedba rezultata

Unesena energija u klasično kombinirano postrojenje je manja nego u kombinirano postrojenje s ubrizgavanjem vode što se očituje u manjem protoku goriva, dok je ukupna dobivena snaga veća, kao što je vidljivo u sljedećoj tabeli.

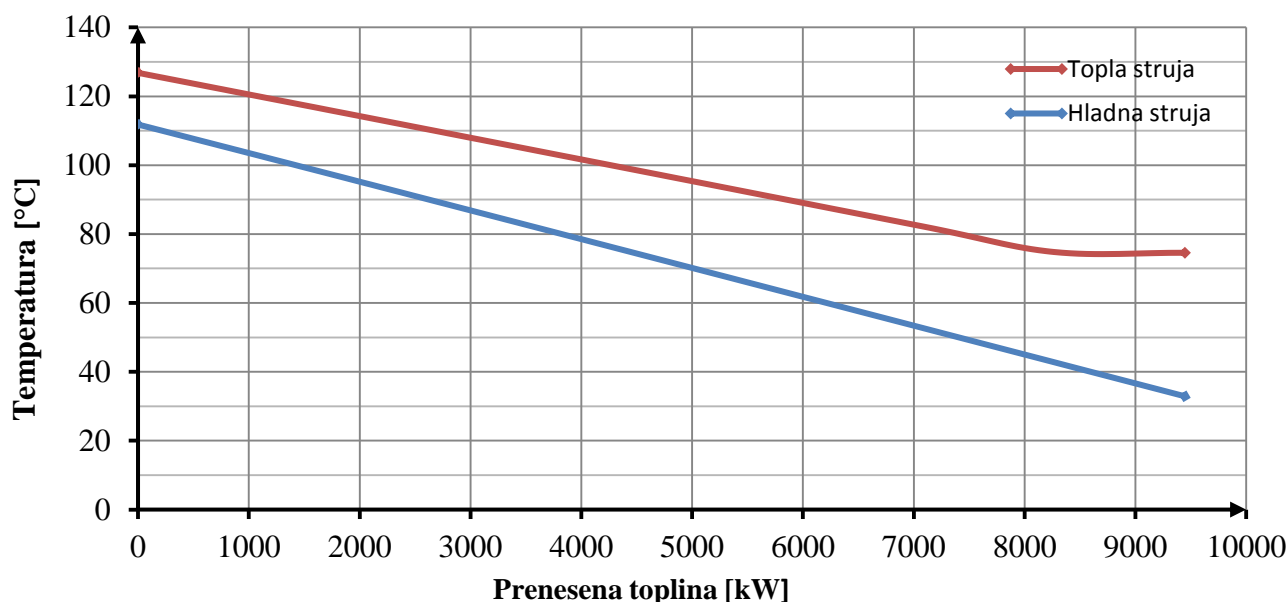
Tabela 12. Dotok goriva i snage optimiranih postrojenja

	Klasično postrojenje	Postrojenje s ubrizgavanjem vode
Protok goriva	4.925 kg/s	5.536 kg/s
Ukupna snaga	151.16 MW	144.94 MW



Slika 34. Ostvareni entalpijski pad u generatorima pare na otpadnu toplinu

Slika 34. ilustrira bolju iskoristivost otpadne topline klasičnog postrojenja u generatoru pare na otpadnu toplinu. Unatoč većem dotoku goriva, početna entalpija dimnih plinova je manja upravo zbog predanog toplinskog toka vodi za zagrijavanje do temperature isparavanja i samo isparavanje. Također postoji i veći uzrok nepovratnosti nego kod postrojenja s ubrizgavanjem vode jer dovodimo toplinu vodi temperature 15 °C, dok kod klasičnog postrojenja ona se predaje višku zraka koji dolazi iz kompresora temperature 506 °C.



Slika 35. T,Q dijagram niskotlačnog ekonomajzera kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode

Problem postrojenja s ubrizgavanjem vode leži u neiskorištenoj latentnoj toplini struje dimnih plinova. Kao što je već spomenuto, toplinski tok predan ubrizganoj vodi od strane dimnih plinova jednak je 52.2 MW, dok je u generatoru pare na otpadnu toplinu iskorišteno svega 1.18 MW. Kondenzacija u generatoru pare na otpadnu toplinu započinje na temperaturi od 74.8 °C zbog visokog udjela pare, samim time i visokog parcijalnog tlaka. Međutim, zbog malog protoka pare unutar generatora pare te pinch točaka koje se javljaju na počecima isparavanja nemoguće je kondenzirati vodu koja je unesena u struju dimnih plinova prilikom ubrizgavanja.

5 ZAKLJUČAK

Optimizacijom modela klasičnog kombiniranog postrojenja i kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode dobivene su vrijednosti termodinamičke iskoristivosti za zadanu konfiguraciju generatora pare na otpadnu toplinu i parametre postrojenja. Dobivena termodinamička iskoristivost klasičnog kombiniranog postrojenja iznosi oko 60% dok kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode iznosi oko 52%. Razlika u ukupnoj termodinamičkoj iskoristivosti postrojenja iznosi čak 8%, što je za termoenergetska postrojenja izrazito velika razlika.

Ideja korištenja ubrizgavanja vode bila je smanjiti rad kompresora. Rad koji obavi kompresor predaje se zraku koji se dovodi u komoru izgaranja. Odnosno, povećanje entalpije zraka rezultira povećanjem entalpije dimnih plinova. Energija koja se troši na komprimiranje zraka dovodi se od turbine, odnosno od mehaničke energije koja je proizvedena iz gorive s efikasnošću od 40%.

U niskotlačnom ekonomajzeru započeta je kondenzacija vode pri temperaturi dimnih plinova od 74.8 °C. Ostatak topline nemoguće je predati zbog pinch točaka koje se javljaju prilikom isparavanja vodene pare i malog protoka pare, tj. vode u parnoturbinskom postrojenju. Usporedbom klasičnog kombiniranog postrojenja i kombiniranog postrojenja s ubrizgavanjem vode pobijena je hipoteza da bi se mogla povećati termodinamička iskoristivost postrojenja. Veći dio otpadne topline iz struje dimnih plinova mogao bi biti iskorišten korištenjem organskih ogrjevnih medija s manjim temperaturama isparavanja.

LITERATURA

- [1] <http://science.jrank.org/pages/2497/Energy-Efficiency-History-energy-concerns.html>
- [2] International Energy Agency-Capturing the Multiple Benefits of Energy Efficiency
- [3] International Energy Agency-ENERGY SUPPLY SECURITY 2014, str. 53
- [4] Rolf Kehlhofer Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants, Pennwell, 1977.
- [5] <http://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/brayton-cycle-gas-turbine-engine>
- [6] Antun Galović –Termodinamika I, Zagreb 2002.
- [7] <http://www.powermag.com/who-has-the-worlds-most-efficient-coal-power-plant-fleet/>
- [8] Bogdan, Željko: Plinsko-turbinsko postrojenje, Predavanja iz Termoenergetskih postrojenja.
- [9] Guzović, Zvonimir: KONSTRUKCIJA I PRORAČUN ČVRSTOĆE ELEMENATA PARNIH I PLINSKIH TURBINA; Zagreb, 2010.
- [10] Čehil, Mislav: OPTIMALNO KORIŠTENJE OTPADNE TOPLINE U PARNOTURBINSKOM CIKLUSU , Doktorski rad. Zagreb, 2010