Matematički modeli plinskoturbinskih postrojenja

Varga, Josip

Master's thesis / Diplomski rad

2017

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:235:707161

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-28**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Josip Varga

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Mislav Čehil, dipl.ing.

Student:

Josip Varga

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno, koristeći se znanjima stečenim tijekom studija te navedenom literaturom.

Zahvaljujem mentoru doc. dr. sc. Mislavu Čehilu na pruženoj pomoći kao i ustupljenom vremenu tijekom izrade rada.

Osobito se zahvaljujem svojoj obitelji i prijateljima na podršci koju su mi pružali tijekom studija.

Josip Varga

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Josip Varga** Mat. br.: 0035188468

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Matematički modeli plinskoturbinskih postrojenja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Mathematical modeling of gas turbine power plants**

Opis zadatka:

Plinskoturbinska postrojenja koriste veliki pretičak zraka kako bi temperatura u komori izgaranja bila niža od teoretske temperature izgaranja. Nasuprot tome, moguće je koristiti latentnu toplinu isparavanja vode za regulaciju temperature izgaranja.

U radu je potrebno napraviti dva modela plinskoturbinskog postrojenja: jedan s velikim pretičkom zraka, a drugi s ubrizgavanjem vode. Potrebno je usporediti dobivene rezultate s postojećim matematičkim modelima napravljenim u programu Ebsilon Professional. U slučaju odstupanja rezultata, potrebno je napraviti detaljnu analizu uzroka odstupanja.

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

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
28. rujna 2017.	30. studenog 2017.	6., 7. i 8. prosinca 2017.

Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

Doc. dr.sc. Mislav Čehil

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA IV
POPIS DIJAGRAMA V
POPIS OZNAKA VI
SAŽETAK XI
SUMMARY XII
1. UVOD 1
2. PLINSKO-TURBINSKO POSTROJENJE 2
2.1 Komponente plinsko-turbinskog postrojenja 3
2.1.1 Kompresor 3
2.1.2 Komora izgaranja 5
2.1.3 Turbina 5
2.2 Povijest plinskih turbina 6
2.2 Materijali plinsko-turbinskih postrojenja 10
3. REGULACIJA TEMPERATURE DIMNIH PLINOVA NA ULAZU U TURBINU 12
3.1 Pretičak zraka 12
3.2 Hlađenje zraka na ulazu u kompresor 13
3.3 Ubrizgavanje vode u dimne plinove 15
4. EBSILON PROFESSIONAL 16
4.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja 17
4.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove 18
5. MATEMATIČKI MODEL 19
5.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja 19
5.1.1 Kompresor 19
5.1.2 Izgaranje 20
5.1.3 Plinska turbina 26
5.1.4 Stupanj djelovanja čitavog postrojenja 27
5.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove 28
5.2.1 Komora izgaranja 28
5.2.2 Mješalište 29

5.2.3 Pumpa 31
5.2.4 Stupanj djelovanja čitavog postrojenja 31
5.3 Svojstva radnih tvari 32
6. ANALIZA REZULTATA 34
6.1 Osnovni model 34
6.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove 37
7. PROMJENA PARAMETARA POSTROJENJA 39
7.1 Promjena opterećenja 39
7.1.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja 40
7.1.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove 44
7.2 Promjena temperature okoliša 48
7.2.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja 49
7.2.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove 50
8. ZAKLJUČAK 51
9. LITERATURA 53

POPIS SLIKA

Slika 1. Shema plinsko-turbinskog postrojenja 2
Slika 2. T-s dijagram plinsko-turbinskog procesa 3
Slika 3. Aksijalni kompresor 4
Slika 4. Centrifugalni kompresor 4
Slika 5. Komora izgaranja 5
Slika 6. Plinska turbina 6
Slika 7. Skica iz patenta Johna Barbera 7
Slika 8. Stolzova plinska turbina 7
Slika 9. Armengaud-Lemaleova plinska turbina 8
Slika 10. Prototip Holzwathove plinske turbine 9
Slika 11. Utjecaj pretička zraka na temperaturu izgaranja 12
Slika 12. Utjecaj pretička zraka i kompresijskog omjera na stupanj djelovanja postrojenja 13
Slika 13. Shematski prikaz evaporativnog hlađenja 14
Slika 14. Shematski prikaz hladnjaka 14
Slika 15. Primjer postrojenja u EBSILON Professional-u 16
Slika 16. Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja u EBSILON Professional-u 17
Slika 17. Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove u EBSILON Professional-u 18
Slika 18. Shematski prikaz komore izgaranja 24
Slika 19. Shematski prikaz mješališta 29

POPIS TABLICA

Tablica 1. Sastav goriva 21
Tablica 2. Molarne mase pojedinih plinova 21
Tablica 3. Usporedba rezultata za osnovni model 34
Tablica 4. Temperature tališta sudionika dimnih plinova pri atmosferskom tlaku 35
Tablica 5. Specifične entalpije u osnovnom modelu 35
Tablica 6. Maseni udjeli sudionika dimnih plinova u osnovnom modelu 36
Tablica 7. Usporedba rezultata za model s ubrizgavanjem vode 37
Tablica 8. Maseni udjeli sudionika dimnih plinova nakon izgaranja u model s ubrizgavanjem vode 38
Tablica 9. Maseni udjeli sudionika dimnih plinova nakon ubrizgavanja vode 38
Tablica 10. Stupnjevi djelovanja kompresora i turbine u ovisnosti o opterećenju 39
Tablica 11. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o opterećenju 40
Tablica 12. Maseni protok zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju 41
Tablica 13. Maseni protok goriva osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju 42
Tablica 14. Faktor pretička zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju 43
Tablica 15. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 44
Tablica 16. Maseni protok zraka postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 45
Tablica 17. Maseni protoka goriva postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 46
Tablica 18. Temperatura izgaranja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 47
Tablica 19. Gustoća zraka u ovisnosti o temperaturi okoliša 48
Tablica 20. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o temperaturi okoliša 49
Tablica 21. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o temperaturi okoliša 50

POPIS DIJAGRAMA

Dijagram 1. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o opterećenju..... 40
Dijagram 2. Maseni protok zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju 41
Dijagram 3. Maseni protok goriva osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju 42
Dijagram 4. Faktor pretička zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju 43
Dijagram 5. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 44
Dijagram 6. Maseni protok zraka postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 45
Dijagram 7. Maseni protoka goriva postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 46
Dijagram 8. Temperatura izgaranja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju 47
Dijagram 9. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o temperaturi okoliša 49
Dijagram 10. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o temperaturi okoliša..... 50

POPIS OZNAKA

c_p	kJ/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, općenito
$[c_p]_0^{\vartheta}$	kJ/(kgK)	Srednji specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od 0 do ϑ °C
$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$	kJ/(kgK)	Srednji specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od ϑ_1 do ϑ_2 °C
C_{mp}	kJ/(kmolK)	Molarni toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, općenito
$[C_{mp}]_0^{\vartheta}$	kJ/(kmolK)	Srednji molarni toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od 0 do ϑ °C
$[C_{mp}]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$	kJ/(kmolK)	Srednji molarni toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, nad temperaturnim intervalom od ϑ_1 do ϑ_2 °C
h	kJ/kg	Specifična entalpija, općenito
H_d	kJ/kmol	Donja ogrjevna vrijednost goriva izražena po 1 kg goriva
$H_{d,m}$	kJ/kmol	Donja ogrjevna vrijednost goriva izražena po 1 kmol goriva
$H_{d,v}$	kJ/kmol	Donja ogrjevna vrijednost goriva izražena po m^3 goriva
h_w	kJ/kg	Specifična entalpija vode koja se ubrizgava u dimne plinove
$h_{w'}$	kJ/kg	Specifična entalpija vode pregrijane vodene pare nakon ubrizgavanja vode
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 izlazu iz komore izgaranja
h_4	kJ/kg	Specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine/specifična entalpija dimnih plinova nakon ubrizgavanja vode
$h_{4'}$	kJ/kg	Specifična entalpija dimnih plinova nakon ubrizgavanja vode, bez vodene pare

h_{4i}	kJ/kg	Specifična entalpija pojedinog sudionika dimnih plinova *i* nakon ubrizgavanja vode
L_{min}	kmol/kmol	Minimalna potrebna količina zraka za potpuno izgaranje 1 kmol goriva
L_{stv}	kmol/kmol	Stvarna količina zraka za izgaranje 1 kmol goriva
M	kg/kmol	Molarna masa, općenito
M_{dp}	kg/kmol	Molarna masa dimnih plinova
M_g	kg/kmol	Molarna masa goriva
$M_{i,dp}$	kg/kmol	Molarna masa sudionika *i* u sastavu dimnih plinova
$M_{i,g}$	kg/kmol	Molarna masa sudionika *i* u sastavu goriva
n	kmol/kmol	Količina nastalog dimnog plina izgaranjem 1 kmol goriva, općenito
n_{dp}	kmol/kmol	Ukupna količina nastalih dimnih plinova izgaranjem 1 kmol goriva
n_{CO_2}	kmol/kmol	Količina nastalog ugljičnog dioksida izgaranjem 1 kmol goriva
n_{H_2O}	kmol/kmol	Količina nastale vodene pare izgaranjem 1 kmol goriva
n_{N_2}	kmol/kmol	Količina nastalog dušika izgaranjem 1 kmol goriva
n_{O_2}	kmol/kmol	Količina nastalog kisika izgaranjem 1 kmol goriva
O_{min}	kmol/kmol	Minimalna potrebna količina kisika za potpuno izgaranje 1 kmol goriva
p	bar	Tlak, općenito
P	MW	Snaga, općenito
P_{gen}	MW	Snaga dobivena na stezaljkama generatora
P_k	MW	Snaga kompresora

p_{ok}	bar	Tlak okolišnjeg zraka
$p_{ok.ISO}$	bar	Tlak okolišnjeg po ISO standardu
P_p	MW	Snaga plinsko-turbinskog postrojenja
P_{pu}	MW	Snaga pumpe za ubrizgavanje vode
P_t	MW	Snaga plinske turbine
p_1	bar	Tlak zraka na ulazu u kompresor
p_2	bar	Tlak zraka na izlazu iz kompresora
p_3	bar	Tlak dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja
p_4	bar	Tlak dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
q_m	kg/s	Maseni protok, općenito
q_{m,H_20}	kg/s	Maseni protok vodene pare u dimnim plinovima nakon izgaranja
$q_{m,dp}$	kg/s	Maseni protok dimnih plinova nakon izgaranja
$q_{m2,dp}$	kg/s	Maseni protok dimnih plinova nakon ubrizgavanja vode
q_{m2,H_20}	kg/s	Maseni protok vodene pare u dimnim plinovima nakon ubrizgavanja vode
$q_{m,g}$	kg/s	Maseni protok goriva
$q_{m,zr}$	kg/s	Maseni protok zraka
$q_{m,w}$	kg/s	Maseni protok vode koja se ubrizgava u dimne plinove
q_v	m^3/s	Volumni protok, općenito
$q_{v,w}$	m^3/s	Volumni protok vode koja se ubrizgava u dimne plinove
R_m	kJ/(kmolK)	Opća plinska konstanta
T_1	K	Termodinamička temperatura okolišnjeg zraka na ulazu u kompresor

T_2	K	Termodinamička temperatura zraka na izlazu iz kompresora
T_{2s}	K	Termodinamička temperatura zraka na kraju izentropske kompresije
T_3	K	Termodinamička temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja
T_4	K	Termodinamička temperatura dimnih plinova na izlazu iz plinske turbine
T_{4s}	K	Termodinamička temperatura dimnih plinova na kraju izentropske ekspanzije
$V_{m,g}$	m^3/kmol	Molarni volumen goriva
x_i	kg_i/kg_{dp}	Maseni udio sudionika *i* u sastavu dimnih plinova
y_i	$kmol_i/kmol_{dp}$	Molarni udio sudionika *i* u sastavu dimnih plinova
y'_{CH_4}	kmol/kmol	Molarni udio metana u sastavu goriva
$y'_{C_2H_6}$	kmol/kmol	Molarni udio etan u sastavu goriva
$y'_{C_3H_8}$	kmol/kmol	Molarni udio propana u sastavu goriva
$y'_{C_5H_{10}}$	kmol/kmol	Molarni udio butana u sastavu goriva
y'_i	$kmol_i/kmol_g$	Molarni udio sudionika *i* u sastavu goriva
ε_k	-	Kompresijski omjer
η	-	Stupanj djelovanja, općenito
η_{gen}	-	Stupanj djelovanja generatora
η_m	-	Mehanički stupanj djelovanja
η_k	-	Stupanj djelovanja kompresora
η_p	-	Stupanj djelovanja plinsko-turbinskog postrojenja
η_t	-	Stupanj djelovanja turbine
ϑ	°C	Celzijeva temperatura, općenito

κ_{dp}	-	Izentropski eksponent dimnih plinova
κ_{zr}	-	Izentropski eksponent zraka
λ	-	Faktor pretička zraka
ρ	kg/m^3	Gustoća, općenito
ρ_g	kg/m^3	Gustoća goriva
ρ_w	kg/m^3	Gustoća vode koja se ubrizgava u dimne plinove

SAŽETAK

U ovom je radu predstavljeno plinsko-turbinsko postrojenje te njegova povijest i razvoj. Opisan je princip rada te su navedene i objašnjene metode za ograničavanja temperature dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu. Izrađen je matematički model u *Microsoft Excel*-u za osnovno plinsko-turbinsko postrojenje kao i za postrojenje u kojem se dimni plinovi hlade ubrizgavanjem vode. Proračun je proveden za postrojenje koje radi s idealnim plinovima te za postrojenje koje radi s realnim plinovima kao radnom tvari. Predstavljeni su dobiveni rezultati te je napravljena njihova usporedba s postojećim rezultatima dobivenih korištenjem računalnog programu *Ebsilon Professional*. Dana je usporedba utjecaja promjene opterećenja i temperature okoliša na parametre postrojenja koje radi s idealnim plinovima i postrojenja koje radi s realnim plinovima kao radnom tvari.

Ključne riječi: plinska turbina, matematički model, termoenergetska postrojenja, dimni plinovi

SUMMARY

Gas turbine, its history and development is presented in this thesis. Operating principle and methods for flue gas temperature limitation are explained. Mathematical model for basic gas turbine and gas turbine where flue gases are cooled by water injection are made using *Microsoft Excel*. Calculation is made for both gas turbine with ideal gases and gas turbine with real gases as operating substance. Results are shown and their comparison with existing results acquired using computer program *Ebsilon Professional* is given. Effect of load and enviroment temperature change on gas turbine with ideal gases and gas turbine with real gases as operating substance is compared.

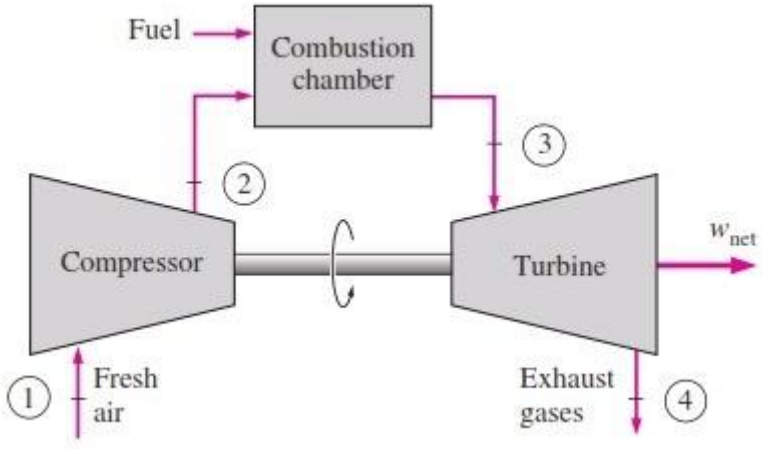
Key words: gas turbine, mathematical model, thermal power plant, flue gases

1. UVOD

Potrošnja električne energije u svijetu u stalnom je porastu. Iako se u svrhu zaštite okoliša posljednjih godina znatno povećava udio obnovljivih izvora energije, termoelektrane su još uvijek vodeća postrojenja za proizvodnju električne energije. U tome kao energent prednjači ugljen, što zbog pouzdanosti tehnologije, što zbog niske cijene goriva. Kako su sve rigorozniji zakoni koji se odnose na zaštitu okoliša, termoelektrane na ugljen polako postaju sve nekonkurentnije na tržištu, a puno atraktivnije postaju termoelektrane koje kao primarni energent koriste prirodni plin. Plinsko-turbinska postrojenja imaju znatno niže emisije štetnih plinova poput CO_2 i NO_x u odnosu na termoelektrane na ugljen te su mnogo fleksibilnije čime se nameću kao idealno rješenje za budućnost. Upravo zbog očekivanog povećanja zastupljenosti plinsko-turbinskih postrojenja u ukupnoj proizvodnji električne energije dolazi do ideja koje za cilj imaju poboljšanje samog procesa, odnosno povećanje njegova stupnja djelovanja. Pritom je svaku novu metodu potrebno detaljno ispitati, kako s tehničkog, tako i s ekonomskog stajališta.

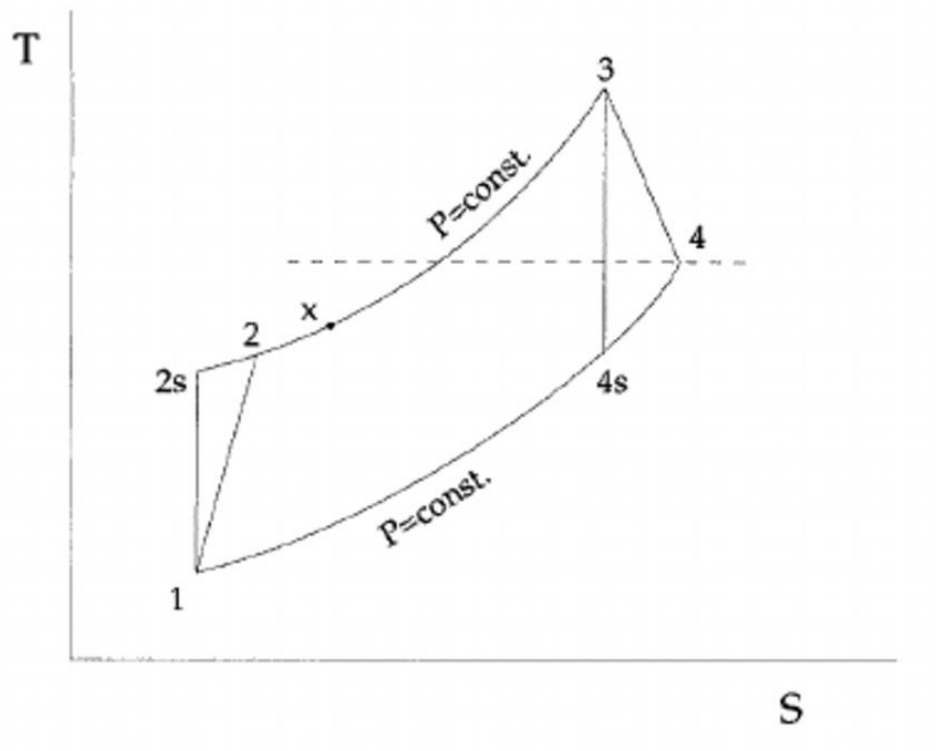
2. PLINSKO-TURBINSKO POSTROJENJE

U plinsko-turbinskom postrojenju dolazi do pretvorbe kemijske energije plinovitog goriva u toplinsku energiju koja se predaje radnom mediju te se pretvara u mehanički rad [1]. Osnovni dijelovi plinsko-turbinskog postrojenja su kompresor, komora izgaranja i plinska turbina. Takav sustav u cjelini daje Braytonov ciklus. Aksijalni ili centrifugalni kompresor usisava i tlači zrak iz okoliša. Zrak zatim ulazi u komoru izgaranja gdje ubrizgavanjem i zapaljenjem goriva dolazi do podizanja njegova toplinskog stanja, nakon čega se nastali dimni plinovi odvode u turbinu. Ekspanzijom dimnih plinova u turbini dobiva se mehanički rad. Dio dobivenog rada se koristi za pokretanje kompresora dok se ostatak koristi za induciranje električne energije u generatoru. Dimni plinovi se nakon ekspanzije ispuštaju u atmosferu čime završava jedan ciklus procesa.



Slika 1. Shema plinsko-turbinskog postrojenja [2]

U idealnom procesu kompresija i ekspanzija se vrše izentropski dok se izgaranje odvija pri stalnom tlaku. U ovom radu su uzeti u obzir gubitci prilikom rada kompresora i turbine kako bi rezultati bili što bliži stvarnom procesu.



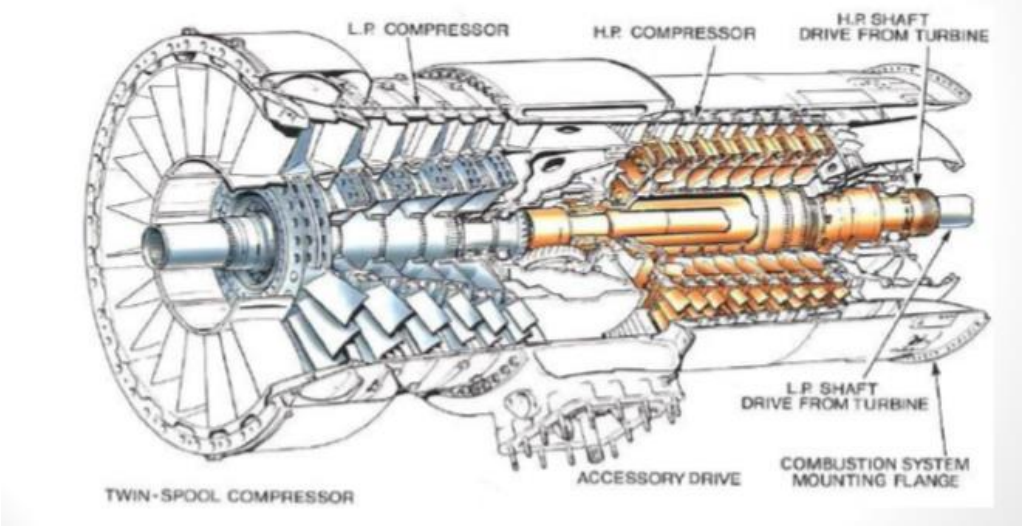
Slika 2. T-s dijagram plinsko-turbinskog procesa [3]

Slika 2 prikazuje rad idealnog i realnog plinsko-turbinskog procesa. Točke 2s i 4s predstavljaju završetak kompresije zraka, odnosno ekspanzije dimnih plinova u slučaju izentropskih odvijanja tih dvaju procesa. Vidljivo je kako se u realnim procesima postižu više temperature zbog pojave trenja te kako zbog pozitivnog prirasta entropije dolazi do disipacije energije.

2.1 Komponente plinsko-turbinskog postrojenja

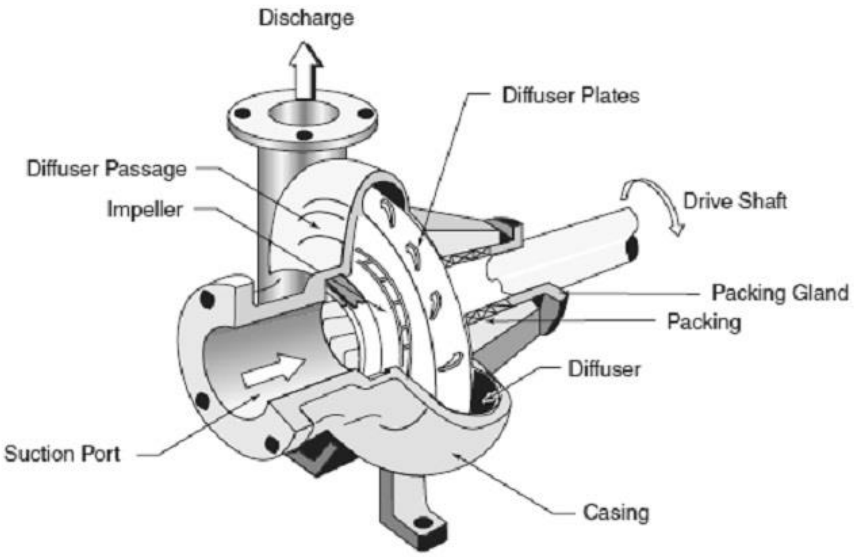
2.1.1 Kompresor

Kod plinsko-turbinskog postrojenja mogu se koristiti aksijalni ili radijalni kompresori [1]. U aksijalnim kompresorima strujanje se vrši u smjeru vratila te su oni efikasniji za veće kompresijske omjere [1]. Stoga se oni u plinsko-turbinskim postrojenjima koriste češće od centrifugalnih kompresora. Obično se kompresijski omjer kreće u granicama od 12 do 20 [1]. Kompresor pogon dobiva od turbine prije čemu njegov rad može iznositi i 2/3 rada turbine [1].



Slika 3. Aksijalni kompresor [4]

Kod centrifugalnih kompresora strujanje se odvija radijalno na rotorsko kolo te su oni lakši i mnogo efikasniji za manje kompresijske omjere u odnosu na aksijalne kompresore [1].



Slika 4. Centrifugalni kompresor [5]

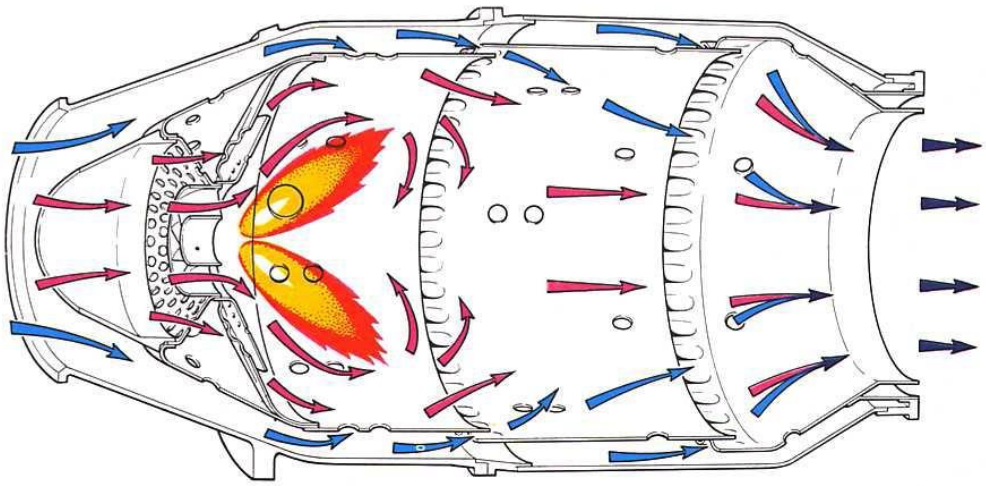
2.1.2 Komora izgaranja

U komori se izgaranja komprimiranom zraku dovodi gorivo čijim se izgaranjem proizvode dimni plinovi koji čine radnu tvar u plinskoj turbini [1]. Komora izgaranja sastoji se od dva cilindra [1]. U unutarnjem se cilindru odvija izgaranje prilikom čega se razvijaju visoke temperature [1]. Kroz prstenasti otvor između dvaju cilindara struji zrak koji se na taj način zagrijava (bolje izgaranje), a s druge strane štiti vanjski cilindar od visokih temperatura [1].

Komore izgaranja trebaju osigurati:

- stabilno izgaranje u širokim granicama opterećenja,
- jednoličnu raspodjelu temperatura na izlazu iz komore izgaranja,
- što manji gubitak tlaka [1].

U pravilu jedno plinsko-turbinsko postrojenje ima više komora izgaranja koje su smještene uzdužno, po obodu, čime se dobivaju manje dimenzije postrojenja [1].



Slika 5. Komora izgaranja [6]

2.1.3 Turbina

U turbini se entalpijski pad dimnih plinova pretvara u kinetičku energiju, a kinetička energija u mehanički rad [1]. Ovisno o izvedbi turbine obično imaju od 2 do 8 stupnjeva [1]. Plinovi izgaranja se nakon ekspanzije u turbini ispuštaju u atmosferu.

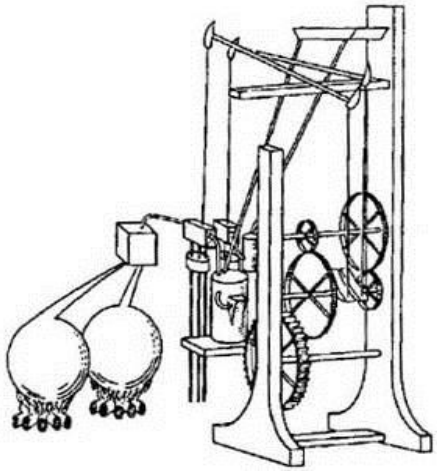
Današnji materijali ne mogu izdržati u kontinuiranom pogonu maksimalne temperature koje se razvijaju izgaranjem [1]. To se prvenstveno odnosi na mehanički visoko opterećene dijelove poput lopatica prvih stupnjeva turbine [1]. Zbog toga su lopatice izrađene od visoko legiranih materijala na bazi nikla i intenzivno se hlade zrakom [1].



Slika 6. Plinska turbina [7]

2.2 Povijest plinskih turbina

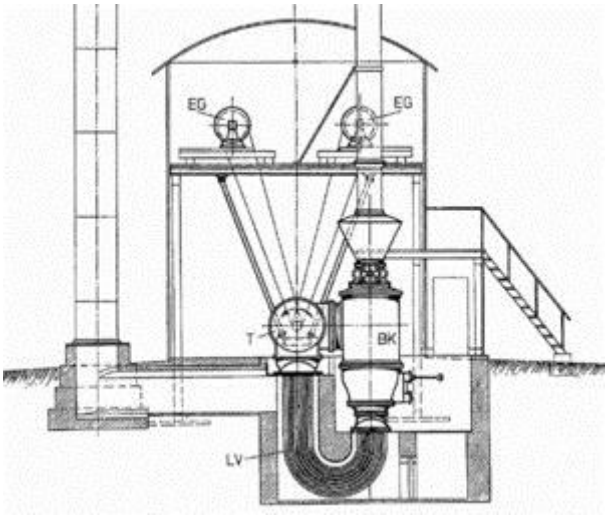
1791. godine John Barber u Engleskoj patentira plinsku turbinu koja je pokretala mijeh u kojem se vršilo komprimiranje zraka za izgaranje, prije miješanja s plinovitim gorivom [8]. Plinovi izgaranja struje kroz sapnice i pokreću kolo turbine, s idejom da rad proizveden u turbini bude dovoljan za pokretanje mijeha za komprimiranje zraka i savladavanje mehaničkog trenja uz zadovoljavajući ostatak korisnog rada [8]. Iz skice Barberovog stroja i današnjih saznanja očito je da takav stroj nije mogao uspješno raditi, pa ga ipak zbog zamišljenog procesa i predviđenih komponenata možemo smatrati prototipom današnjih plinskih turbina (postojalo je čak i ubrizgavanje vode da bi se turbinske lopatice zaštitile od visokih temperatura) [8].



Slika 7. Skica iz patenta Johna Barbera [9]

Drugi Englez, John Dumbell je 1808. godine patentirao prvu turbinu čisto reakcijskog tipa [8]. Plinovi izgaranja nastali izgaranjem ugljena strujali su kroz nekoliko redova rotorskih lopatica pričvršćenih na jedan rotor [8]. Značajno je da nisu korištene statorske lopatice [8].

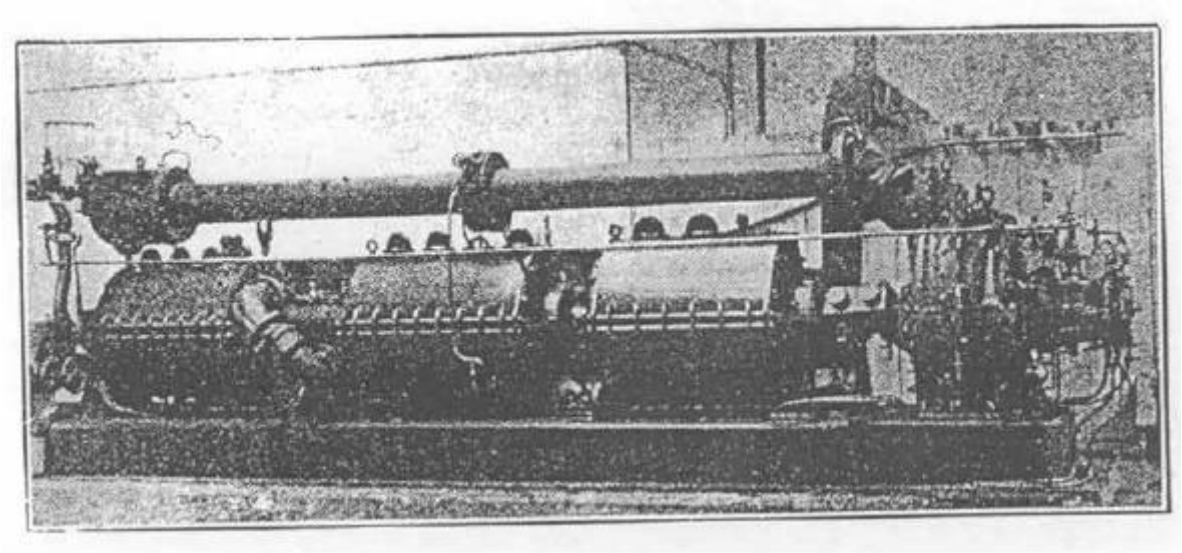
1872. godine Stolze je u Njemačkoj patentirao plinsku turbinu koja je po svom konceptu jako slična suvremenom plinsko-turbinskom postrojenju [8]. Atmosferski se zrak nakon komprimiranja zagrijavao u komori izgaranja (izmjenjivaču topline) koja je bila ložena izvana, da bi nakon toga ekspandirao u reakcijskoj turbini koja je direktno pokretala kompresor [8]. U tom trenutku još slaba znanja iz aerodinamike nisu dozvoljavala konstruiranje efikasnog kompresora što je onemogućilo realizaciju čitavog projekta [8].



Slika 8. Stolzova plinska turbina [10]

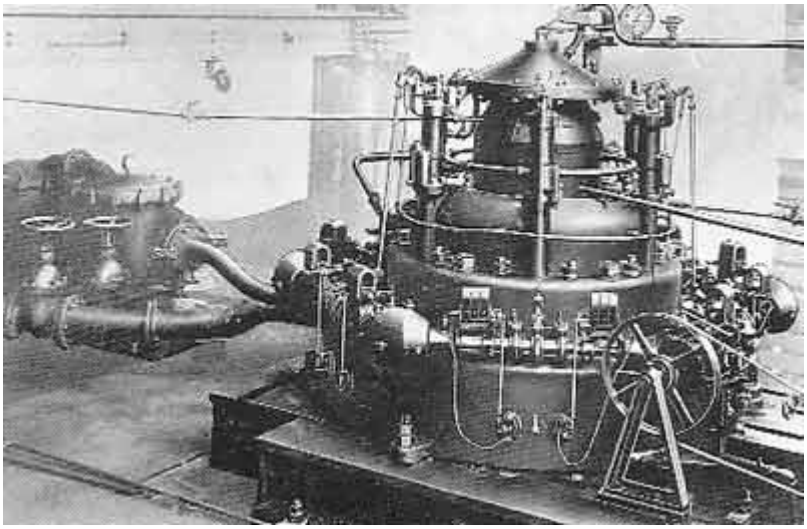
Oko 1872. godine Parsons je pokušao iskoristiti svoju reakcijsku turbinu kao kompresor na taj način da je narinuo strujanje u suprotnom smjeru [8]. To je rezultiralo strojem s jako niskom iskoristivošću [8]. Na kraju, nakon značajnih pokušaja u cilju povećanja iskoristivosti, Parsons je odustao od svoje zamisli zbog pojave centrifugalnog kompresora kojeg je razvio Rateau 1908. godine [8]. Kako je vidljivo, iako dosta prije de Lavalovog patenta započet, razvoj plinskih turbina išao je u povijesnom periodu mnogo sporije [8]. Uzrok su bile nedovoljne tehnološke mogućnosti, nedostatak materijala otpornih na visoke temperature i nedovoljno dobra aerodinamička rješenja potrebna u gradnji kompresora i turbina [8].

Tek oko 1905. godine Francuzi Lemale i Armengaud realiziraju prvu turbinu koja je davala koristan rad upotrebiv u korisne svrhe [8]. Jedinica se sastojala od dvostupanjske akcijske turbine koje je pokretala Rateauov višestupanjski centrifugalni kompresor [8]. Izgaranje se odvijalo u komori izgaranja smještenoj između turbine i kompresora ubrizgavanjem i zapaljenjem tekućeg goriva u struji komprimiranog zraka [8]. Da bi se mogla koristiti visoka temperatura plinova izgaranja turbinske lopatice i diskovi su se hladili ubrizgavanjem vode [8]. Kako je termodinamička iskoristivost bila svega 3%, što je bilo sasvim nedovoljno s obzirom na postignuti razvoj ostalih toplinskih strojeva, trebalo je proći još oko četiri desetljeća do široke primjene plinskih turbina, danas gotovo isključivo građenih za realizaciju otvorenog procesa s dovođenjem topline pri konstantnom tlaku [8].



Slika 9. Armengaud-Lemaleova plinska turbina [8]

U povijesnom razvoju još jedno plinsko-turbinsko postrojenje privlači pažnju. Hans Holzwarth je 1908. godine započeo rad na plinsko-turbinskom ciklusu s izgaranjem uz konstantni volumen [8]. Taj su rad nastavile pristalice tog ciklusa sve do današnjih dana [8]. Kod plinsko-turbinskog postrojenja kakvo je zamislio Holzwarth izgaranje tekućeg goriva u komori izgaranja uz konstantni volumen i povišeni tlak bilo je naizmjenično [8]. Vrući plinovi izgaranja su ekspandirali u Curtisovoj turbini [8]. Visoki tlak u komori izgaranja je postignut dovođenjem zraka za izgaranje pod tlakom [8]. Kod jedne realizirane jedinice, parna turbina je pogonila kompresor za komprimiranje zraka za izgaranje [8]. Para se dobivala u generatoru pare pomoću topline ispušnih plinova iz plinske turbine [8]. Iako su se Holzwarthove plinske turbine gradile u Njemačkoj i Švicarskoj, nisu dobile neku značajniju prednost zbog svoje kompliciranе konstrukcije, naizmjeničnog izgaranja koje je realizirano ispušnim ventilima na komori izgaranja (koji su se isto tako intenzivno trošili zbog visokih temperatura), velikih dimenzija i zbog općenito jako niske iskoristivosti [8]. Najveća iskoristivost koju je postiglo neko od Holzwarthovih postrojenja je bilo 13% [8].



Slika 10. Prototip Holzwathove plinske turbine [11]

U široku praktičnu primjenu u svom primarnom obliku plinska turbina kreće 1939. godine [8]. Nadolazeći ratni sukob dovodi do izgradnje podzemne električne centrale s plinskom turbinom u Neuchatlu u Švicarskoj kao izvor energije za nuždu u slučaju ratnih razaranja [8]. Brza spremnost za start i naglo opterećenje, mali gabariti, velika specifična snaga i niža cijena u

ovom su slučaju dominantne prednosti prema drugim postojećim rješenjima, kod čega je veći specifični potrošak goriva u ovom slučaju zbog malo broja radnih sati zanemariv [8].

Ratna zbivanja potiču u Engleskoj, Njemačkom i SSSR-u intenzivan rad na primjeni plinsko-turbinskog mlaznog motora u zrakoplovstvu [8]. Poimenično se u vezi s ovim razvojem najčešće ističe patent Sir Franka Whittlea 1939. godine u Engleskoj [8]. Poslije drugog svjetskog rata plinsko-turbinski mlazni motor u veoma kratkom roku eliminira stapni motor iz zrakoplovne propulzije, kod iole značajnijih jediničnih snaga motora, eliminirajući tehnologije i industriju za izradu stapnih zrakoplovnih motora u koje su utrošena ogromna sredstva i razvojni potencijal [8]. Ovo statistički nedvosmisleno ukazuje na nadmoć rješenja pogona s plinskom turbinom nad onim sa stapnim pogonom i unutarnjim izgaranjem barem u ovom području primjene, a posljedica je i bitno većih mogućnosti razvijanja veoma velikih pa čak i nadzvučnih brzina leta koje su nedostižne uz primjenu propelera gonjenog stapnim motorom [8].

Prve plinske turbine za proizvodnju električne energije proizvodi Brown Boveri od 1939. godine [1]. U pedesetima se vrše ispitivanja mogućnosti primjene plinske turbine za pogon brodova, lokomotiva te cestovnih vozila [1]. Korišteni su jednostavni ciklusi s kompresijskim omjerima oko 12 te iskoristivošću do 25% [1]. Tijekom šezdesetih plinske turbine se počinju javljati u većem broju u elektranama za vršna opterećenja zbog njihove sposobnosti brzog starta [1]. Iskoristivost je bila povećana zahvaljujući većim kompresijskim omjerima te većim temperaturama koje je mogućim učinilo hlađenje turbinskih lopatica [1].

Performanse plinsko-turbinskih tehnologija značajno su unaprijeđene u periodu od 1970. godine do danas [1]. Stupanj djelovanja plinsko-turbinskih energetskih postrojenja u tom se periodu udvostručio, a istovremeno je poboljšana pouzdanost te je znatno smanjena emisija štetnih tvari [1].

2.2 Materijali plinsko-turbinskih postrojenja

Materijali termoenergetskih postrojenja su općenito izloženi visokim i vrlo visokim temperaturama [1]. To za posljedicu ima bitno drukčije ponašanje materijala nego što je u slučaju hladnih ili umjereno temperiranih elemenata postrojenja [1]. Istezanje i naprezanje nisu više vremenski neovisni, proporcionalni i reverzibilni po Hookovom zakonu [1]. Materijali su

na visokim temperaturama podložni puzanju, tj. pod trajnim opterećenjem elementi se deformiraju sve jače u funkciji vremena [1].

Kod termoenergetskih postrojenja uglavnom je uobičajeno, za procjenu temperaturno opterećenih dijelova, koristiti vremenska razdoblja od 10^5 do $2 \cdot 10^5$ sati [1]. Ta vremena odgovaraju neprekidnom pogonu od oko 12 do 24 godine [1]. S obzirom na faktore sigurnosti, stvarni životni vijek termoenergetskog postrojenja je veći [1]. Ponekad se određenim dijelovima postrojenja propisuje kraće vrijeme pogona s potrebnom ranije zamjene tog dijela [1].

Povećanje temperaturne otpornosti materijala u pravilu se postiže visokim legiranjem čelika [1]. Legirni elementi dobri za visoke temperature jesu: molibden, vanadij, krom, nikal, kobalt, volfram, niobij [1]. Budući da su visoko legirani čelici vrlo skupi, projektiranje termoenergetskih postrojenja zahtijeva dobro poznavanje ekonomije, odnosno potrebno je napraviti postrojenje kvalitetno, ali i što jeftinije da bi bilo maksimalno isplativo [1]. Primjer u razlici cijena čelika jest da su legirani feritni čelici s malim udjelom kroma, molibdena i vanadija 2 do 5 puta skuplji od normalnog čelika, dok kod visokolegiranih austenitnih čelika poskupljenje može ići i do 50 puta, a legure visokotemperaturne otpornosti, uglavnom na bazi nikla, s malim udjelom željeza mogu biti još puno skuplje [1].

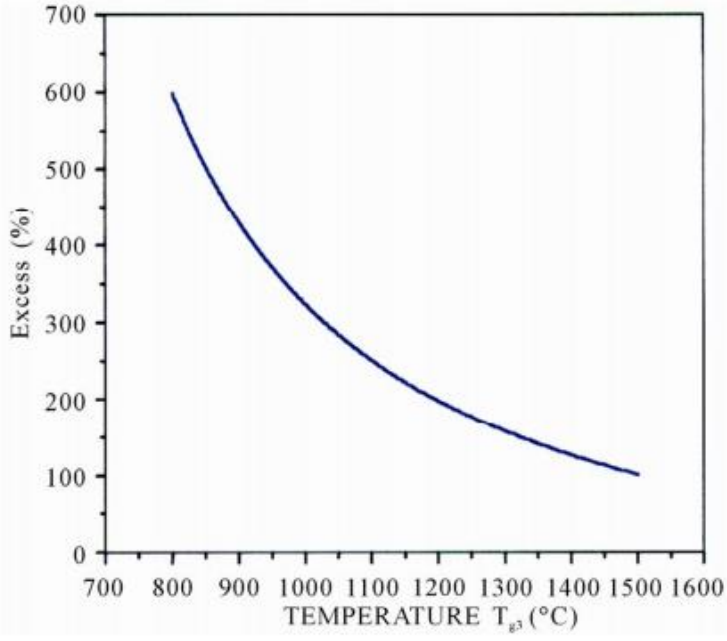
Osnovni problem u razvoju temperaturno otpornih materijala jest potreba za dugotrajnim, odnosno dugogodišnjim ispitivanjem [1]. Karakteristike puzanja ne mogu se ispitati kratkoročnim metodama jer tu kratkoročni rezultati ne zadovoljavaju [1]. To znači da bi se svaki novi materijal, prije upotrebe u termoenergetskim postrojenjima, morao 12 godina ispitivati na visokim temperaturama, ako se želi znati vrijednost naprezanja koje nakon 100 000 sati, na određenoj temperaturi, izaziva lom [1]. Ipak, ispitivanja pokazuju da se ovisnost vremenske granice loma o vremenu može prikazati u dijagramu u obostrano logaritamskom mjerilu, pokazujući tada linearnu ovisnost [1]. Time se kraćim ispitivanjem i ekstrapolacijom dobivenih rezultata može doći do željenih vrijednosti [1].

3. REGULACIJA TEMPERATURE DIMNIH PLINOVA NA ULAZU U TURBINU

Kao što je objašnjeno u prethodnom poglavlju, visoke temperature dimnih plinova koji nastaju u komori izgaranja imaju izrazito negativan utjecaj na vijek trajanja materijala turbinskih lopatica. Stoga je potrebno temperaturu dimnih plinova na ulazu u turbinu ograničiti na vrijednost koju materijali turbine mogu podnijeti, a da istovremeno ona bude dovoljno visoka kako bi plinsko-turbinsko postrojenje postiglo zadovoljavajući stupanj djelovanja.

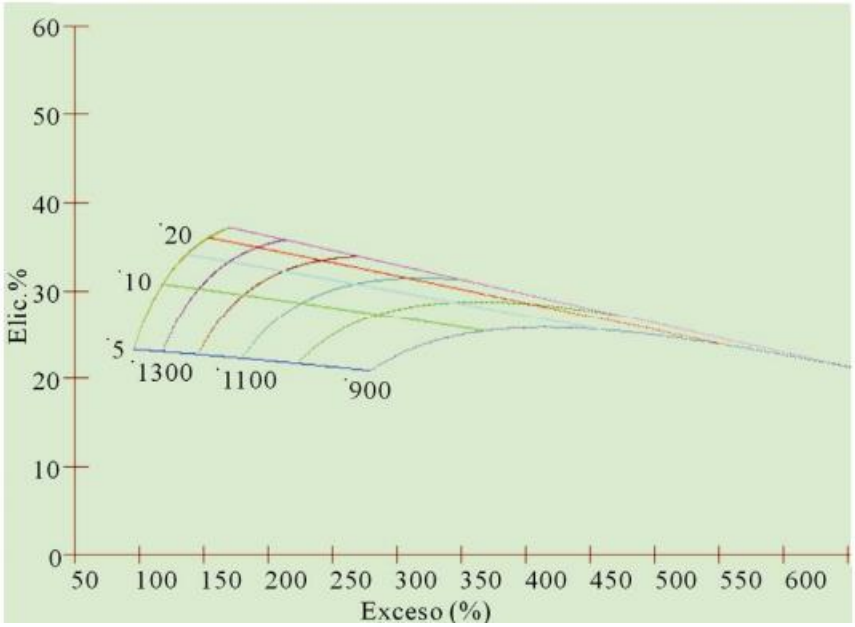
3.1 Pretičak zraka

Metoda s velikim pretičkom zraka je konvencionalna metoda regulacije temperature izgaranja u plinsko-turbinskim postrojenjima. Prilikom miješanja goriva i zraka ubacuje se znatno veća količina zraka od one koja je potrebna za osiguravanje potpunog izgaranja goriva. Osim količine zraka i goriva, na temperaturu izgaranja utječu i njegov tlak i temperatura kao i vlažnost. Kod današnjih plinsko-turbinskih postrojenja, pretičak zraka može iznositi čak 6, što znači da se u komoru izgaranja dovodi 6 puta više zraka nego što je to minimalno potrebno za proces potpunog izgaranja.



Slika 11. Utjecaj pretička zraka na temperaturu izgaranja [12]

No, treba uzeti u obzir da povećanjem pretička zraka dolazi i do povećanja rada kompresora, jer se veća količina vanjskog zraka ubacuje u kompresor, što kao posljedicu ima negativan utjecaj na ukupni stupanj djelovanja postrojenja. Slika 12 prikazuje utjecaj različitih vrijednosti pretička zraka na stupanj djelovanja postrojenja. Na osi ordinate nalaze se vrijednosti stupnja djelovanja postrojenja u postotcima dok se na osi apscisa nalaze vrijednosti pretička zraka, također u postotcima.



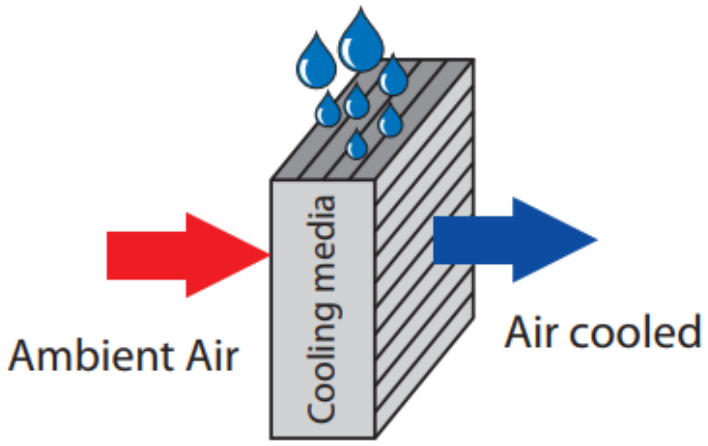
Slika 12. Utjecaj pretička zraka i kompresijskog omjera na stupanj djelovanja postrojenja [12]

3.2 Hlađenje zraka na ulazu u kompresor

Rad samog plinsko-turbinskog postrojenja izravno je vezan s karakteristikama vanjskog zraka koji se dobavlja u kompresor. To naročito dolazi do izražaja u vrućim i suhim krajevima [13]. Komponente plinsko-turbinskog postrojenja rade s konstantnim volumenskim protokom dok je njihova izlazna snaga određena masenim protokom [13]. Prema tome, hlađenjem zraka određenog volumenskog protoka na ulazu u kompresor povećava se njegova gustoća što za posljedicu ima povećanje masenog protoka. Ova se metoda primarno primjenjuje za povećanje snage, jer veća gustoća zraka u komori izgaranja rezultira većom snagom i stupnjem djelovanja pri istoj količini uloženog goriva. No, kako se smanjenjem temperature zraka na ulazu u kompresor smanjuje i njegova temperatura na izlazu iz kompresora, to izravno utječe i na smanjenje temperature izgaranja. Neke od metoda za hlađenje zraka na ulazu u kompresor su

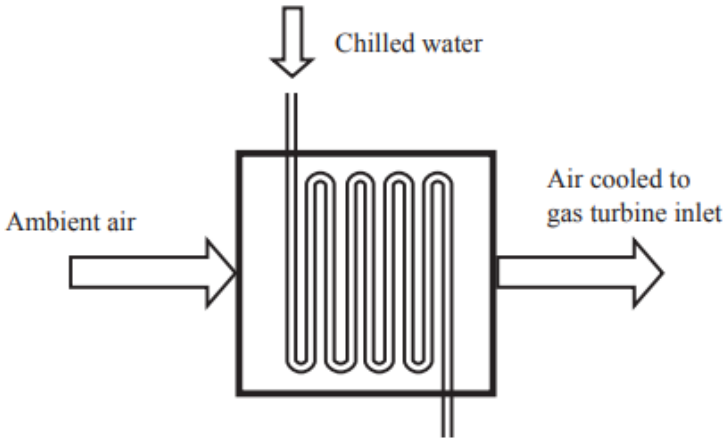
evaporativno hlađenje, primjenom apsorpcijskog hladnjakom i primjenom mehaničkog hladnjaka [13].

Kod evaporativnog hlađenja zrak se hladi iskorištavanjem latentne topline isparavanja vode [13]. Voda isparava s panela, koji predstavlja medij hlađenja, prilikom čega dolazi do pretvorbe njene osjetne topline u latentnu toplinu [13].



Slika 13. Shematski prikaz evaporativnog hlađenja [13]

Apsorpcijski hladnjak za pogon najčešće koristi otpadnu toplinu dimnih plinova te koristi izmjenjivač topline za hlađenje vanjskog zraka [13]. U termoelektranama apsorpcijski sustavi za hlađenje koriste kombinaciju amonijaka i vode ili litija, broma i vode [13]. Mehanički hladnjak za pogon koristi snagu proizvedenu na turbini što utječe na izlaznu snagu procesa [13]. Dodatni nedostatak ove metode su veći investicijski troškovi kao i troškovi održavanja, zbog korištenja pumpi za distribuciju vode, u odnosu na prethodno spomenute metode hlađenja [13].



Slika 14. Shematski prikaz hladnjaka [13]

3.3 Ubrizgavanje vode u dimne plinove

U današnjim plinsko-turbinskim postrojenjima koristi se metoda ubrizgavanja vode, zajedno s gorivom, izravno u komoru izgaranja. To za posljedicu ima smanjenje emisije štetnog NO_x-a kao i povećanje snage, jer se ubrizgavanjem vode povećava masa dimnih plinova koji ulaze u turbinu te se u isto vrijeme smanjuje njihova temperatura. U ovom će radu biti predstavljen model temeljen na ovoj metodi, no kod kojeg se voda ne ubrizgava u komoru izgaranja, već u dimne plinove nakon završetka procesa izgaranja.

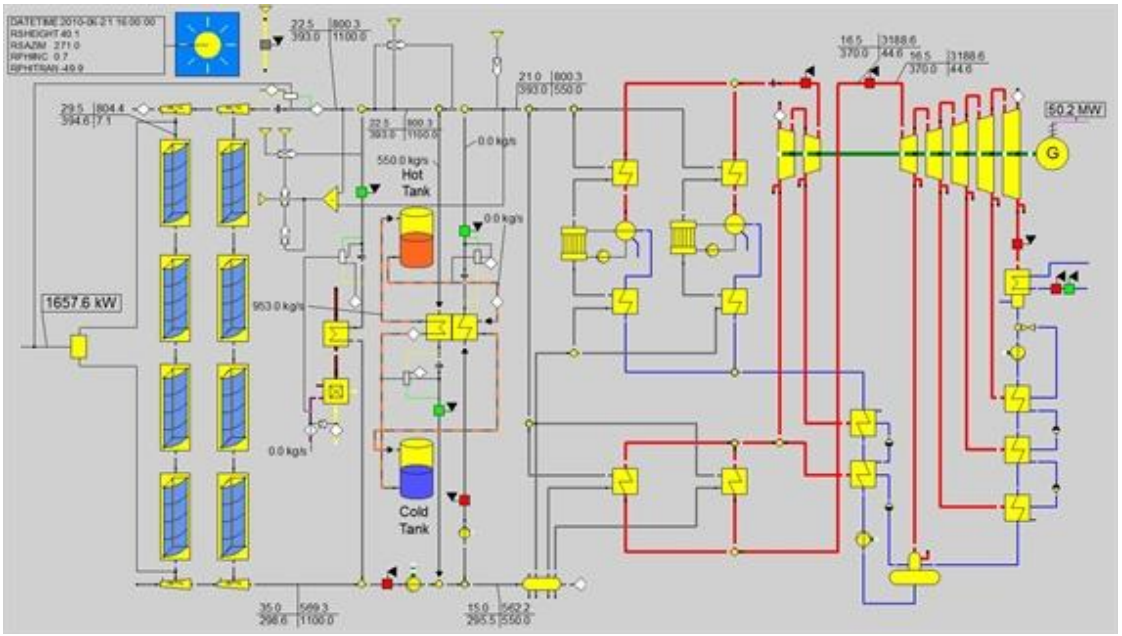
Umjesto konvencionalnog izgaranja s velikim pretičkom zraka, izgaranje se u ovom slučaju odvija sa samo onoliko zraka koliko je potrebno da ono bude potpuno. Nakon toga se u nastale dimne plinove ubacuje voda kako bi se snizila njihova temperatura prije samog ulaska u turbinu. Ovakva metoda hlađenja dimnih plinova se nije uobičajena u današnjim procesima te će se stoga u ovom radu razmatrati njen utjecaj na iskoristivost plinsko-turbinskog postrojenja.

4. EBSILON PROFESSIONAL

EBSILON Professional je program u kojem se vrši simulacija kružnih termodinamičkih procesa i koristi se za projektiranje, modeliranje i optimizaciju postrojenja [14].

Izumio ga je Johannes Janicka 1991. godine [14]. U početku je korišten u *DOS* operativnom sustavu i računale su se jednostavnije operacije [14]. Nakon uspješne prve verzije kompanija *SOFBID*, koja je kasnije prodana *STEAG* grupi, započela je s distribucijom te se program počeo upotrebljavati u termodinamičkim postrojenjima [14]. *STEAG* grupa je jedna od najvećih njemačkih kompanija te peti najveći njemački proizvođač električne energije [14]. Sjedište grupe je u njemačkom gradu Essen, a ukupno imaju osam velikih postrojenja u Njemačkoj te još tri u Turskoj, Kolumbiji i na Filipinima [14]. U Njemačkoj imaju još nekoliko manjih postrojenja [14].

Kao program za modeliranje termodinamičkih procesa, softver nudi različite mogućnosti za projektiranje i simuliranje velikog broja postrojenja i procesa u kojima se računa termodinamička iskoristivost i simulira režim rada za različita opterećenja [14]. U novijim verzijama postoji mogućnost projektiranja solarnih postrojenja [14].

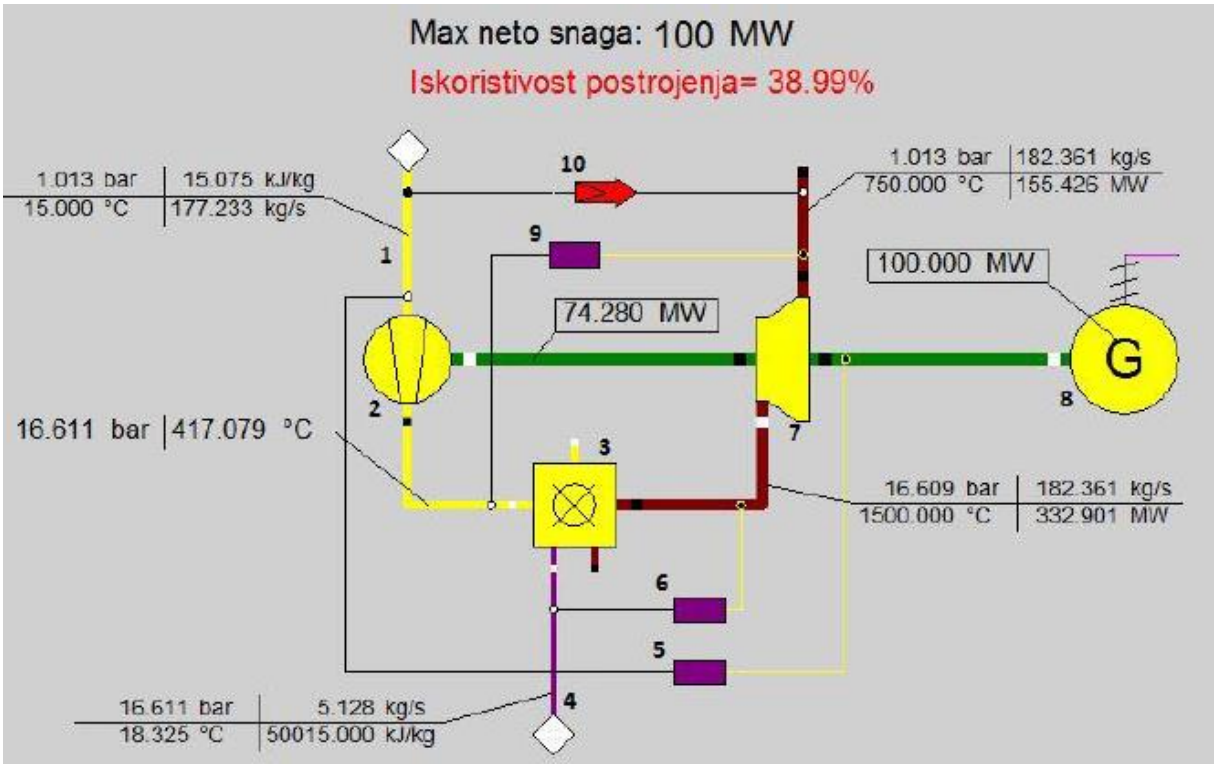


Slika 15. Primjer postrojenja u EBSILON Professional-u [15]

U ovom radu *EBSILON Professional* nije korišten za simulaciju plinsko-turbinskog postrojenja, već su ulazni podaci za modeliranje preuzeti iz već postojećih modela napravljenih u ovom programskom paketu. Time se dolazi do mogućnosti usporedbe rezultata dobivenih korištenjem programa *EBSILON Professional* i rezultata dobivenih modeliranjem postrojenja korištenjem klasičnog matematičkog modela.

4.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja

Kao što je objašnjeno u poglavlju 1, osnovni oblik plinsko-turbinskog postrojenja sastoji se od kompresora, komore izgaranja i turbine. Slika 16 prikazuje shemu takvog postrojenja modeliranog u *EBSILON Professional*–u.



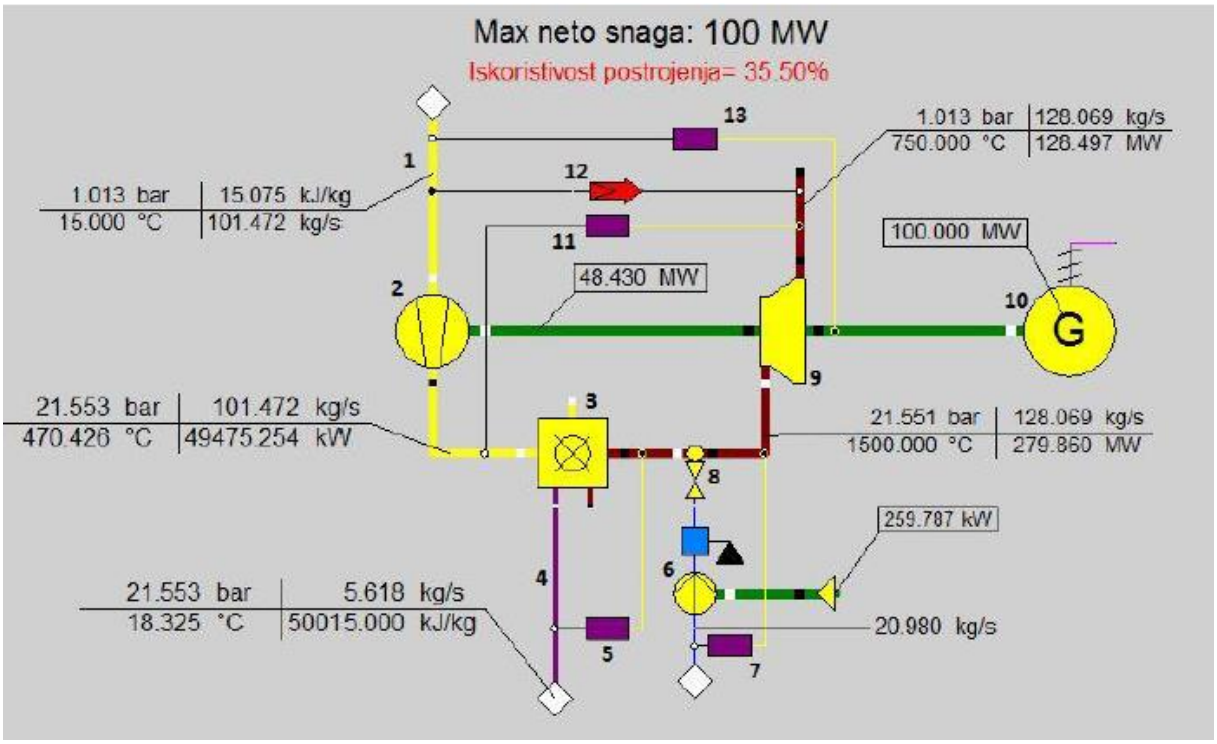
Slika 16. Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja u EBSILON Professional-u [14]

Ulazni podaci definirani prije izrade modela su: tlak okoliša p_{ok} = 1,013 bar, temperatura okoliša ϑ_{ok} = 15 °C, temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu $\vartheta_{dp,ul}$ = 1500 °C, temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine $\vartheta_{dp,izl}$ = 750 °C te neto snaga dobivena na generatoru P_{gen} = 100 MW. Također, zadano je da se kao gorivo koristi čisti metan dok su svi

ostali podaci dobiveni samom simulacijom, odnosno iteracijama koje preko komponenata regulacije vrši program. Termodinamička iskoristivost dobivena iz ovakvog modela iznosi η = 38,99 %.

4.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove

U poglavlju 3.3 navedeno je kako će predmet ovo rada biti analiza utjecaja metode hlađenja dimnih plinova vodom na termodinamičku iskoristivost postrojenja. Kao i za osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja, prethodno je izrađena simulacija ovog modela u programu *EBSILON Professional* te će on poslužiti kao predložak za matematičko modeliranje.



Slika 17. Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove u EBSILON Professional-u [14]

Ulazni podaci jednaki su ulaznim podacima iz 4.1 uz razliku da se temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu ne ograničava pretičkom zraka, već se izgaranje odvija u smjesi s onoliko zraka koliko je potrebno da izgaranje bude potpuno, nakon čega se ubrizgavanjem vode u dimne plinove njihova temperatura snižava na $\vartheta_{dp,ul}$ = 1500 °C. Termodinamička iskoristivost u ovom slučaju iznosi η = 35,50 %.

5. MATEMATIČKI MODEL

U ovom će poglavlju biti prikazan matematički model osnovnog plinsko-turbinskog postrojenja, kao i postrojenja u kojem se dimni plinovi hlade vodom. Također, za svaki model napravljena su dva scenarija. Jedan se scenarij odnosi na proračun pomoću baze termodinamičkih podataka *CoolProp*, dok se drugi odnosi na proračun korištenjem Termodinamičkih tablica autora Kuzme Ražnjevića. Svi prikazani proračuni izrađeni su u *Microsoft Excel*-u u koji je dodana spomenuta baza termodinamičkih podataka *CoolProp*. Pomoću nje se na osnovu dvije poznate veličine stanja nekog plina može odrediti treća. Ovime se želi ispitati utjecaj izvora podataka na rezultate proračuna.

5.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja

5.1.1 Kompresor

Jednadžba (1) izražava kompresijski omjer kompresora plinsko-turbinskog postrojenja. Tlak na izlazu iz kompresora u ovom trenutku proračuna se pretpostavlja.

$$\varepsilon_k = \frac{p_2}{p_1} \tag{1}$$

Iz jednadžbe (2) vidljivo je kako vrijednost tlaka zraka na ulazu u kompresor odgovara tlaku okoliša.

$$p_1 = p_{ok} \tag{2}$$

Iz jednadžbe (3) vidljivo je kako vrijednost temperature zraka na ulazu u kompresor odgovara temperaturi okoliša.

$$T_1 = T_{ok} \tag{3}$$

Jednadžbom (4) dana je vrlo jednostavna veza između Kelvinove i Celzijeve temperaturne skale [16].

$$T(K) = \vartheta(°C) + 273{,}15 \tag{4}$$

Jednadžba (5) daje odnos temperatura na početku i na kraju kompresije ukoliko bi kompresija bila izentropska [16].

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}} = \varepsilon_k^{\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}} \quad \textbf{(5)}$$

Iz te relacije može se prema jednadžbi (6) izračunati temperatura na kraju izentropske kompresije, koristeći izentropski eksponent zraka.

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_{zr}-1}{\kappa_{zr}}} \quad \textbf{(6)}$$

Kako se u stvarnosti, zbog disipacije energije, kompresija ne odvija izentropski, već politropski, to utječe na stupanj djelovanja kompresora koji je izražen jednadžbom (7) [17].

$$\eta_k = \frac{T_{2s}-T_1}{T_2-T_1} \quad \textbf{(7)}$$

Iz prethodnog izraza dolazi se do jednadžbe (8) kojom se može izračunati stvarna temperatura zraka na kraju kompresije. Stupanj djelovanja kompresora definiran je preuzetim modelom izrađenim u programu *Ebsilon Professional* te iznosi $\eta_k = 0{,}85$.

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s}-T_1}{\eta_k} \quad \textbf{(8)}$$

Nakon što su poznate temperature T_1 i T_2 može se za njihove vrijednosti očitati entalpija te izračunati snaga za pogon kompresora prema jednadžbi (9) [16]. Mehanički stupanj djelovanja kompresora također je definiran u postojećem modelu te iznosi $\eta_m = 0{,}99$.

$$P_{komp} = \frac{q_{m,zr}\cdot(h_2-h_1)}{\eta_m} \quad \textbf{(9)}$$

Iznos masenog protoka zraka i tlaka p_2 u ovom dijelu proračuna nisu poznati te se oni pretpostavljaju.

5.1.2 Izgaranje

5.1.2.1 Sastav goriva

Kao gorivo odabran je plin koji se nakon obrade u distribucijski plinovod šalje s lokacije CPS Molve. Sastav plina ispitan je laboratorijski (Tablica 1).

Tablica 1. Sastav goriva [18]

Sudionik	Molarni udio
CH_4	0,91365
C_2H_6	0,04799
C_3H_8	0,0015
C_4H_{10}	0,00004
N_2	0,03682

Uzorkovanje plina izvršeno je 3.10.2017. godine, a njegova donja ogrjevna vrijednost pri temperaturi od ϑ_G=15 °C također je laboratorijski ispitana te iznosi [18]:

$$H_{d,v} = 34{,}311 \text{ MJ/m}^3. \quad \textbf{(10)}$$

U Tablica 2 prikazane su molarne mase pojedinih plinova u sastavu goriva, kao i molarne mase svih plinova relevantnih za proračun. Jednadžbom (11) dan je izraz za izračun molarne mase goriva [16].

$$M_g = \sum_{i=1}^{n} y'_i \cdot M_{i,g} \quad \textbf{(11)}$$

Tablica 2. Molarne mase pojedinih plinova

Plin	Molarna masa
N_2	28,02
CH_4	16,03
C_2H_6	30,06
C_3H_8	58,13
C_4H_{10}	44,10
O_2	32,00
H_20	18,02
CO_2	44,01
zrak	28,96

Pomoću jednadžbe (12) izračunava se molarni volumen goriva [16].

$$V_{m,g} = \frac{T_g \cdot R_m}{p_{ok,ISO} \cdot 10^2} \quad \textbf{(12)}$$

Tlak okoliša $p_{ok,ISO}$ je u jednadžbi (12) propisan prema ISO standardnim uvjetima te iznosi 1,01325 bar. Slijedi izračun gustoće goriva na temperaturi ϑ_G=15 °C prema jednadžbi (13).

$$\rho_g = \frac{M_g}{V_{m,g}} \quad \textbf{(13)}$$

Prema jednadžbi (14) dolazi se do donje ogrjevne vrijednosti goriva izražene u kJ/kg [16].

$$H_d = \frac{H_{d,v}}{\rho_g} \cdot 10^3 \quad \textbf{(14)}$$

5.1.2.2 Stehiometrijske jednadžbe izgaranja

Sljedeće jednadžbe prikazuju stehiometrijske odnose izgaranja sudionika goriva prikazanih u Tablici 1 [19].

$$CH_4 + 2\ O_2 \rightarrow CO_2 + 2\ H_2O \quad \textbf{(15)}$$

$$C_2H_6 + 3{,}5\ O_2 \rightarrow 2\ CO_2 + 3\ H_2O \quad \textbf{(16)}$$

$$C_3H_8 + 5\ O_2 \rightarrow 3\ CO_2 + 4\ H_2O \quad \textbf{(17)}$$

$$C_4H_{10} + 6{,}5\ O_2 \rightarrow 4\ CO_2 + 5\ H_2O \quad \textbf{(18)}$$

N_2 je negorivi sastojak te on stoga ne sudjeluje u izgaranju već samo prolazi komorom izgaranja i plinskom turbinu primajući i predajući pritom toplinu.

Jednadžba (19) izražava minimalnu količinu kisika (kmol) koja je potrebna za potpuno izgaranje jednog kilomola goriva [19].

$$O_{min} = 2 \cdot y'_{CH_4} + 3 \cdot y'_{C_2H_6} + 4 \cdot y'_{C_4H_8} + 5 \cdot y'_{C_5H_{10}} \quad \textbf{(19)}$$

Kisik potreban za izgaranje dovodi se atmosferskim zrakom [19]. Budući da je molni sadržaj kisika u zraku $y_{O_2} = 0{,}21$, tada je minimalna količina zraka za izgaranje, izražena u kilomolu zraka po kilomolu goriva, jednaka [19]:

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0{,}21} \quad \textbf{(20)}$$

Pri izgaranju se rijetko dovodi u komoru izgaranja minimalna količina zraka, već stvarna L_{stv}, koja se računa prema jednadžbi (21) [19].

$$L_{stv} = \lambda \cdot L_{min} \quad \textbf{(21)}$$

Faktor pretička zraka λ daje odnos između količine zraka i goriva koje se dovode u komoru izgaranja te se on u ovom trenutku proračuna pretpostavlja.

5.1.2.3 Produkti izgaranja

Jednadžbom (22) dan je izraz za količinu CO_2 (kmol) koja nastaje izgaranjem jednog kilomola goriva [19].

$$n_{CO_2} = y'_{CH_4} + 2 \cdot y'_{C_2H_6} + 3 \cdot y'_{C_3H_8} + 4 \cdot y'_{C_4H_{10}} \quad \textbf{(22)}$$

Količina dušika (kmol) koji prolazi kroz komoru izgaranja po jednom kilomolu uloženog goriva računa se prema jednadžbi (23) [19].

$$n_{N_2} = y'_{N_2} + 0{,}79 \cdot \lambda \cdot L_{stv} \quad \textbf{(23)}$$

Iz prethodne jednadžbe vidljivo je kako dušik u dimnim plinovima nastaje iz goriva te iz zraka koji se dovodi u komoru izgaranja.

Jednadžbom (24) računa se količina vodene pare koja nastaje izgaranjem jednog kilomola goriva [19].

$$n_{H_2O} = 2 \cdot y'_{CH_4} + 3 \cdot y'_{C_2H_6} + 4 \cdot y'_{C_3H_8} + 5 \cdot y'_{C_4H_{10}} \quad \textbf{(24)}$$

Iz jednadžbe (25) računa se količina kisika u dimnim plinovima nakon izgaranja jednog kilomola goriva [19].

$$n_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{min} \quad \textbf{(25)}$$

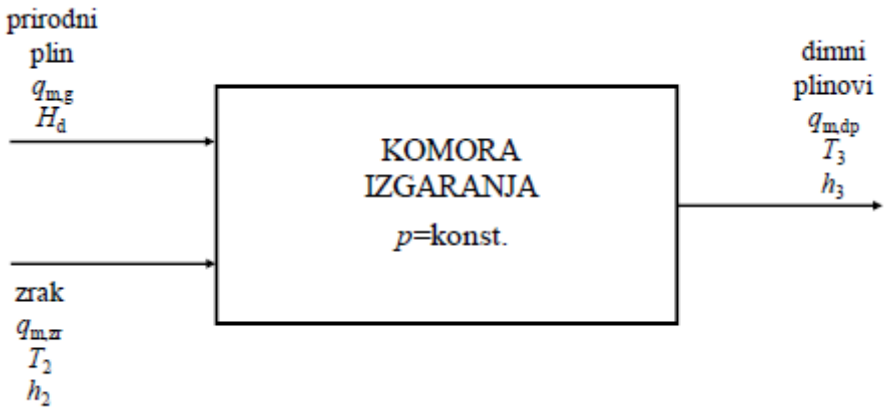
Vidljivo je kako sav kisik u dimnim plinovima nastaje iz zraka koji se dovodi u komoru izgaranja, te njegova količina ovisi isključivo o pretičku zraka.

Ukupna količina dimnih plinova nastalih izgaranjem jednog kilomola goriva računa se prema jednadžbi (26) [19].

$$n_{dp} = n_{CO_2} + n_{N_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} \quad \textbf{(26)}$$

5.1.2.4 Komora izgaranja

U komori izgaranja dolazi do miješanja i zapaljenja smjese goriva te zraka iz kompresora pri čemu se kemijska energija goriva pretvara u toplinsku. Proces se odbija izobarno, na tlaku zraka koji dolazi iz kompresora. Shema komore izgaranja prikazana je Slika 18.



Slika 18. Shematski prikaz komore izgaranja

Jednadžbom (27) dana je masena bilanca komore izgaranja [19].

$$q_{m,z} + q_{m,g} = q_{m,dp} \quad \textbf{(27)}$$

Maseni se protok zraka pretpostavlja, dok se maseni protok goriva računa prema jednadžbi (28) [20].

$$q_{m,g} = \frac{q_{m,z} \cdot M_g}{\lambda \cdot L_{min} \cdot M_z} \quad \textbf{(28)}$$

Jednadžbom (29) izražena je energetska bilanca komore izgaranja [19].

$$q_{m,zr} \cdot h_2 + q_{m,g} \cdot H_d = q_{m,dp} \cdot h_3 \quad \textbf{(29)}$$

Iz prethodne jednadžbe dolazi se do izračuna specifične entalpije dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja.

$$h_3 = \frac{q_{m,zr} \cdot h_2 + q_{m,g} \cdot H_d}{q_{m,dp}} \quad \textbf{(30)}$$

Prema postojećem modelu na osnovu kojeg se izrađuje ovaj matematički model definirano je kako temperatura na ulazu u turbinu mora iznositi $\vartheta_{dp,ul}$ = 1500 °C. Kod osnovnog modela plinsko-turbinskog postrojenja ona se regulira pretičkom zraka u komori izgaranja. Korištenjem *CoolPropa*, na osnovu poznate temperature izgaranja i pretpostavljenog tlaka kompresije dobivena je vrijednost specifične entalpije dimnih plinova. Nakon poznate njene vrijednosti, iterativno se mijenja faktora pretička zraka λ kako bi se ta ista vrijednost dobila prema jednadžbi (30). Time se promjenom omjera zraka i goriva u komori izgaranja osigurava da će temperatura na ulazu u turbinu iznositi točno $\vartheta_{dp,ul}$ = 1500 °C.

Prilikom proračuna korištenjem Termodinamičkih tablica faktor pretička zraka se također pretpostavlja te se zatim njegova stvarna vrijednost računa iterativnim postupkom s obzirom na poznatu temperaturu dimnih plinova prema jednadžbi (31) [20].

$$\vartheta_{dp} = \frac{H_{d,m} + \lambda \cdot L_{min} \cdot \left[C_{mp,z}\right]_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2}{\sum n_i \cdot \left[C_{mp,i}\right]_0^{\vartheta dp}} \quad \textbf{(31)}$$

U prethodnoj jednadžbi ϑ_{dp} iznosi $\vartheta_{dp,ul}$ = 1500 °C, n_i predstavlja količinu pojedinog sudionika u dimnim plinovima izraženu po kilomolu uloženog goriva, dok je $\left[C_{mp,i}\right]_0^{\vartheta_{dp}}$ srednji molarni toplinski kapacitet odgovarajućeg sudionika u dimnim plinovima između temperature od 0 °C te ϑ_{dp} = 1500 °C. Temperatura ϑ_2 jednaka je temperaturi zraka nakon kompresije te je $\left[C_{mp,z}\right]_0^{\vartheta_2}$ srednji molarni toplinski kapacitet zraka između temperature 0 °C i ϑ_2. Veličina $H_{d,m}$ predstavlja ogrjevnu vrijednost goriva izraženu u kJ/kmol te se računa prema jednadžbi (32).

$$H_{d,m} = H_d \cdot M_g \quad \textbf{(32)}$$

Preostale jednadžbe u ovome modelu vrijede za oba scenarija, odnosno ne ovise o izvoru podataka.

Uz poznatu stvarnu vrijednost faktora pretička zraka λ, prema jednadžbi (33) određuje se molarni udio pojedinog sudionika u dimnim plinovima [16].

$$y_i = \frac{n_i}{n_{dp}} \quad \textbf{(33)}$$

Iz molarnog udjela pojedinog sudionika u dimnim plinovima određuje se molarna masa dimnih plinova prema jednadžbi (34) [16].

$$M_{dp} = \sum y_i \cdot M_{i,dp} \quad \textbf{(34)}$$

Slijedi izračun masenog udjela pojedinog sudionika u dimnim plinovima koristeći jednadžbu (35) [16].

$$x_i = y_i \cdot \frac{M_i}{M_{dp}} \quad \textbf{(35)}$$

Jednadžbom (36) se zatim izračunava specifična entalpija dimnih plinova na temperaturi ϑ_{dp} = 1500 °C [16].

$$h_3 = \sum x_i * h_{3,i} \quad \textbf{(36)}$$

5.1.3 Plinska turbina

Proces ekspanzije dimnih plinova u turbini odvija se od tlaka izgaranja do tlaka okoliša. Kako je tlak izgaranja jednak tlaku kompresije, omjer tlakova ekspanzije u turbini jednak je kompresijskom omjeru kompresora, kao što je prikazano jednadžbom (37).

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} = \varepsilon_k \quad \textbf{(37)}$$

Idealna ekspanzija u turbini bila bi izentropska. Kako u stvarnosti postoje određeni gubitci prilikom ekspanzije, ona nije izentropska, već politrospka te se iskoristivost turbine tada računa prema jednadžbi (38) [17].

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad \textbf{(38)}$$

Prema postojećem modelu izrađenom u *Ebsilon Professional*-u, definirana je iskoristivost turbine u iznosi od $\eta_t = 0{,}9$, te temperature $T_3 = 1773{,}15$ K i $T_4 = 1023{,}15$ K iz čega se

prema jednadžbi (39) dobiva temperatura na kojoj bi završila ekspanzija ukoliko bi se ona odvijala izentropski.

$$T_{4s} = T_3 + \frac{T_4 - T_3}{\eta_t} \quad \textbf{(39)}$$

Jednadžba (40) daje omjer temperatura i tlakova prilikom izentropske ekspanzije u turbini, koristeći pritom izentropski eksponent dimnih plinova [16].

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa_{dp}-1}{\kappa_{dp}}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_{dp}-1}{\kappa_{dp}}} = \varepsilon_k^{\frac{\kappa_{dp}-1}{\kappa_{dp}}} \quad \textbf{(40)}$$

Iz jednadžbe (40) iterativnim se postupkom određuje stvarna vrijednost tlaka ekspanzije p_3, odnosno tlaka kompresije p_2.

Specifična entalpija dimnih plinova na kraju ekspanzije određena je jednadžbom (41) [16].

$$h_4 = \sum x_i \cdot h_{4,i} \quad \textbf{(41)}$$

Jednadžbom (42) računa se snaga koja se dobiva ekspanzijom dimnih plinova u turbini [16]. Mehanički stupanj djelovanja turbine jednak je kao i kod kompresora te iznosi $\eta_m = 0{,}99$.

$$P_t = \eta_m \cdot \frac{q_{m,dp} \cdot (h_3 - h_4)}{10^3} \quad \textbf{(42)}$$

5.1.4 Stupanj djelovanja čitavog postrojenja

Kao što je objašnjeno u poglavlju 2, kompresor rad za pogon dobiva od turbine pa je stoga snaga plinsko-turbinskog postrojenja izražena jednadžbom (43) [16].

$$P_P = P_t - P_k \quad \textbf{(43)}$$

Stvarna snaga koja se dobiva na stezaljkama generatora umanjena je za gubitke samog generatora te se računa prema jednadžbi (44). Stupanj djelovanja generatora definiran je u postojećem modelu izrađenom u *Ebsilon Professional*-u te iznosi $\eta_{gen} = 98{,}4\%$.

$$P_{gen} = \eta_{gen} \cdot P_P \quad \textbf{(44)}$$

U postojećem modelu također je zadano da snaga na stezaljkama generatora mora iznositi $P_{gen} = 100$ MW. Na osnovu te vrijednosti dolazi se do stvarnog iznosa masenog protoka zraka kroz kompresor $q_{m,zr}$, a zatim prema jednadžbi (28) i do stvarnog iznosa masenog protoka goriva $q_{m,g}$ potrebnog za izgaranje.

Prema jednadžbi (45) dolazi se do vrijednosti ukupnog stupnja djelovanja plinsko-turbinskog postrojenja [16].

$$\eta_P = \frac{P_{gen} \cdot 10^3}{q_{m,g} \cdot H_d} \quad \textbf{(45)}$$

5.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove

Matematički model ovakvog postrojenja jednak je za proračun kompresora, stehiometrijskih jednadžbi izgaranja, produkata izgaranja te plinske turbine kao i za postrojenje s osnovnim plinsko-turbinskim ciklusom. Jedina razlika je što se faktor pretička zraka u ovakvom modelu ne pretpostavlja, već je u samom početku proračuna poznata njegova točna vrijednost koja iznosi $\lambda = 1{,}05$. Stoga će u ovom poglavlju biti objašnjen proračun ostalih dijelova postrojenja koji su različiti u odnosu na osnovni model kao i dijelova postrojenja koji se ne nalaze u osnovnom modelu. Razlika u proračunu korištenjem baze podataka *CoolProp* i Termodinamičkim tablicama, kao i u prethodno opisanom modelu, vidljiva je samo kod proračuna komore izgaranja.

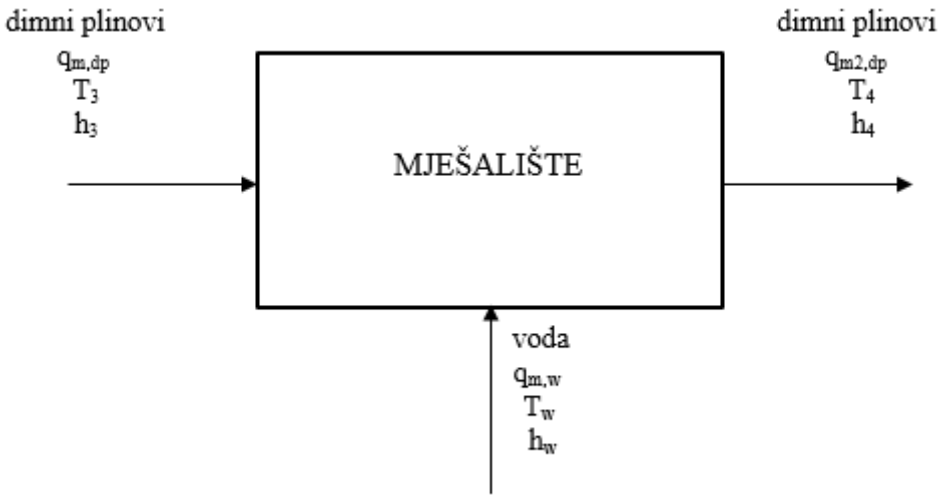
5.2.1 Komora izgaranja

Na osnovu pretpostavljene vrijednosti masenog protoka zraka $q_{m,zr}$ te masenog protoka goriva $q_{m,g}$ izračunatog prema jednadžbi (28), iz jednadžbe (30) izračunava se specifična entalpija dimnih plinova nakon izgaranja h_3. Zatim se, korištenjem baze podataka *CoolProp*, na osnovu poznate entalpije dimnih plinova i pretpostavljenog tlaka kompresije dolazi do vrijednosti temperature dimnih plinova nakon izgaranja ϑ_{dp}.

Kod proračuna korištenjem Termodinamičkih tablica, temperatura izgaranja se određuje iterativnim postupkom pomoću jednadžbe (31). Nakon izračuna temperature, specifična entalpija dimnih plinova nakon izgaranja određuje se jednadžbom (34).

5.2.2 Mješalište

U poglavlju 3.3 objašnjeno je kako se u ovom modelu, nakon izgaranja dimnih plinova na visokoj temperaturi bez dodatne količine zraka, oni hlade dodavanjem vode. U tu svrhu u sustav se dodaje komponenta mješalište, gdje dolazi do miješanja vrućih dimnih plinova i vode koja se pomoću pumpe doprema u samo mješalište. Tlak i temperature vode definirani su u postojećem modelu izrađenom u programu *Ebsilon Professional* te oni iznose $p_w = 100$ bar te $\vartheta_w = 15$ °C. Slika 19 prikazuje shemu mješališta.



Slika 19. Shematski prikaz mješališta

Jednadžbom (46) dana je masena bilanca mješališta [16].

$$q_{m,dp} + q_{m,w} = q_{m,dp} \quad \textbf{(46)}$$

Energetska bilanca mješališta izražena je jednadžbom (47) [16].

$$q_{m,dp} \cdot h_3 + q_{m,w} \cdot h_w = q_{m2,dp} \cdot h_4 \quad \textbf{(47)}$$

Jednadžba (47) može se izraziti i na drugačiji način, kako je prikazano jednadžbom (48).

$$q_{m,dp} \cdot h_3 + q_{m,w} \cdot h_w = q_{m,dp} \cdot h_{4'} + q_{m,w} \cdot h_{w'} \quad \textbf{(48)}$$

U prethodnoj jednadžbi specifična entalpija $h_{4'}$ predstavlja specifičnu entalpiju dimnih plinova istog sastava kakvim su ušli u mješalište, ali na temperaturi $\vartheta_4 = \vartheta_{dp,ul} = 1500$ °C i tlaku kompresije p_2. Specifična entalpija $h_{w'}$ odnosi se na specifičnu entalpiju pregrijane pare na temperaturi $\vartheta_4 = \vartheta_{dp,ul} = 1500$ °C i tlaku kompresije p_2.

Iz jednadžbe (48) slijedi izraz za maseni protok vode potreban za hlađenje dimnih plinova na odgovarajuću temperaturu.

$$q_{m,w} = q_{m2,dp} \cdot \frac{h_3 - h_{4'}}{h_{w'} - h_w} \quad \textbf{(49)}$$

Poznajući masene udjele pojedinih sudionika u dimnim plinovima prije miješanja, izračunate prema jednadžbama (33), (34) i (35), moguće je odrediti njihove masene protoke prema jednadžbi (50) [16].

$$q_{m,i} = x_i \cdot q_{m2,dp} \quad \textbf{(50)}$$

Poznajući tako protok vodene pare prije mješališta i protok vode koji se ubacuje u mješalište dolazi se do protoka vodene pare nakon miješanja.

$$q_{m2,H_2O} = q_{m,H_20} + q_{m,w} \quad \textbf{(51)}$$

Nakon što su poznati protoci svih sudionika dimnih plinova nakon miješanja, moguće je odrediti njihove promijenjene masene udjele [16].

$$x_{i,2} = \frac{q_{m2,i}}{q_{m2,dp}} \quad \textbf{(52)}$$

Jednadžbom (53) izračunava se specifična entalpija dimnih plinova nakon izlaska iz mješališta [16].

$$h_4 = \sum x_{i,2} \cdot h_{4,i} \quad \textbf{(53)}$$

5.2.3 Pumpa

Koristeći bazu podataka *CoolProp* ili Termodinamičke tablice očitava se vrijednost gustoće vode na temperaturi $\vartheta_w = 15$ °C. Prema jednadžbi (54) određuje se volumni protok vode koja se ubacuje u mješalište.

$$q_{v,w} = \frac{q_{m,w}}{\rho_w} \tag{54}$$

Jednadžbom (55) izračunava se snaga pumpe koja je potrebna da bi se voda zadanih parametara i izračunatog masenog protoka ubacivala u mješalište.

$$P_{pu} = \frac{q_{v,w} \cdot (p_w - p_{ok})}{10} \tag{55}$$

5.2.4 Stupanj djelovanja čitavog postrojenja

Osim na pogon kompresora, snaga dobivena na turbini u ovakvom se postrojenju troši i na pogon pumpe za ubacivanje vode u mješalište. Prema tome, snaga plinsko-turbinskog postrojenja u kojem se dimni plinovi hlade ubacivanjem vode određena je jednadžbom (56).

$$P_P = P_t - P_k - P_{pu} \tag{56}$$

U ovom modelu stupnjevi djelovanja pojedinih komponenti postrojenja, kao i mehanički stupanj djelovanja jednaki su kao i u osnovnom modelu. Snaga na stezaljkama generatora također je zadana na vrijednost $P_{gen} = 100$ MW iz čega se pomoću jednadžbe (44) dobivaju točne vrijednosti masenih protoka zraka $q_{m,zr}$, goriva $q_{m,g}$ i vode $q_{m,w}$.

Ukupni stupanj djelovanja postrojenja računa se prema jednadžbi (45).

5.3 Svojstva radnih tvari

U matematičkom modelu prikazano je kako u plinsko-turbinskom postrojenju sudjeluje mnogo različitih radnih tvari, poput zraka, goriva i njegovih sudionika te dimnih plinova i njihovih sudionika. Sve te radne tvari podložne su promjenama svojih svojstava u ovisnosti o promjeni temperature te će u ovom poglavlju biti predstavljeno kako su te promjene matematički opisane. Indeksi temperatura prikazani u sljedećim jednadžbama odnose se na općenite izraze te nisu vezani na prethodno prikazani matematički model.

Jednadžba (57) daje izraz za interpolaciju vrijednosti srednjih specifičnih toplinskih kapaciteta [16].

$$\left[c_p\right]_0^{\vartheta} = \left[c_p\right]_0^{\vartheta_A} + \frac{\left[c_p\right]_0^{\vartheta_B} - \left[c_p\right]_0^{\vartheta_A}}{\vartheta_B - \vartheta_A} \cdot (\vartheta - \vartheta_A) \tag{57}$$

Jednadžbom (58) računa se srednji specifični toplinski kapacitet između dviju temperatura od kojih nijedna nije 0 °C [16].

$$\left[c_p\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{\left[c_p\right]_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2 - \left[c_p\right]_0^{\vartheta_1} \cdot \vartheta_1}{\vartheta_2 - \vartheta_1} \tag{58}$$

Na isti način računa se i molarnim toplinskim kapacitetima [16].

$$\left[C_{mp}\right]_0^{\vartheta} = \left[C_{mp}\right]_0^{\vartheta_A} + \frac{\left[C_{mp}\right]_0^{\vartheta_B} - \left[C_{mp}\right]_0^{\vartheta_A}}{\vartheta_B - \vartheta_A} \cdot (\vartheta - \vartheta_A) \tag{59}$$

$$\left[C_{mp}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{\left[C_{mp}\right]_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2 - \left[C_{mp}\right]_0^{\vartheta_1} \cdot \vartheta_1}{\vartheta_2 - \vartheta_1} \tag{60}$$

Srednji molarni kapacitet dimnih plinova određen je jednadžbom (61) [16].

$$\left[C_{mp,dp}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \sum y_i \cdot \left[C_{mp,i}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} \tag{61}$$

Jednadžbama (62) i (63) računaju se izentropski eksponenti dimnih plinova, odnosno zraka.

$$\left[\kappa_{dp}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{\left[C_{mp,dp}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{\left[C_{mp,dp}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} - Rm} \tag{62}$$

$$\left[\kappa_{zr}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{\left[C_{mp,zr}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{\left[C_{mp,zr}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} - Rm} \tag{63}$$

Jednadžbe (56) – (63) korištene su prilikom proračuna pomoću Termodinamičkih tablica. Kod proračuna korištenjem baze podataka *CoolProp*, pozivanjem na naredbu za specifični ili

molarni toplinski kapacitet neke od radne tvari ne dobiva se njena srednja vrijednost za temperaturni interval 0 – ϑ °C, već se kao rezultat dobiva točna vrijednost kapaciteta te radne tvari na traženoj temperaturi. Stoga su srednji specifični i molarni toplinski kapaciteti između dviju temperatura određeni kao aritmetička sredina vrijednosti kapaciteta na odgovarajućim temperaturama, neovisno da li je jedna on njih jednaka 0 °C.

$$\left[c_p\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{c_{p,\vartheta_2} + c_{p,\vartheta_1}}{2} \quad \textbf{(64)}$$

$$\left[C_{mp}\right]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} = \frac{C_{mp,\vartheta_2} + C_{mp,\vartheta_1}}{2} \quad \textbf{(65)}$$

6. ANALIZA REZULTATA

U ovom će poglavlju biti prikazani svi relevantni rezultati dobiveni matematičkim modeliranjem oba prikazana plinsko-turbinska postrojenja. Uz usporedbu dobivenih rezultata s prethodno izrađenim modelima, analizirati će se zašto je došlo do eventualnih razlika.

6.1 Osnovni model

Tablica 3 prikazuje najvažnije parametre postrojenja koji su dobiveni različitim matematičkim modelima.

Tablica 3. Usporedba rezultata za osnovni model

	Metoda proračuna		
Parametar	**Ebsilon** [14]	**Termodinamičke tablice**	**CoolProp**
Ulazni tlak p_1[bar]	1,013	1,013	1,013
Tlak izgaranja p_3 [bar]	16,61	16,76	16,75
Ulazna temperatura ϑ_1[°C]	15	15	15
Temperatura nakon kompresije ϑ_2 [°C]	417	420	417
Temperatura izgaranja ϑ_3 [°C]	1500	1500	1500
Maseni protok zraka $q_{m,z}$ [kg/s]	177,23	176,16	172,92
Maseni protok goriva $q_{m,z}$ [kg/s]	5,13	5,46	5,65
Faktor pretička zraka λ	2,005	2,01	1,907
Snaga kompresora P_k [MW]	74,28	74,3	72,5
Stupanj djevovanja postrojenja η_p [%]	38,99	39,06	37,76

Vidljivo je kako su rezultati dobiveni korištenjem Termodinamičkih tablica gotovo identični rezultatima dobivenima u programu *Ebsilon Professional*, dok se korištenjem baze podataka *CoolProp* dolazi do razlika u faktoru pretička zraka što rezultira smanjenjem stupnja djelovanja postrojenja. Kako se prilikom proračuna pomoću Termodinamičkih tablica dimni plinovi nastali izgaranjem goriva opisuju kao idealni plinovi, zaključuje se da program *Ebsilon Professional* prilikom simulacije sve plinove modelira po zakonima idealnog plina. S druge strane, vrijednosti svojstava radnih tvari preuzetih iz *CoolPropa* odnose se na vrijednosti za realne plinove. To naročito dolazi do izražaja kod preuzimanja vrijednosti za vodu, odnosno

vodenu paru na temperaturi izgaranja $\vartheta_3 = 1500$ °C i tlaku izgaranja $p_3 = 16{,}75$ bar te temperaturi izlaza iz turbine $\vartheta_4 = 7500$ °C i tlaku izlaza iz turbine $p_3 = 1{,}013$ bar, jer se u umjesto vrijednosti specifičnih, odnosno molarnih entalpija te specifičnih i molarnih toplinskih kapaciteta za H_2O kao idealni plin dobivaju vrijednosti koje se odnose na pregrijanu paru.

Dodatne razlike javljaju se zbog načina na koji je definirana nulta entalpija nekog plina, odnosno sudionika procesa. U Termodinamičkim tablicama vrijednost specifične entalpije nekog plina $h(\vartheta) = 0$ kJ/(kgK) odnosi se na temperaturu $\vartheta = 0$ °C. Ukoliko se koristi *CoolProp*, vrijednost specifične entalpije $h(\vartheta) = 0$ kJ/(kgK) odnosi se na temperaturu tališta pri zadanom tlaku. Tablica 4 prikazuje temperature tališta pri atmosferskom tlaku za sudionike dimnih plinova.

Tablica 4. Temperature tališta sudionika dimnih plinova pri atmosferskom tlaku [21]

Tvar	Temperatura tališta [°C]
CO_2	-78
N_2	-210
H_2O	0
O_2	-218,8

Tablica 5 prikazuje vrijednosti specifičnih entalpija relevantnih za proračun dobiveni svakom od metoda proračuna.

Tablica 5. Specifične entalpije u osnovnom modelu

	Specifična entalpija [kJ/kg]		
Sudionik procesa	**Ebsilon** [14]	**Termodinamičke tablice**	**CoolProp**
Okolišni zrak	15,08	15,09	414,37
Komprimirani zrak	429,99	432,64	829,65
Dimni plinovi na ulazu u turbinu	1825,5	1835,04	2286,45
Dimni plinovi na izlazu iz turbine	852,3	856,62	1301,29

Ponovno je vidljivo kako su razlike u vrijednostima između modela izrađenog u *Ebsilon Professinal*-u i modela napravljenog korištenjem Termodinamičkim tablicama zanemarive, čime je potvrđeno kako *Ebsilon Professinal* sve sudionike procesa tretira kao idealne plinove. Također, s obzirom na značajna odstupanja u vrijednosti specifičnih entalpija dobivenih korištenjem *CoolProp*-a, potvrđen je i veliki utjecaj temperature nulte entalpije, kao i utjecaj svojstava realnog plina na konačne rezultate.

Unatoč nekim razlikama, svi prethodno prikazani rezultati vrlo su slični iako su korištena različita goriva i različiti faktori pretička zraka. U modelu napravljenom u *Ebsilon Professional*-u kao gorivo se koristi metan, dok se u druga dva modela koristi sastav stvarnog plina kakav se šalje u distribucijski plinovod. Tablica 6 prikazuje masene udjele pojedinih sudionika u dimnim plinovima nakon izgaranja.

Tablica 6. Maseni udjeli sudionika dimnih plinova u osnovnom modelu

	Maseni udio [%]		
Sudionik dimnih plinova	**Ebsilon** [14]	**Termodinamičke tablice**	**CoolProp**
CO_2	7,75	7,83	8,23
N_2	73,4	74,58	74,47
H_2O	6,32	6,25	6,57
O_2	11,27	11,35	10,72
Ar	1,26	-	-

Određena odstupanja u masenim udjelima sudionika dimnih plinova postoje, no ona nisu toliko značajna da bi utjecala na rezultat. U dimnim plinovima modela napravljenog u *Ebsilon Professional*-u nalazi se argon s obzirom da u postavkama programa maseni sastav zraka u sebi sadrži određeni postotak tog plina. Preostala dva modela zrak promatraju kao mješavinu dušika i kisika, stoga se u njihovim dimnim plinovima argon ne nalazi.

6.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove

Tablica 7 prikazuje najvažnije parametre modela plinsko-turbinskog postrojenja kod kojeg se dimni plinovi hlade ubrizgavanjem vode za svaku od primijenjenih matematičkih metoda.

Tablica 7. Usporedba rezultata za model s ubrizgavanjem vode

	Metoda proračuna		
Parametar	**Ebsilon** [14]	**Toplinske tablice**	**CoolProp**
Ulazni tlak p_1 [bar]	1,013	1,013	1,013
Tlak izgaranja p_2 [bar]	21,55	22,02	21,07
Ulazna temperatura ϑ_1 [°C]	15	15	15
Temperatura nakon kompresije ϑ_2 [°C]	470	466	476
Temperatura izgaranja ϑ_3 [°C]	2275	2277	2134
Maseni protok zraka $q_{m,z}$ [kg/s]	101,47	101,33	107,83
Maseni protok goriva $q_{m,g}$ [kg/s]	5,62	6,01	6,4
Maseni protok vode $q_{m,w}$ [kg/s]	20,98	21,11	18,23
Faktor pretička zraka λ	1,05	1,05	1,05
Snaga kompresora P_k[MW]	48,43	48,93	50,98
Snaga pumpe P_{pu} [kW]	259,79	264,2	228,11
Stupanj djelovanja postrojenja η [%]	35,5	35,48	33,34

Kao i kod osnovnog modela tako su i kod modela s ubrizgavanjem vode u dimne plinove rezultati vrlo bliski za metode proračuna *Ebsilon Professional*-om i Termodinamičkim tablicama, dok u odnosu na njih proračun pomoću *CoolProp*-a pokazuje određene razlike. Razlozi odstupanja objašnjeni u osnovnom modelu vrijede i za model s ubrizgavanjem vode.

Prikazani su i maseni udjeli pojedinih sudionika u dimnim plinovima za model s ubrizgavanjem vode nakon izgaranja (Tablica 8), odnosno nakon ubrizgavanja vode u dimne plinove (Tablica 9).

Tablica 8. Maseni udjeli sudionika dimnih plinova nakon izgaranja u model s ubrizgavanjem vode

	Maseni udio [%]		
Sudionik dimnih plinova	**Ebsilon** [14]	**Termodinamičke tablice**	**CoolProp**
CO_2	14,43	14,58	14,58
N_2	71,57	72,74	72,74
H_2O	11,78	11,64	11,64
O_2	1	1,05	1,05
Ar	1,22	-	-

Tablica 9. Maseni udjeli sudionika dimnih plinova nakon ubrizgavanja vode

	Maseni udio [%]		
Sudionik dimnih plinova	**Ebsilon** [14]	**Termodinamičke tablice**	**CoolProp**
CO_2	12,1	12,18	12,6
N_2	59,84	60,79	62,88
H_2O	26,22	26,16	23,86
O_2	0,84	0,87	0,66
Ar	1	-	-

Kako se u ovom slučaju faktori pretička zraka ne razlikuju, tako su maseni udjeli sudionika dimnih plinova nakon izgaranja jednaki za matematički model prikazan u ovom radu, neovisno o izvoru podataka. Zbog drugačijeg sastava goriva i zraka postoje razlike u odnosu na model napravljen u *Ebsilon Professional*-u, no one su zanemarivo male.

7. PROMJENA PARAMETARA POSTROJENJA

Nijedno postrojenje nema mogućnost konstantnog rada s istim parametrima. Promjena režima rada ili vanjske temperature gotovo su svakodnevne pojave u svakom postrojenju te će se stoga ispitati utjecaj promjene tih parametara, kao i promjena temperature dimnih plinova na rad postrojenja. Dobiveni će rezultati biti uspoređeni s postojećim rezultatima iz *Ebsilon Professionala*. Kako su dosadašnji rezultati pokazali da nema razlike između matematičkog modeliranja pomoću *Ebsilon Professionala*-a i Termodinamičkih tablica, promjena parametara biti će ispitana samo korištenjem podataka iz *CoolPropa*. Usporedbom s postojećim rezultatima dobiti će se uvid u razlike u ponašanju postrojenja koje predstavlja rad s idealnim plinovima te postrojenja koje bi radilo s realnim plinovima.

7.1 Promjena opterećenja

Postrojenje koje radi na najvećem mogućem opterećenju postiže najveći stupanj djelovanja. Kako u stvarnosti dolazi do oscilacija u opterećenju, tako se mijenja i stupanj djelovanja postrojenja, ali i ostalih parametara poput masenih protoka zraka i goriva, faktora pretička zraka itd. U matematičkom modelu je je definirano kako snaga na stezaljkama generatora iznosi $P_{gen} = 100$ MW te su definirane vrijednosti stupnjeva djelovanja kompresora η_k i turbine η_p. Te se vrijednosti odnose na opterećenje od 100%, a Tablica 10 prikazuje njihovu promjenu uslijed promjene samog opterećenja.

Tablica 10. Stupnjevi djelovanja kompresora i turbine u ovisnosti o opterećenju

	Stupanj djelovanja [%]	
Opterećenje [%]	Kompresor	Turbina
100	85	90
90	84	88,9
80	82,9	87,8
65	81,2	86
50	79,5	84,1
40	78,2	82,8

Navedene vrijednosti stupnjeva djelovanja kompresora i turbine preuzete su iz postojećeg modela izrađenog u programu *Ebsilon Professional*.

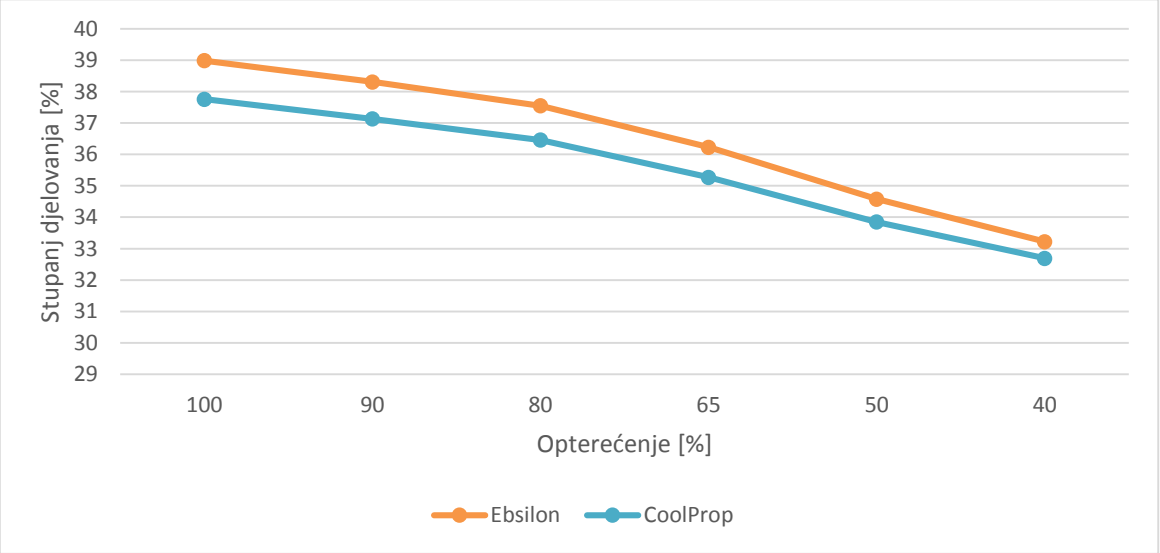
7.1.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja

Tablica 11 daje usporedbu promjene stupnja djelovanja osnovnog plinsko-turbinskog postrojenja modelirana različitim metodama.

Tablica 11. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o opterećenju

	Stupanj djelovanja postrojenja[%]	
Opterećenje [%]	Ebsilon	CoolProp
100	38,99	37,76
90	38,31	37,13
80	37,55	36,46
65	36,23	35,27
50	34,58	33,85
40	33,22	32,69

Jasno je kako će korištenjem bilo koje metode stupanj djelovanja postrojenja pada smanjenjem opterećenja, no može se primijetiti da, iako je u početku stupanj djelovanja izračunat korištenjem *CoolProp*-a manji, isto je tako manji i intenzitet njegovog smanjenja uslijed smanjenja opterećenja.



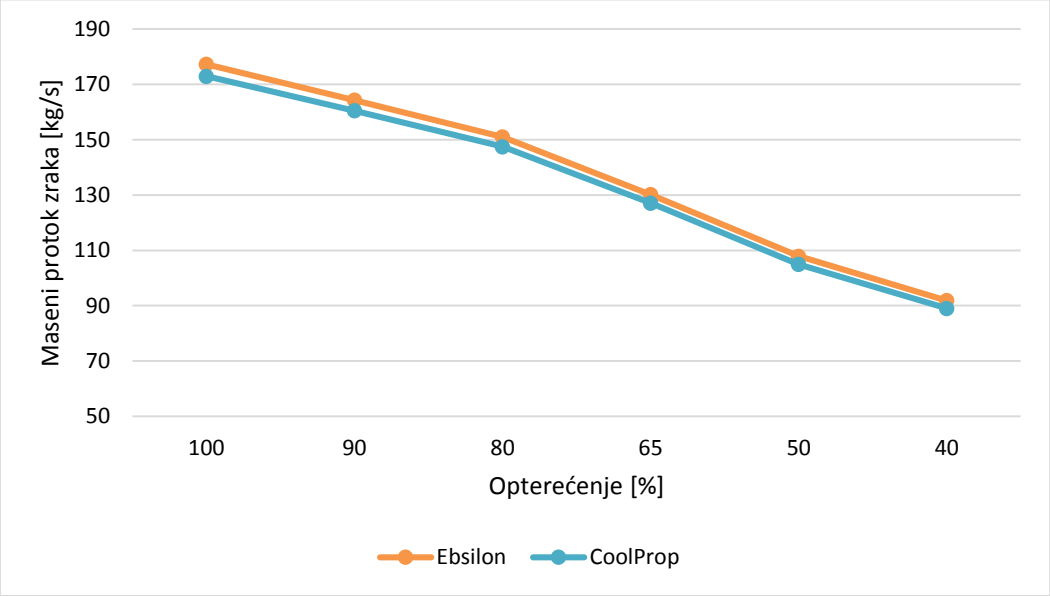
Dijagram 1. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o opterećenju

Vidljivo je upravo kako se smanjenjem opterećenja vrijednosti stupnja djelovanja približavaju, odnosno kako se smanjuje njihova razlika (Dijagram 1).

Nadalje se promatra utjecaj promjene opterećenja na maseni protok zraka koji ulazi u kompresor.

Tablica 12. Maseni protok zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju

	Maseni protok zraka [kg/s]	
Opterećenje [%]	**Ebsilon**	**CoolProp**
100	177,23	172,92
90	164,32	160,5
80	151,02	147,48
65	130,18	127,08
50	107,89	104,94
40	91,9	89,04



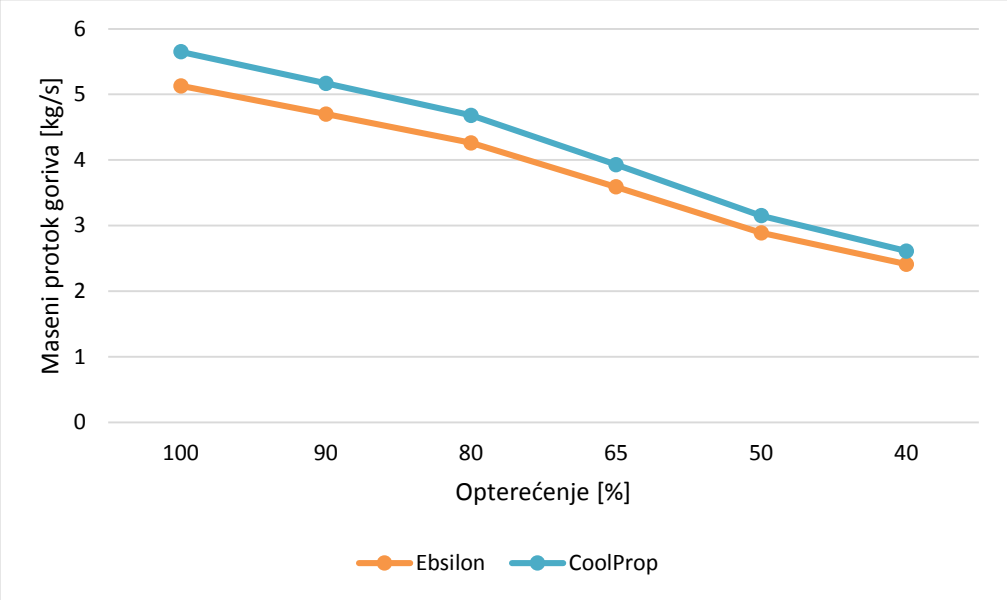
Dijagram 2. Maseni protok zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju

Razlika između masenih protoka dobivenih korištenjem *Ebsilon Professionala*-a i *Coolprop*-a gotovo je zanemariva bez obzira na stupanj opterećenja postrojenja.

Sljedeća usporedba odnosi se na promjenu masenog protoka goriva promjenom opterećenja.

Tablica 13. Maseni protok goriva osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju

	Maseni protok goriva [kg/s]	
Opterećenje [%]	**Ebsilon**	**CoolProp**
100	5,13	5,65
90	4,7	5,17
80	4,26	4,68
65	3,59	3,93
50	2,89	3,15
40	2,41	2,61



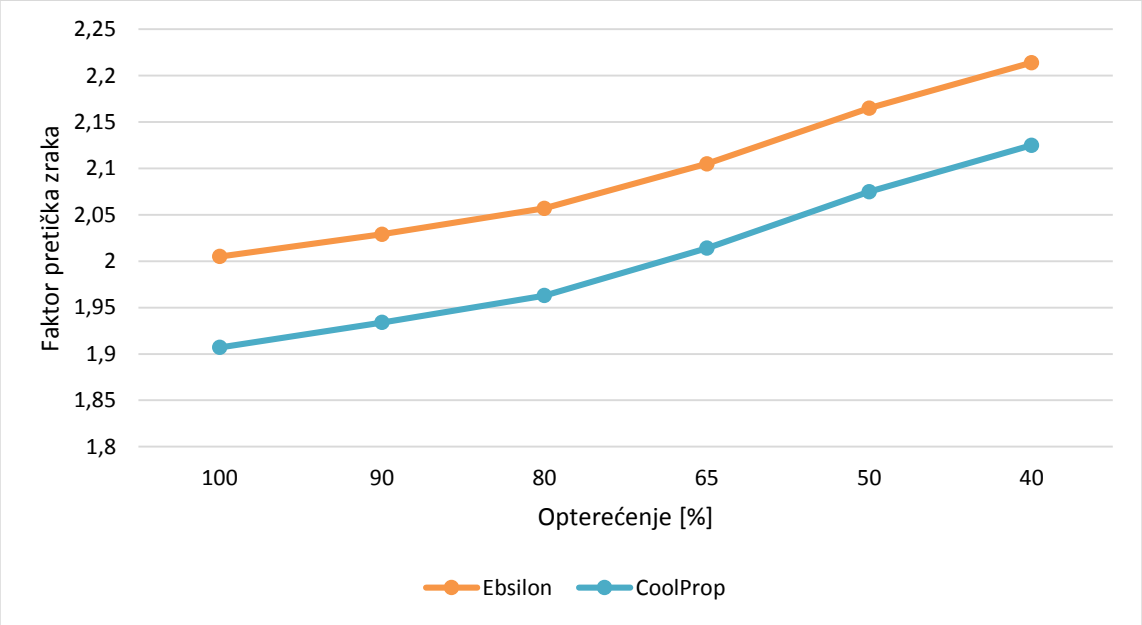
Dijagram 3. Maseni protok goriva osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju

Vidljivo je kako se razlika potrošnje goriva između modela napravljenog u *Ebsilon Professional*-u i modela napravljenog pomoću *CoolPropa* postupno smanjuje kako se smanjuje opterećenje. To se moglo očekivati s obzirom da je pokazano kako se smanjenjem opterećenja smanjuje razlika u stupnju djelovanja za ove dvije metode proračuna, a stupanj djelovanja je izravno vezan s potrošnjom goriva.

Parametar koji će se sljedeći usporediti jest faktor pretička zraka λ .

Tablica 14. Faktor pretička zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju

	Faktor pretička zraka	
Opterećenje [%]	**Ebsilon**	**CoolProp**
100	2,005	1,907
90	2,029	1,934
80	2,057	1,963
65	2,105	2,014
50	2,165	2,075
40	2,214	2,125



Dijagram 4. Faktor pretička zraka osnovnog modela u ovisnosti o opterećenju

Vidljivo je kako se faktor pretička zraka mijenja u istim omjerima za obje metode proračuna (Dijagram 4).

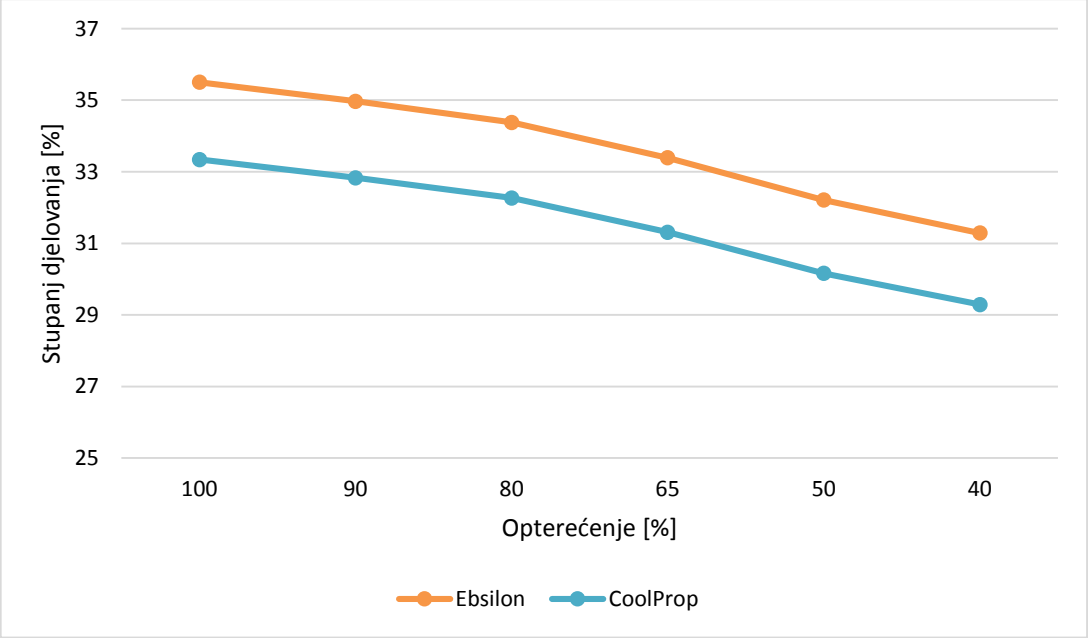
Prikazani rezultati dovode do zaključka kako se promjenom opterećenja osnovnog plinsko-turbinskog postrojenja svi parametri mijenjaju u istim omjerima bez obzira na metodu proračuna koja se primjenjuje.

7.1.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove

Kao i za osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja, utjecaj promjene opterećenja na rad postrojenja biti će prikazan i za model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove. Tablica 15 i Dijagram 5 prikazuju promjenu stupnja djelovanja u ovisnosti o opterećenju postrojenja za model s ubrizgavanjem vode.

Tablica 15. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

	Stupanj djelovanja postrojenja[%]	
Opterećenje [%]	Ebsilon	CoolProp
100	35,5	33,34
90	34,97	32,83
80	34,38	32,27
65	33,39	31,31
50	32,21	30,16
40	31,29	29,29



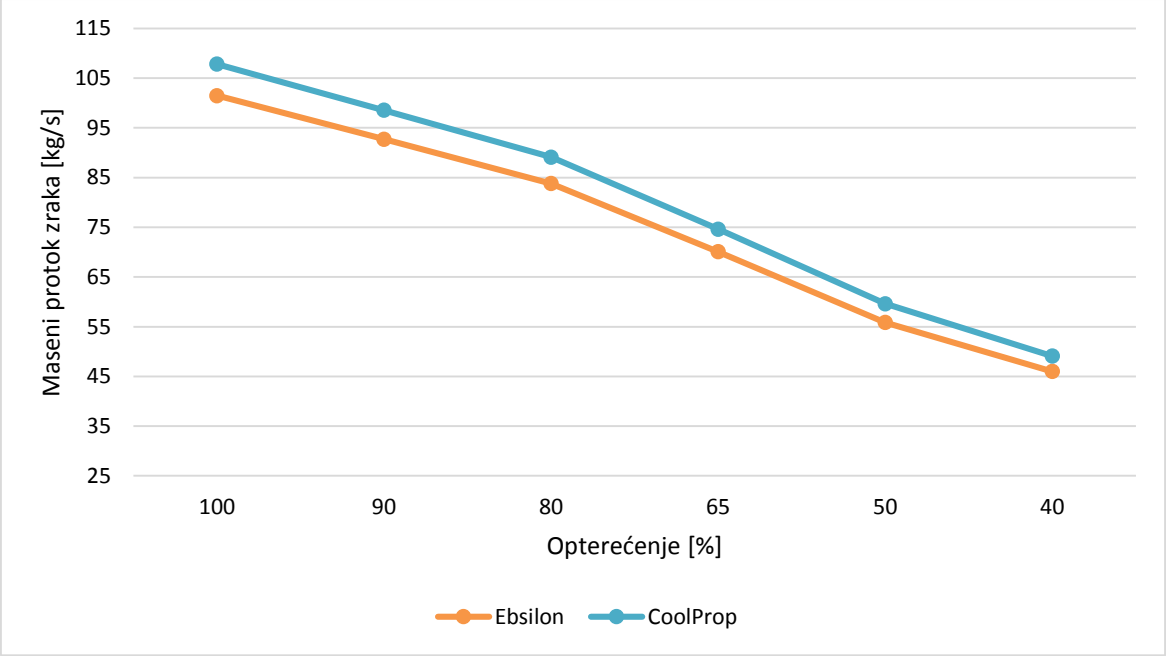
Dijagram 5. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

Za obje metode proračuna utjecaj promjene opterećenja na promjenu stupnja djelovanja je jednak, odnosno njihove se promjene odvijaju u jednakim omjerima.

Tablica 16 i Dijagram 6 prikazuju ovisnost promjene masenog protoka zraka o promjeni opterećenja postrojenja s ubrizgavanjem vode u dimne plinove.

Tablica 16. Maseni protok zraka postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

	Maseni protok zraka [kg/s]	
Opterećenje [%]	Ebsilon	CoolProp
100	101,47	107,83
90	92,71	98,54
80	83,8	89,13
65	70,1	74,64
50	55,87	59,61
40	46	49,1



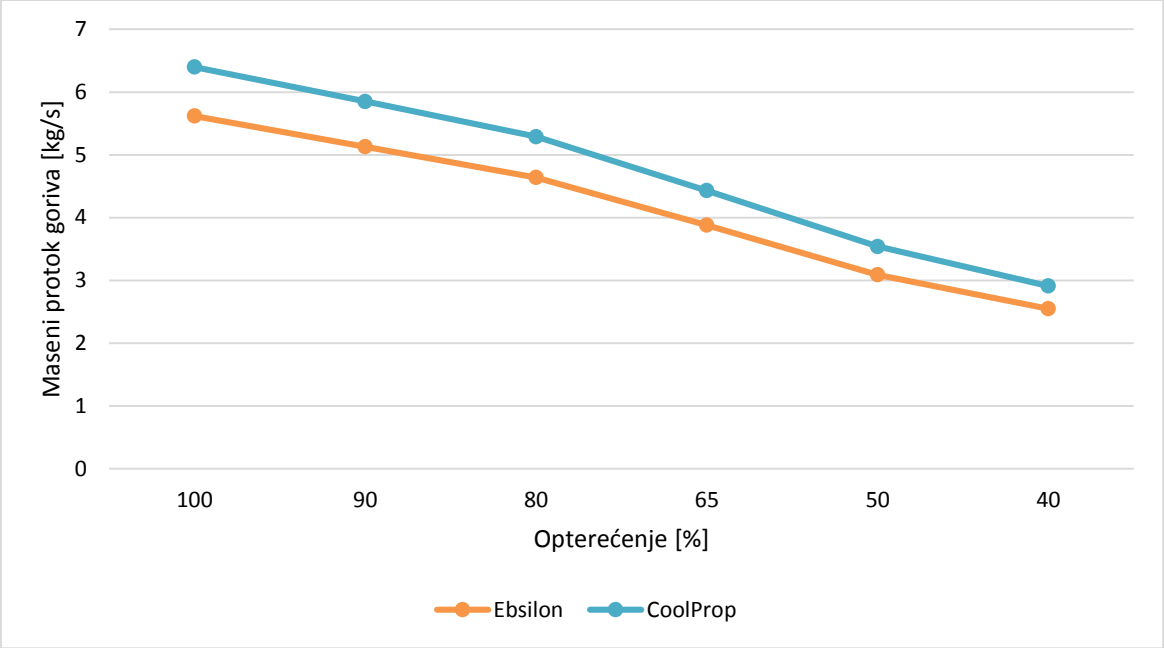
Dijagram 6. Maseni protok zraka postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

Smanjenjem opterećenja maseni protok zraka izračunat korištenjem *CoolProp*-a smanjuje se nešto izraženijim intenzitetom u odnosu na maseni protok zraka dobiven u *Ebsilon Professional*-u te njihove vrijednosti postaju bliže na manjim opterećenjima.

Nadalje je prikazana promjena masenog protoka goriva koja rezultira promjenom opterećenja postrojenja.

Tablica 17. Maseni protoka goriva postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

	Maseni protok goriva [kg/s]	
Opterećenje [%]	**Ebsilon**	**CoolProp**
100	5,62	6,4
90	5,13	5,85
80	4,64	5,29
65	3,88	4,43
50	3,09	3,54
40	2,55	2,91



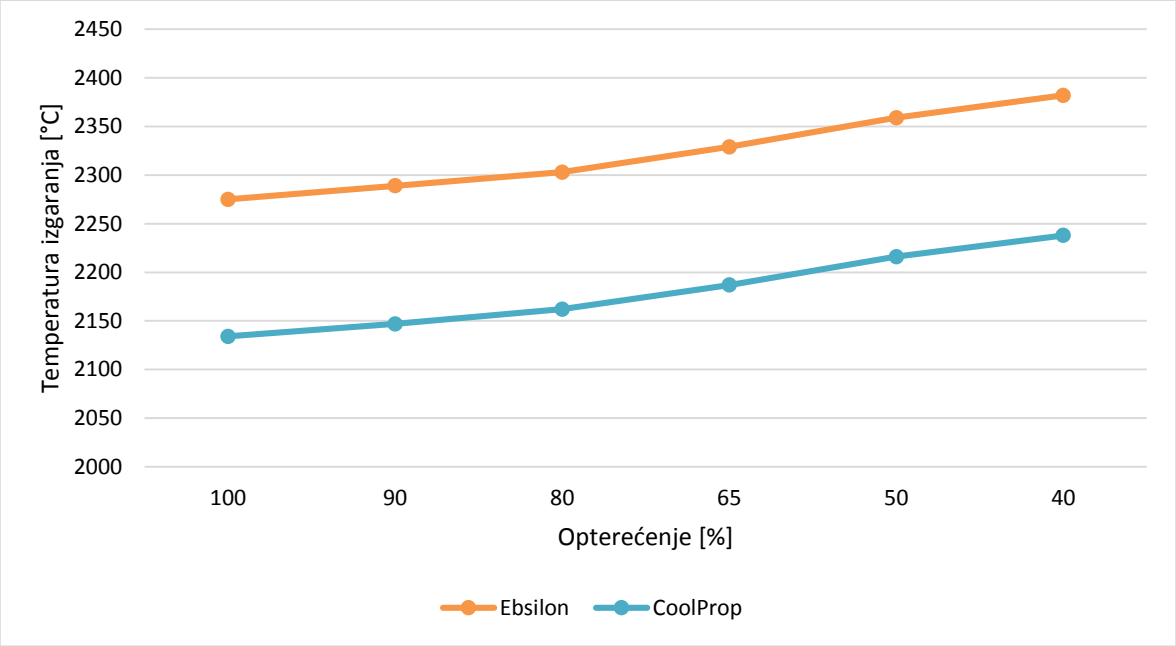
Dijagram 7. Maseni protoka goriva postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

Promjena masenog protoka goriva promjenom opterećenja se u oba slučaja odvija identično kao i promjena masenog protoka zraka. Takvo se ponašanje ovih krivulja moglo predvidjeti s obzirom da postrojenje s ubrizgavanjem vode u dimne plinove radi s konstantnim faktorom pretička zraka neovisno o opterećenju te on iznosi $\lambda = 1{,}05$.

Sljedeći parametar koji se uspoređuje jest adijabatska temperatura izgaranja.

Tablica 18. Temperatura izgaranja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

	Temperatura izgaranja [°C]	
Opterećenje [%]	**Ebsilon**	**CoolProp**
100	2275	2134
90	2289	2147
80	2303	2162
65	2329	2187
50	2359	2216
40	2382	2238



Dijagram 8. Temperatura izgaranja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o opterećenju

Smanjenje opterećenja pri istom faktoru pretička zraka λ uzrokuje linearno smanjenje masenih protoka zraka i goriva te bi se prema tome moglo očekivati da će adijabatska temperatura izgaranja ostati nepromijenjena. Međutim, kako dolazi do smanjenja masenog protoka zraka kroz kompresor, stupanj djelovanja kompresora se također smanjuje što za posljedicu ima veću razliku između temperature nakon kompresije koja bi se odvijala izentropski T_{2s} i stvarne temperature nakon kompresije T_2. Prema tome, temperatura zraka, a samim time i njegova entalpija, na izlazu iz kompresora smanjuje se sve manjim intenzitetom što je izraženije smanjenje opterećenja. Zbog te nelinearne promjene entalpije zraka u odnosu na gorivo prema energetskoj bilanci prikazanoj jednadžbom (29) dolazi do povećanja specifične entalpije dimnih plinova nakon izgaranja h_3, odnosno i do povećanja same temperature izgaranja.

Promjena temperature izgaranja odvija se u istim omjerima za oba promatrana matematička modela, no može se primijetiti kako su temperature dobivene *Ebsilon Professinal*-om znatno više u odnosu na one dobivene proračunom pomoću *CoolProp*-a. Do tih razlika dolazi jer, kako je već objašnjeno, *Ebsilon Professional* vodenu paru u dimnim plinovima tretira kao idealni plin, dok je ona u *CoolProp*—u definirana kao pregrijana para. S obzirom da pregrijana para ima znatno veći specifični, odnosno molarni toplinski kapacitet u odnosu na vodenu paru kao idealni plin, ona je u stanju apsorbirati veću količinu topline pa prema toma dolazi do sniženja temperature.

7.2 Promjena temperature okoliša

Već je spomenuto kako promjena temperature zraka utječe na njegovu gustoću te time dolazi do promjene masenog protoka koji rezultira i promjenom snage, odnosno stupnja djelovanja postrojenja. Stoga će u ovom poglavlju biti dana usporedba utjecaja temperature zraka koji se iz okoliša doprema u kompresor. Tablica 19 prikazuje usporedbu vrijednosti gustoće zraka dobivenu iz *Ebislon Professional*-a i *CoolProp*-a pri tlaku $p_1 = 1{,}013$ bar i rasponu temperatura od -20 do 40 °C.

Tablica 19. Gustoća zraka u ovisnosti o temperaturi okoliša

	Gustoća zraka [kg/m3]	
Vanjska temperatura [°C]	Ebsilon	CoolProp
-20	1,3943	1,3953
-10	1,3413	1,3421
0	1,292	1,2927
10	1,2466	1,2469
20	1,2041	1,2043
30	1,1644	1,1644
40	1,1269	1,1272

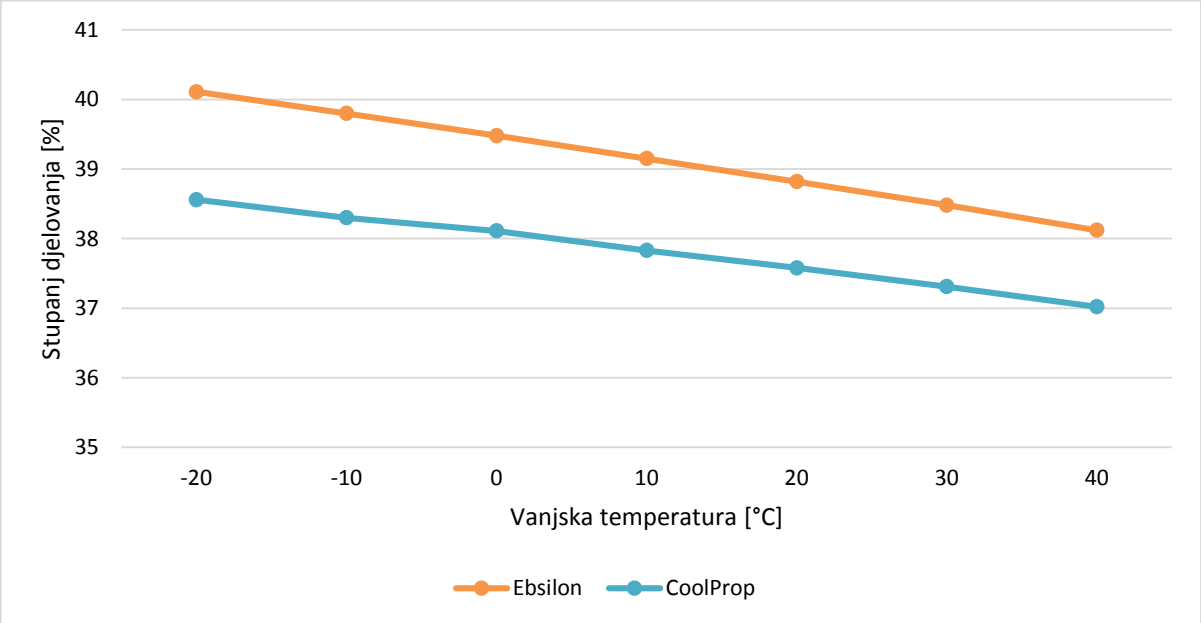
Vidljivo je kako su vrijednosti gustoće na nižim temperaturama znatno veće u odnosu na vrijednosti na višim temperaturama što na kraju rezultira većim stupnjem djelovanja ukoliko je zrak koji se doprema u kompresor hladniji. U svim dosad prikazanim rezultatima temperatura zraka koji se iz okoliša doprema u kompresor iznosila je $\vartheta_1 = 15$ °C. Utjecaj promjene temperature okoliša prikazan u ovoj poglavlju odnosi se na 100 %-tno opterećenje postrojenja.

7.2.1 Osnovni model plinsko-turbinskog postrojenja

Tablica 20 i Dijagram 9 prikazuju usporedbu ovisnosti stupnja djelovanja osnovnog postrojenja o temperaturi okoliša za analizirane matematičke modele

Tablica 20. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o temperaturi okoliša

	Stupanj djelovanja [%]	
Temperatura okoliša [°C]	**Ebsilon**	**CoolProp**
-20	40,11	38,56
-10	39,8	38,3
0	39,48	38,11
10	39,15	37,83
20	38,82	37,58
30	38,48	37,31
40	38,12	37,02



Dijagram 9. Stupanj djelovanja osnovnog postrojenja u ovisnosti o temperaturi okoliša

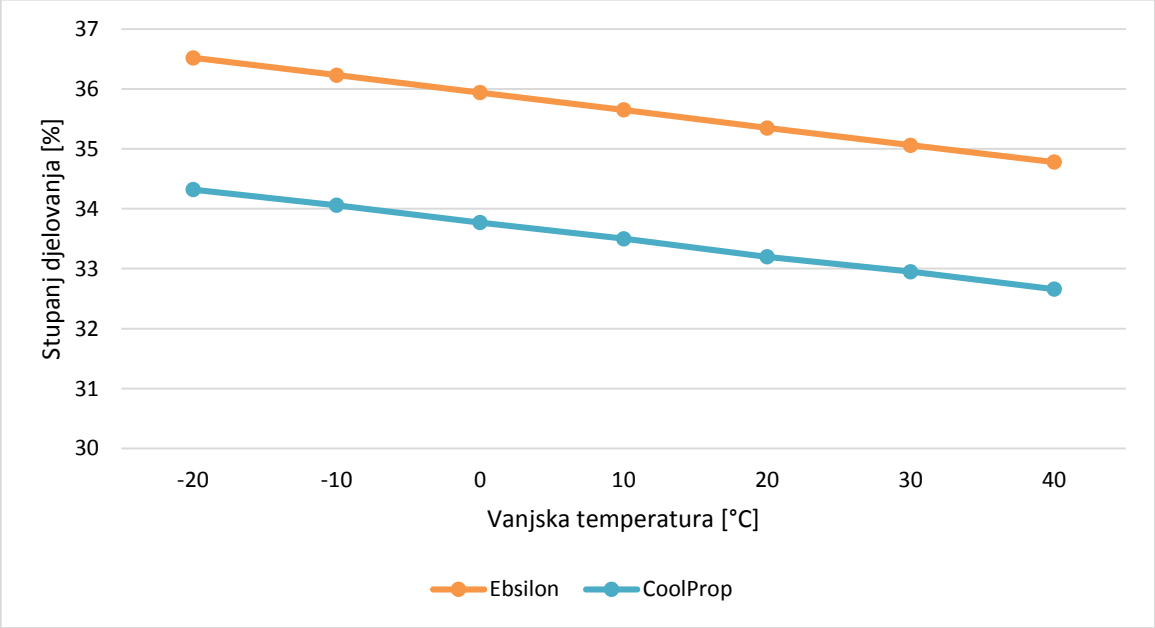
Prikazani rezultati potvrđuju kako povećanje temperature okoliša nužno rezultira smanjenjem stupnja djelovanja osnovnog plinsko-turbinskog postrojenja. Intenzitet njegova smanjenja gotovo je identičan za oba promatrana matematička modela.

7.2.2 Model s ubrizgavanjem vode u dimne plinove

Tablica 21 i Dijagram 10 prikazuju promjenu stupnja djelovanja plinsko-turbinskog postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o promjeni temperature okoliša.

Tablica 21. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o temperaturi okoliša

	Stupanj djelovanja [%]	
Vanjska temperatura [°C]	Ebsilon	CoolProp
-20	36,52	34,32
-10	36,23	34,06
0	35,94	33,77
10	35,65	33,5
20	35,35	33,2
30	35,06	32,95
40	34,78	32,66



Dijagram 10. Stupanj djelovanja postrojenja s ubrizgavanjem vode u ovisnosti o temperaturi okoliša

Kao i kod osnovnog modela, promjena temperature okoliša uzrokuje promjenu stupnja djelovanja jednakim intenzitetom za oba promatrana matematička modela.

8. ZAKLJUČAK

Plinsko-turbinska postrojenja imaju značajnu ulogu u proizvodnji električne energije te je za očekivati da će u budućnosti sve češće zamjenjivati termoelektrane na ugljen i time postati primarni proizvođač električne energije na fosilna goriva. Prema tome, teži se povećanju stupnja djelovanja sadašnjih plinsko-turbinskih postrojenja uvođenjem novih načina provođenja ciklusa.

Za zadano postrojenje s klasičnim Brayton-ovim ciklusom, uz pretpostavku da se plinovi u procesu ponašaju kao idealni, izračunat je stupanj djelovanja u iznosu od 39,06 %. Time je potvrđena ispravnost postojećeg modela takvog postrojenja izrađenog u računalnom programu *Ebsilon Professional* te se, na osnovu usporedbe ostalih parametara postrojenje, zaključuje kako program simulira proces s idealnim plinovima kao radnom tvari. Prilikom proračuna korištenjem podataka koji se odnose na realne plinove, izračunat je stupanj djelovanja postrojenja u iznosu od 37,76 %. Najznačajnija razlika kod usporedbe dobivenih rezultata vidljiva je u faktoru pretička zraka. Za postrojenje koje radi s idealnim plinovima kao radnom tvari on iznosi 2,01 dok kod postrojenja koje radi s realnim plinovima on iznosi 1,907. Razlog tome je veći specifični, odnosno molarni toplinski kapacitet realnih plinova, a ponajprije pregrijane vodene pare, u odnosu na idealni plin zbog čega dolazi do potrebe za većom količinom goriva u odnosu na zrak kako bi se postigla ista temperatura izgaranja.

Za postrojenje u kojem se dimni plinovi hlade ubrizgavanjem vode, izgaranje se odvija s minimalnom količinom zraka koja je potrebna da ono bude potpuno, odnosno uz faktor pretička zraka od 1,05. Izračunati stupanj djelovanja takvog postrojenja, ukoliko se kao radna tvar pretpostave idealni plinovi, iznosi 35,48 %. Kako su dobiveni rezultati ponovno neznatno drugačiji od postojećih preuzetih iz modela izrađenog u *Ebsilon Professional-u,* još je jednom potvrđena njegova ispravnost. Ukoliko se provede proračun s realnim plinovima kao radnom tvari, stupanj djelovanja iznosi 33,34 %. U ovome slučaju najveća razlika vidljiva je u temperaturi izgaranja koja za rad s idealnim plinovima iznosi 2277 °C, dok je kod rada s realnim plinovima ona jednaka 2134 °C. Kako se u ovom slučaju faktor pretička zraka jednak za oba proračuna, do manje temperature u radu s realnim plinovima dolazi ponovno zbog razlika u iznosima specifičnih odnosno molarnih toplinskih kapaciteta. Neovisno o tome radi li postrojenje s idealnim ili realnim plinovima kao radnom tvari, provedenim proračunima

pokazuje se kako hlađenje dimnih plinova ubrizgavanjem vode nužno dovodi do smanjenja stupnja djelovanja plinsko-turbinskog postrojenja.

Dodatno je napravljena analiza kako bi se ispitao utjecaj promjene opterećenja postrojenja, kao i promjena temperature okoliša na postrojenje koje radi s realnim plinovima kako radnom tvari. Opterećenje je mijenjano u granicama od 40% do 100% dok se utjecaj temperature okoliša ispitao za vrijednosti od -20 °C do 40 °C. Usporedbom s postojećim rezultatima koji se odnose na rad postrojenja s idealnim plinovima pokazuje se kako navedene promjene jednako djeluju na parametre postrojenja neovisno radi li ono s idealnim ili realnim plinovima kao radnom tvari.

9. LITERATURA

[1] Ž. Bogdan: Termoenergetska postrojenja; interna skripta, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje.

[2] Slika preuzeta 6.11.2017. s https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-brayton-cycle-and-joule-cycle

[3] Slika preuzeta 6. 11. 2017 s https://www.researchgate.net/figure/230909558_fig1_Figure-1-Temperature-entropy-diagram-of-a-regenerative-Joule-Brayton-cycle-Paths-1-2

[4] Slika preuzeta 6.11.2017. s https://www.kullabs.com/classes/subjects/units/lessons/notes/note-detail/3817

[5] Slika preuzeta 6.11.2017. s https://me-mechanicalengineering.com/centrifugal-compressor/

[6] Slika preuzeta 6.11.2017. s https://aviation.stackexchange.com/questions/33089/how-is-the-correct-air-speed-for-fuel-combustion-obtained-at-the-inlet-of-the-co

[7] Slika preuzeta 6.11.2017. s https://science.howstuffworks.com/transport/flight/modern/turbine.htm

[8] Z. Guzović: Konstrukcija i proračun čvrstoće elemenata parnih i plinskih turbina, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2010..

[9] Slika preuzeta 11.11.2017. s https://en.wikipedia.org/wiki/John_Barber_(engineer)

[10] Slika preuzeta 11.11.2017. s http://www.deutsches-museum.de/ausstellungen/werkstoffe-energie/kraftmaschinen/gasturbinen/

[11] Slika preuzeta 11.11.2017. s https://de.wikipedia.org/wiki/Holzwarth-Gasturbine

[12] F.R. Martinez, A.A.R. Martinez, M.T. Velasquez, P.Q. Diez, G.T. Eslava, J.A. Francis: Evaluation of the Gas Turbine Inlet Temperature with Relation to the Excess air: Scientific Research, Mexico City, 2011.

[13] Santos, A. P., Andrade, C. R. : Analysis of Gas Turbine Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian Sites; J. Aerosp. Technol. Manag., São José dos Campos, Vol. 4, 2012.

[14] M. Dodić: Završni rad: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.

[15] Slika preuzeta 15.11.2017. s http://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-11689/20443_read-47784/

[16] A. Galović: Termodinamika 1, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2007.

[17] Z. Guzović: Energetski strojevi (Toplinski strojevi); Podloge iz predmeta: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1994.

[18] http://www.plinacro.hr/UserDocsImages/Laboratorijski%20izvjestaji/objava_pdf_2017/Molve%202017.pdf, posljednji pristup 17.10.2017.

[19] A. Galović: Termodinamika 2, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2010.

[20] B. Halasz: Termodinamika 2; Podloge za vježbe: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb.

[21] https://owlcation.com/stem/Freezing-Melting-and-Boiling-Points-of-Solids-Liquids-and-Gases-in-general-use-today, posljednji pristup 23.11.2017.