

Optimiranje plinskoturbinskog kružnog ciklusa

Stanić, Tomislav

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:160622>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-20**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Tomislav Stanić

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Željko Bogdan

Student:

Tomislav Stanić

Zagreb, 2015.

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj završni rad radio samostalno na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu znanjem stečenim tijekom studija.

Tomislav Stanić

ZAHVALA

Zahvaljujem se svim kolegama i prijateljima bez kojih studij ne bi prošao tako uspješno i zabavno.

Zahvalio bih se svojoj obitelji, naročito roditeljima na strpljenju i moralnoj podršci, te povjerenju koje su mi iskazali tijekom studija.

Tomislav Stanić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
 Povjerenstvo za završne 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:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Tomislav Stanić** Mat. br.: 0035184997

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Optimiranje plinskoturbinskog kružnog ciklusa**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Optimization of gas turbine cycle**

Opis zadatka:

Plinskoturbinski ciklusi kakvi se danas odvijaju u termoelektranama su u najvećoj mjeri određeni s tlakom na izlazu iz kompresora, s temperaturom na ulazu u plinsku turbinu te s prigušenjem na ulazu u kompresor kod nižih opterećenja. Stoga je u radu potrebno:

1. Napraviti matematički model plinske turbine u programskom paketu Matlab,
2. Izračunati termodinamičke efikasnosti plinske turbine,
3. Odrediti optimalne tlakove na izlazu iz kompresora s obzirom na temperature na ulazu u plinsku turbinu,
4. Pri nižim opterećenjima, za određenu temperaturu na ulazu u plinsku turbinu, odrediti utjecaj različitog stupnja prigušenja na ulazu u kompresor na termodinamičku efikasnost ciklusa.

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

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

Zadatak zadan:
25. studenog 2014.


Rok predaje rada:
1. rok: 26. veljače 2015.
2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 2., 3., i 4. ožujka 2015.
2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Zadatak zadao:


 Prof. dr. sc. Željko Bogdan

Predsjednik Povjerenstva:


 Prof. dr. sc. Igor Bačen

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VI
SUMMARY	VII
1. Uvod	1
1.1. Plinsko-turbinski ciklus.....	1
2. Termodinamički osvrt na kružne cikluse.....	2
2.1. Carnotov ciklus	2
2.2. Braytonov ciklus	3
2.2.1. Idealni Braytonov ciklus	4
2.2.2. Realni Braytonov ciklus.....	5
2.2.3. Poboljšanja Braytonova ciklusa	7
2.3. Rankineov ciklus.....	7
3. Kombinirani ciklus	9
3.1. Općenito i kombiniranom ciklusu i plinskoj turbini	9
3.2. Termodinamički opis kombiniranog ciklusa.....	10
3.3. Ekološki učinci.....	12
4. Plinska turbina	13
4.1. Opis rada plinske turbine	13
4.2. Osnovne komponente plinske turbine.....	13
4.2.1. Kompresor.....	13
4.2.2. Komora izgaranja.....	14
4.2.3. Turbina.....	14
5. Matematički model	16
5.1. Matlab	16
5.2. Osnovne jednadžbe	17
5.3. Kompresija	18
5.4. Izgaranje.....	20
5.4.1. Količina zraka za izgaranje	21
5.4.2. Sastav dimnih plinova.....	21
5.5. Ekspanzija	23
6. Rezultati.....	25
6.1. Termodinamička efikasnost plinske turbine s obzirom na promjenu vanjske temperature	28
6.2. Termički stupnjevi djelovanja pri različitim tlakovima i temperaturama.....	29

6.3. Optimalni tlakovi	29
6.4. Utjecaj različitog stupnja prigušenja na ulazu u kompresor na termodinamičku efikasnost ciklusa	31
6.5. Utjecaj različite temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja na termodinamičku efikasnost ciklusa.....	32
6.6. Ovisnost snage plinske turbine o opterećenju	34
7. Zaključak	35
LITERATURA.....	36

POPIS SLIKA

Slika 1.	Idealni Braytonov ciklus	1
Slika 2.	Carnotov ciklus u T-s dijagramu	2
Slika 3.	Otvoreni i zatvoreni Braytonov ciklus	3
Slika 4.	Prikaz idealno Braytonovog ciklusa u T-s dijagramu	4
Slika 5.	Realni Braytonov ciklus	5
Slika 6.	Iskoristivost Braytonova ciklusa kao funkcija kompresijskog omjera i T_3	6
Slika 7.	Krivulje specifične snage u ovisnosti o kompresijskom omjeru za različite maksimalne temperature.....	7
Slika 8.	Shema jednostavnog parno-turbinskog postrojenja	8
Slika 9.	Prikaz Rankinova ciklusa u T-s dijagramu.....	8
Slika 10.	Shema kombiniranog procesa	9
Slika 11.	T,s-dijagram kombi procesa	10
Slika 12.	Prikaz kombiniranog ciklusa u T-s dijagramu	11
Slika 13.	Aksijali kompresor	13
Slika 14.	Komora za izgaranje.....	14
Slika 15.	Lopatica turbine.....	15
Slika 16.	Rast stupnja iskoristivosti s porastom kompresijskog omjera.....	15
Slika 17.	Shema plinsko-turbinskog agregata	16
Slika 18.	Prikaz plinsko-turbinskog agregata u T-s dijagramu	16
Slika 19.	T,s dijagram.....	27
Slika 20.	Ovisnost stupnja djelovanja o vanjskoj temperaturi.....	28
Slika 21.	Ovisnost termodinamičke efikasnosti o tlaku pri različitim temperaturama.....	29
Slika 22.	Ovisnost optimalnih tlakova o najvišoj temperaturi u procesu	30
Slika 23.	Ovisnost termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju prigušenja.....	31
Slika 24.	Ovisnost termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju promjene T_{dp}	32
Slika 25.	Usporedba termodinamičke efikasnosti za dva različita slučaja	33
Slika 26.	Ovisnost snage plinske turbine o opterećenju	34

POPIS TABLICA

<i>Tablica 1. Stehiometrijski odnosi izgaranja</i>	<i>20</i>
<i>Tablica 2. Ulazni podaci za matematički model.....</i>	<i>25</i>
<i>Tablica 3. Rezultati dobiveni matematičkim modelom</i>	<i>26</i>
<i>Tablica 4. Temperature u karakterističnim točkama.....</i>	<i>27</i>
<i>Tablica 5. Termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju prigušenja</i>	<i>31</i>
<i>Tablica 6. Termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju promjene T_{dp}</i>	<i>32</i>
<i>Tablica 7. Snaga plinske turbine o opterećenju</i>	<i>34</i>

POPIS OZNAKA

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
CH_4	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Količinski udio metana u gorivu
C_2H_6	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Količinski udio etana u gorivu
C_3H_8	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Količinski udio propana u gorivu
C_4H_{10}	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Količinski udio butana u gorivu
CO_2	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Količinski udio ugljičnog dioksida u gorivu
H_2	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Količinski udio vodika u gorivu
N_2	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Količinski udio dušika u gorivu
H_d	MJ / m_n^3	Donja ogrjevna moć goriva
$V_{\text{O}_2\text{min}}$	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Volumen kisika za izgaranje
V_{Imin}	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Volumen zraka za izgaranje
V_{CO_2}	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Volumen ugljičnog dioksida nakon izgaranja
$V_{\text{N}_2\text{min}}$	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Volumen dušika iz zraka za izgaranje
$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{m}_n^3 / \text{m}_n^3$	Volumen vodene pare nakon izgaranja
Q_{dov}	MW	Dovedena toplina
P_{turb}	MW	Snaga dobivena na turbini
P_{komp}	MW	Snaga utrošena za pogon kompresora
P_{PT}	MW	Ukupna snaga plinske turbine
η		Stupanj djelovanja plinske turbine
q_g	Kg/s	Maseni protok goriva
h	KJ / m_n^3	Specifična entalpija
h_g	KJ / m_n^3	Specifična entalpija goriva
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura
ϑ_{iz}	$^{\circ}\text{C}$	Izentropska temperatura
$P_{\text{komp}}/P_{\text{turb}}$		Omjer snage turbine i snage kompresora
p	bar	tlak
p_{opt}	bar	Optimalni tlak
λ		Pretičak zraka
κ		Izentropski eksponent
π		Kompresijski omjer
c_p	$\text{KJ} / \text{m}_n^3\text{K}$	Specifični toplinski kapacitet pri konst. tlaku
R	$\text{KJ} / \text{m}_n^3\text{K}$	Plinska konstanta

SAŽETAK

U ovom radu je analiziran plinsko-turbinski dio kombiniranog postrojenja. Kao referentni model, korišten je predložak rada asistenta na Katedri za energetska postrojenja i energetiku dr.sc.Mislava Čehila.

U programskom paketu MATLAB™ napravljen je matematički model danog plinsko-turbinskog postrojenja koji obuhvaća modele kompresora, komore izgaranja i turbine. Algoritam rješavanja modela osigurava zadovoljavanje masenih i energetskih bilanci za zadano vanjsko opterećenje i temperaturu. Rezultati su uspoređeni s referentnim modelom te su prepoznati i objašnjeni uzroci promjene termodinamičke efikasnosti plinsko-turbinskog dijela postrojenja.

Ključne riječi: promjene vanjske temperature, termodinamička optimizacija, termodinamička iskoristivost

SUMMARY

This paper analyzes the gas turbine combined plant part. As a reference model, used the template work assistant at the Department of Energy and Energy dr.sc.Mislava Čehila.

The software package MATLABTM created a mathematical model of a given gas-turbine plant which includes models of compressors, combustors and turbines. The algorithm solving model provides satisfying mass and energy balances for a given external load and temperature. The results are compared with the reference model and are recognized and explained the causes of the changes the thermodynamic efficiency of a gas turbine part of the plant.

Keywords: changes in external temperature, thermodynamic optimization, thermodynamic efficiency

1. Uvod

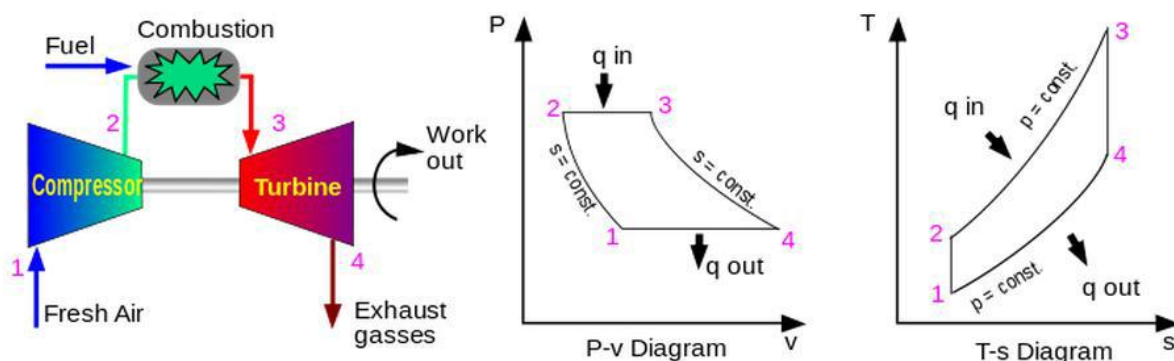
Današnjem modernom društvu da bi normalno funkcioniralo nužno je potrebna energija. Kako populacija raste iz dana u dan to je potreba za energijom sve veća. Tako se danas rade termoelektrane sve većih snaga, a glavni cilj je povećati iskoristivost te smanjiti emisiju štetnih i stakleničkih plinova. Proizvodnjom električne energije iz fosilnih goriva postižu se najveći stupnjevi pretvorbe kemijske energije goriva u električnu energiju uporabom kombiniranih ciklusa u kojima je s gornje strane Braytonov ciklus s plinskom turbinom, a s donje strane Rankinov ciklus s kotlom na otpadnu toplinu i parnom turbinom. Od trenutka prve upotrebe pa sve do sada se intenzivno radilo na povećanju iskoristivosti parno turbinskih agregata. Danas su toliko kompleksni da je ostalo malo mjesta za njihovo poboljšanje. Uvođenjem kombiniranih ciklusa počelo se intenzivno raditi na povećanju stupnja iskoristivosti plinskih turbina odnosno postizanja što viših temperatura na ulazu u plinsku turbinu. To zahtijeva upotrebu novih materijala i konstrukciju turbinskih lopatica koje mogu izdržati ekstremno velike temperature na ulazu u turbinu. Razvoj plinskih turbina djeluje termodinamički povoljno i na rad parnoturbinskog ciklusa u kojem se iskorištava otpadna toplina iz plinsko-turbinskog ciklusa.

1.1. Plinsko-turbinski ciklus

Plinska turbina je turbostroj u kojem se kinetička energija fluida pretvara u mehanički rad ili se ekspanzija fluida koristi za stvaranje potiska u mlaznim motorima. Turbine mogu biti aksijalne, radijalne ili aksijalno-radijalne. Najčešće su to aksijalne turbine čiji se stupanj sastoji od reda statorskih lopatica ili sapnica iza kojih slijedi red rotorskih lopatica.

Plinske turbine mogu raditi u sklopu zatvorenog ili otvorenog termodinamičkog ciklusa. Pri zatvorenom ciklusu ne dolazi do miješanja produkata izgaranja s radnim fluidom pa je taj ciklus prikladan za primjenu bilo kojeg goriva. Također kod takvog ciklusa radi čistoće radnog medija ne dolazi do oštećenja turbine. Međutim, nedostaci ovakvog tipa ciklusa su složenost konstrukcije i niska termodinamička iskoristivost.

Plinsko-turbinsko postrojenje s otvorenim ciklusom sastoji se od kompresora, komore izgaranja i plinske turbine. Okolišnji zrak se komprimira u kompresoru, zatim uvodi u komoru izgaranja gdje se miješa s gorivom koje izgara. Dimni plinovi izgaranja napuštaju komoru izgaranja te nastrejavaju na statorske lopatice, a zatim i na rotorsko kolo. Osnova plinsko-turbinskog procesa je desnokretni Joule-Braytonov ciklus koji se odvija između dvije izentropije i dvije izobare (Slika 1.). Toplina se izobarno dovodi izgaranjem goriva u komori izgaranja, a odvodi u izmjenjivaču topline ili okolišu.



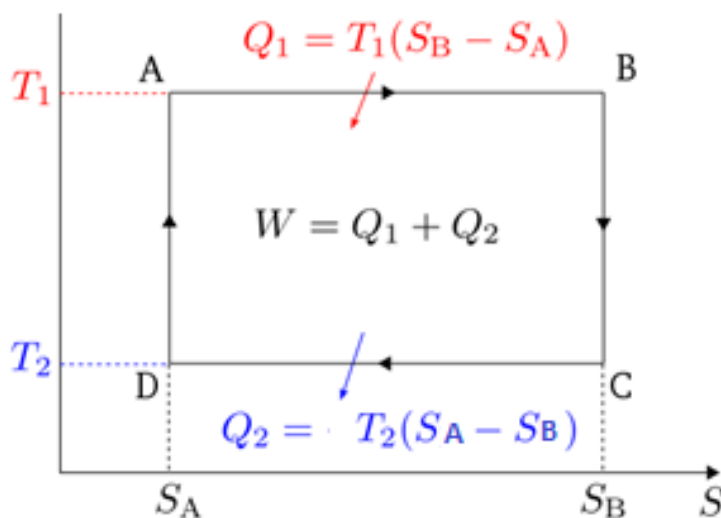
Slika 1. Idealni Braytonov ciklus

2. Termodinamički osvrt na kružne cikle

2.1. Carnotov ciklus

Termički stupanj djelovanja različitih kružnih procesa ne ovisi o svojstvima radne tvari, nego o načinu promjene stanja i kapacitetu raspoloživih toplinskih spremnika, tj. o njihovim temperaturama. Ako su promjene stanja radne tvari ravnotežne a istovremeno i povratne (reverzibilne), tj. bez mehaničkih gubitaka i nepovratno izmijenjene topline, tada se postiže najveći mogući termički stupanj djelovanja za zadane toplinske spremnike. Jedan takav proces je osmislio Nicolas Léonard Sadi Carnot 1824. godine, nazvan po njemu Carnotov proces. Redosljed promjena stanja kod Carnotova ciklusa je: izotermna ekspanzija C - D, izentropska ekspanzija D - A, izotermna kompresija A - B te izentropska kompresija, ponovno do početnog stanja C.

Ako je temperatura dovođenja topline jednaka temperaturi ogrjevnog spremnika i ako je temperatura odvođenja topline jednaka temperaturi rashladnog spremnika, tada je riječ o idealnom Carnotovom ciklusu. Idealni Carnotov ciklus je tehnički neprimjenjiv jer podrazumijeva izotermni prijenos topline koji traje beskonačno dugo. Međutim, kako je Carnotov ciklus u potpunosti ravnotežni proces, od naročitog je značaja za termodinamiku kao svojevrsni etalon kvalitete drugim kružnim ciklusima.



Slika 2. Carnotov ciklus u T-s dijagramu

Iz slike (Slika 2.) slijedi formula za iskoristivost Carnotovog ciklusa:

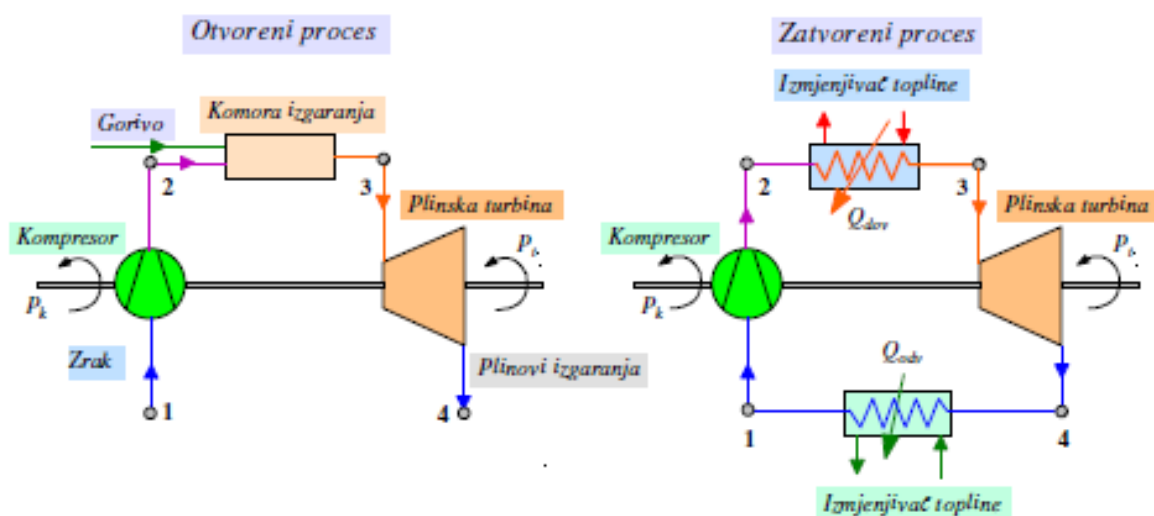
$$\eta_c = \frac{w_c}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Iz jednadžbe se daje zaključiti da iskoristivost realnog Carnotova ciklusa ovisi samo o temperaturama dovođenja i odvođenja topline neovisno o vrsti radnog medija koji sudjeluje u realizaciji procesa, budući da za izvod korištene jednadžbe dovođenja topline: Q_1 i Q_2 ne vrijede za bilo koju radnu tvar. Iz jednadžbe (1) je vidljivo da termički stupanj djelovanja Carnotova ciklusa raste s povećanjem temperature dovođenja topline T_1 , odnosno sa smanjenjem temperature odvođenja topline T_2 . Vrijedi i obratno.

Kada se neki od procesa želi usporediti sa Carnotovim, mora se izvršiti karnotizacija usporedivog procesa. Kako ostali ciklusi nemaju izotermno dovođenje topline T_d tada njihova temperatura dovođenja topline nije konstantna nego se mijenja te ju je stoga nužno osrednjiti. Srednja temperatura dovođenja topline T_{md} je nužno niža od najviše temperature u ciklusu odnosno T_d tada je jasno da će karnotizirani ciklus imati manju termodinamičku iskoristivost nego li Carnotov ciklus.

2.2. Braytonov ciklus

Braytonov ciklus je dobio ime po američkom inženjeru George Braytonu koji je 1870. godine modificirao Jouleov ciklus zamijenivši kompresijski i ekspanzijski cilindar zračnim kompresorom i plinskom turbinom. Svi plinsko-turbinski ciklusi se opisuju Braytonovim ciklusom, a odvijaju se između dvije izobare i dvije izentropije. Toplinski pad kod plinskih turbina je manji nego kod parnih zato što plin može ekspanzirati samo do tlaka okoliša, zato se ide više temperature izgaranja sa što optimalnijim kompresijskim omjerom. Danas postoje dva osnovna tipa izgradnje ovakvih ciklusa, a to su otvoreni i zatvoreni Braytonov ciklus (Slika 3.)



Slika 3. Otvoreni i zatvoreni Braytonov ciklus

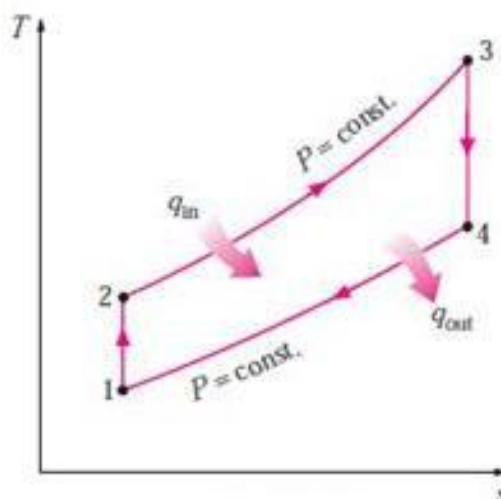
Radni medij zatvorenog ciklusa su inertni plinovi (N_2 , He). Kompresorom se vrši kompresija radnog medija 1 – 2, nakon čega se preko izmjenjivača topline dovodi dodatna količina topline 2 – 3, plin tada ekspanzira u turbini 3 – 4 predajući pritom rad te se opet odvodi do izmjenjivača topline koji toplinu predaje okolišu 4 – 1. Prednost zatvorenog procesa spram otvorenog je mogućnost korištenja različitih vrsta goriva (ugljena) budući da je komora izgaranja fizički odvojena, odnosno nema miješanja radnog medija s plinovima izgaranja (vanjsko izgaranje što omogućava smanjenje emisije štetnih plinova). Kod otvorenog ciklusa radni medij je zrak. Slijed ciklusa je: izentropska kompresija svježeg zraka 1 – 2, izobarno

izgaranje 2 – 3, izentropska ekspanzija smjese dimnih plinova 3 – 4 koji potom napuštaju proces. Važno je istaknuti, a što se i vidi sa slike da u komoru izgaranja ulazi svježi zrak visokih termodinamičkih parametara koji izaziva zapaljenje goriva koje se direktno ubacuje u komoru izgaranja pri čemu se nastala smjesa dimnih plinova pušta direktno na turbinu. Jasno je da se sada mora voditi izuzetna briga o kakvoći i kvaliteti goriva.

Omjer radova i termodinamička iskoristivost plinsko-turbinskog ciklusa su niski, ali mogu biti poboljšani povećanjem iskoristivosti kompresora i turbine. Otvoreni ciklus je postao osnova rada svih postrojenja s plinskim turbinama i mlaznim motorima.

2.2.1. Idealni Braytonov ciklus

Kada govorimo o idealnom Braytonovom ciklusu referiramo na zatvoreni Braytonov ciklus, budući da je vidljiva izobarna promjena stanja 4 – 1 u T-s dijagramu (Slika 4.), dok kod otvorenog ta linija realno gledajući ne postoji, jer se iz točke 4 ide u ispuh i pritom se uzima svježi radni medij u točki 1.



Slika 4. Prikaz idealno Braytonovog ciklusa u T-s dijagramu

Ako prilikom analize ciklusa zanemarimo promjene kinetičke i potencijalne energije, tada energetska jednačba za stacionarno stanje poprima oblik:

$$(q_{ul} - q_{izl}) + (w_{ul} - w_{izl}) = h_{izlaz} - h_{ulaz}$$

Jednačbe za odvedenu i dovedenu toplinu glase:

$$q_{ul} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (3)$$

$$q_{izl} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (4)$$

Kako su procesi 1 – 2 i 3 – 4 izentropski $p_2=p_3$ i $p_4=p_1$, a slijedi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_4}$$

Uvrštavajući jednadžbe (3) i (4) u formula za termodinamičku iskoristivost Braytonova procesa slijedi:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{q_{izl}}{q_{ul}} = 1 - \frac{1}{pr^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (5)$$

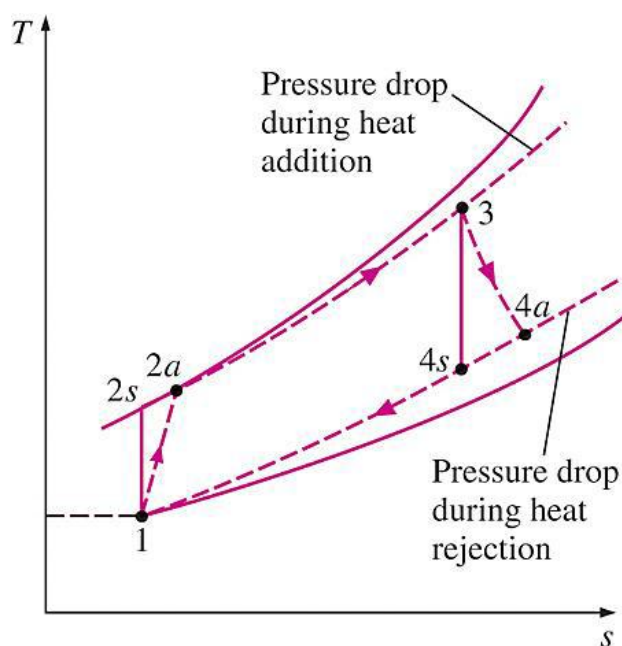
gdje je:

$$pr = \frac{p_2}{p_1}$$

kompresijski omjer. Iz jednadžbe (5) je vidljivo da termodinamička iskoristivost ovisi o kompresijskom omjeru i koeficijentu κ .

2.2.2. Realni Braytonov ciklus

Realni Braytonov ciklus je izveden kao otvoreni ciklus. Uzrok nižoj termodinamičkoj iskoristivosti kod realnih ciklusa je nepovrativost promjena stanja koja se odvijaju tijekom kompresije i ekspanzije. Osim toga, kod realnih ciklusa dolazi i do pada tlaka u komori izgaranja (svega 2 do 3%). Na donjoj slici (Slika 5.) je prikazan primjer realnog Braytonovog ciklusa. Iako u stvarnosti linija 4-1 ne postoji, tu je prikazana radi što bolje ilustracije.



Slika 5. Realni Braytonov ciklus

Dovedeni rad kompresoru:

$$w_{kompresora} = c_{p,kompresije} (T_{2a} - T_1)$$

Dovedena toplina:

$$q_{dov} = c_p (T_3 - T_{2a})$$

Dovedeni rad na turbini:

$$w_{turbine} = c_{p,ekspanzije} (T_3 - T_{4a})$$

Korisno dobiveni rad:

$$\eta = \frac{\text{korisno dobiveni rad}}{\text{dovedena toplina}} = \frac{w_{turbine} - w_{kompresora}}{q_{dov}}$$

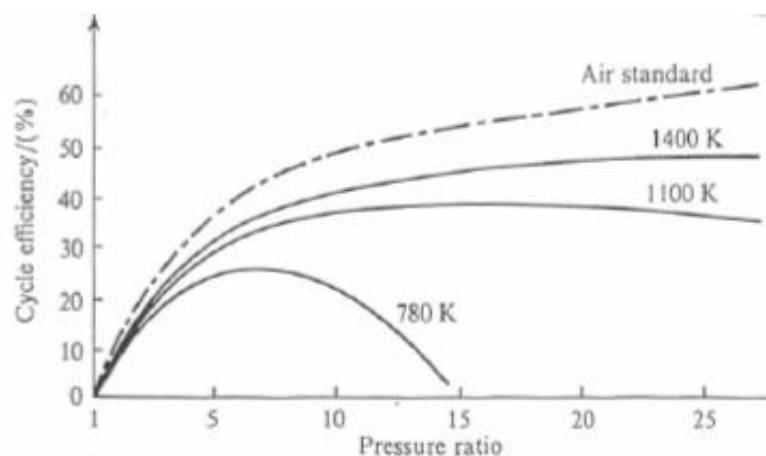
Koeficijent iskoristivosti kompresora:

$$\eta_{kompresora} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

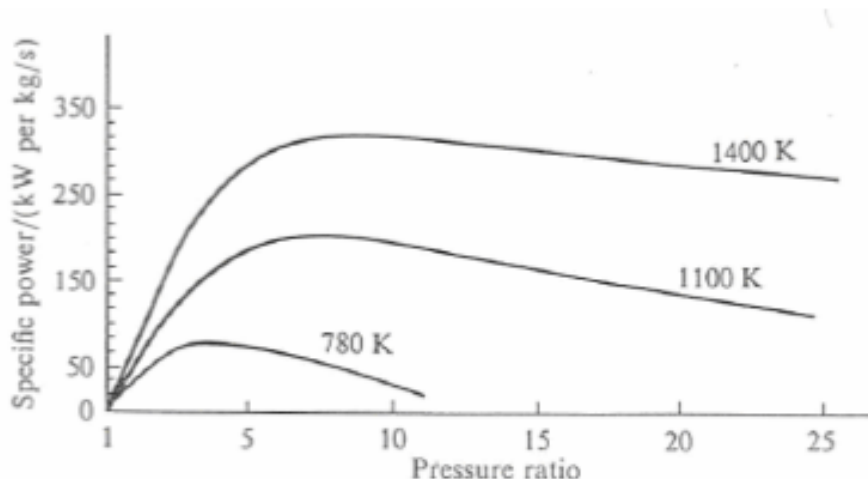
Koeficijent iskoristivosti turbine:

$$\eta_{turbine} = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_{4s}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

Najviša temperatura u ciklusu je na kraju izgaranja, tj. na ulazu u turbinu (točka 3.) i ona je ograničena kvalitetom materijala od kojih su načinjene lopatice. Za što bolju termodinamičku iskoristivost ciklusa potrebne su što veće temperature izgaranja i njima pripadajući kompresijski omjeri. Izgaranjem plina u plinskim turbinama postižu se temperature do 1500 °C, što je znatno više nego kod parnih turbina (600°C). Time se postižu znatno više srednje temperature dovođenja topline u plinskoj turbini u odnosu na parnu. To je jedna od glavnih prednosti plinskih turbina u odnosu na parne. Slika 6. prikazuje termodinamičku iskoristivost u ovisnosti o kompresijskom omjeru za različite vrijednosti maksimalne temperature pri fiksnim koeficijentima izentropske iskoristivosti kompresora i turbine. Korisno dobiveni rad ovisi o kompresijskom omjeru i maksimalnoj temperaturi ciklusa, te je shodno tome dijagramski prikazan na slici (Slika 7.)



Slika 6. Iskoristivost Braytonova ciklusa kao funkcija kompresijskog omjera i T_3



Slika 7. Krivulje specifične snage u ovisnosti o kompresijskom omjeru za različite maksimalne temperature

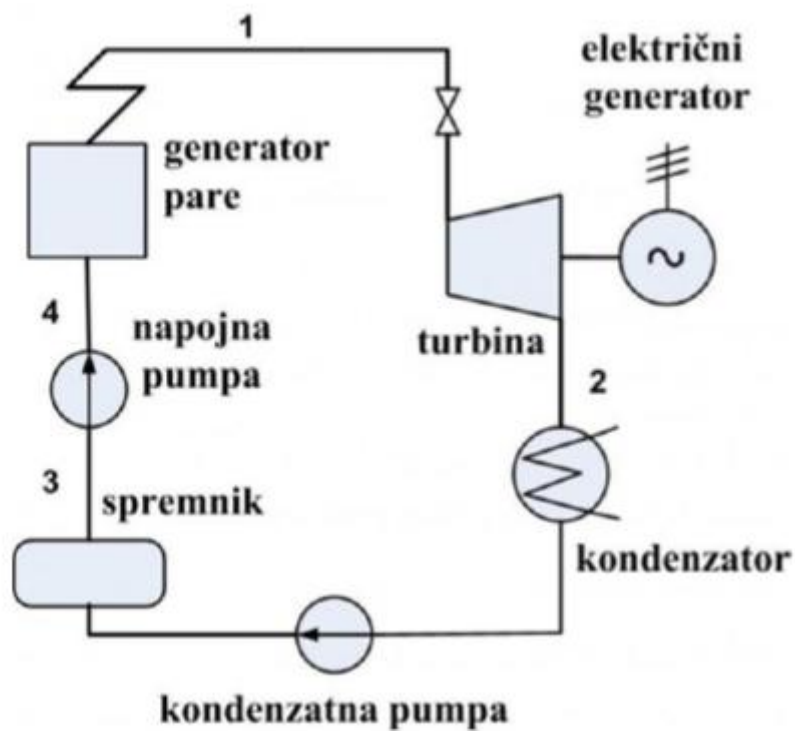
2.2.3. Poboljšanja Braytonova ciklusa

Za što bolju iskoristivost ciklusa je nužan što je moguće veći omjer radova. U tu svrhu se koriste metode međuhlađenja između kompresijskih stupnjeva te međuizgaranje između turbinskih stupnjeva. Može se dogoditi da ovima metodama povećamo omjer radova, a da snizimo koeficijent iskoristivosti. Stoga se ove metode koriste kombinirano s izmjenjivačima topline i tada osim što dolazi do povećanja omjera radova, raste i termodinamički koeficijent iskoristivosti.

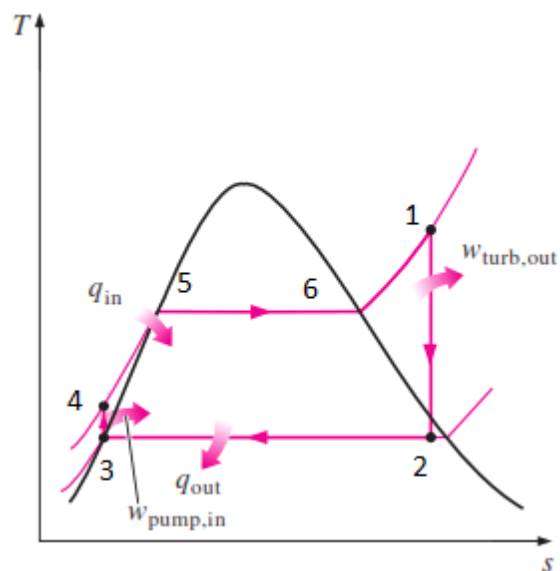
2.3. Rankineov ciklus

Rankineov ciklus je ciklus s vodenom parom kao radnom tvari. Osnovni ciklus se odvija na sljedeći način: voda u generatoru pare se podiže do visokog tlaka i temperature, uglavnom do pregrijanja, nakon čega se ta para visokih parametara ekspandira u turbini do kondenzatorskog tlaka pri čemu se dobiva koristan rad. Kondenzat se pumpom šalje natrag u generator pare i time je ciklus završen. U praksi postoji niz popratnih pomoćnih sustava i izmjenjivača koji omogućuju efikasniji rad parno-turbinskog agregata. Toplinski pad kod parnih turbina je znatno veći negoli kod plinskih, jer ekspanzija ide do 0,05 bar (kod plinskih turbina ide do okolišnog stanja).

Na slici (Slika 8.) je prikazana shema osnovnog tipa Rankinova ciklusa te je popraćena s pripadajućim T-s dijagramom (Slika 9.).



Slika 8. Shema jednostavnog parno-turbinskog postrojenja



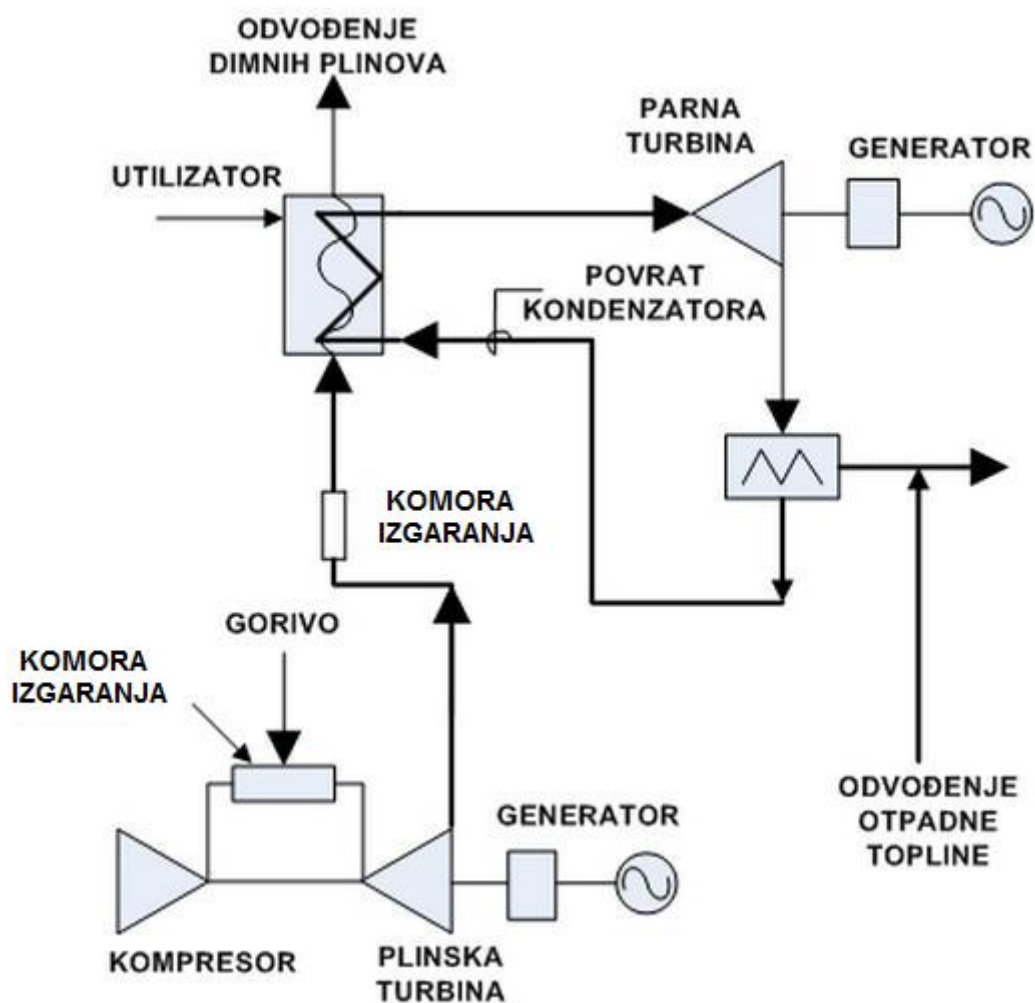
Slika 9. Prikaz Rankinova ciklusa u T-s dijagramu

Rankinov ciklus je našao primjenu skoro u svim postrojenjima koja se bave proizvodnjom bilo toplinske bilo električne energije, tako da je tipičan sastavni dio klasičnih termoelektrana, kombiniranih postrojenja, kogeneracijskih postrojenja te nuklearnih postrojenja.

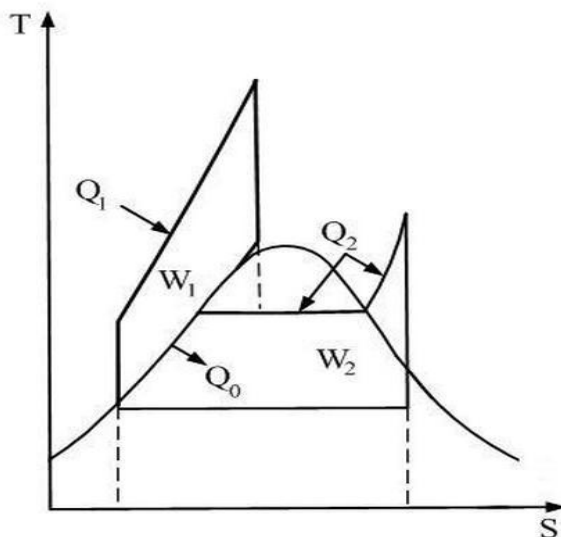
3. Kombinirani ciklus

3.1. Općenito i kombiniranom ciklusu i plinskoj turbini

U svrhu što većeg iskorištenja energije primjenjuju se kombinirani ciklusi. Tipovi kombiniranih ciklusa su binarni parni ciklus koji obuhvaća dva Rankineova ciklusa u seriji te Jouleov ili Braytonov ciklus u kombinaciji s Rankineovim ciklusom. Ovaj posljednji je dakle kombinacija plinske i parne turbine. Slika 10. prikazuje shemu kombiniranog procesa, a slika 11. T,s-dijagram kombi ciklusa.



Slika 10. Shema kombiniranog procesa



Slika 11. T,s-dijagram kombi procesa

Plinska turbina je jedinica s višom temperaturom pa plinovi izgaranja koji napuštaju plinsku turbinu su pri visokoj temperaturi. Upravo plinovi takvih veličina stanja mogu poslužiti kao izvor topline za dobivanje pare pri željenom tlaku i temperaturi. Najjednostavniji način prijenosa topline s jednog na drugi ciklus je pomoću izmjenjivača topline preko kojega su povezani zatvoreni plinsko-turbinski i parno-turbinski ciklus. Stupanj korisnosti kombiniranog postrojenja može se definirati kao omjer ukupne električne snage i toplinske snage dovedene u proces:

$$\eta = \frac{P}{Q_{top}} = \frac{P_{PL} + P_{PA}}{Q_{PL} + Q_{PA}}$$

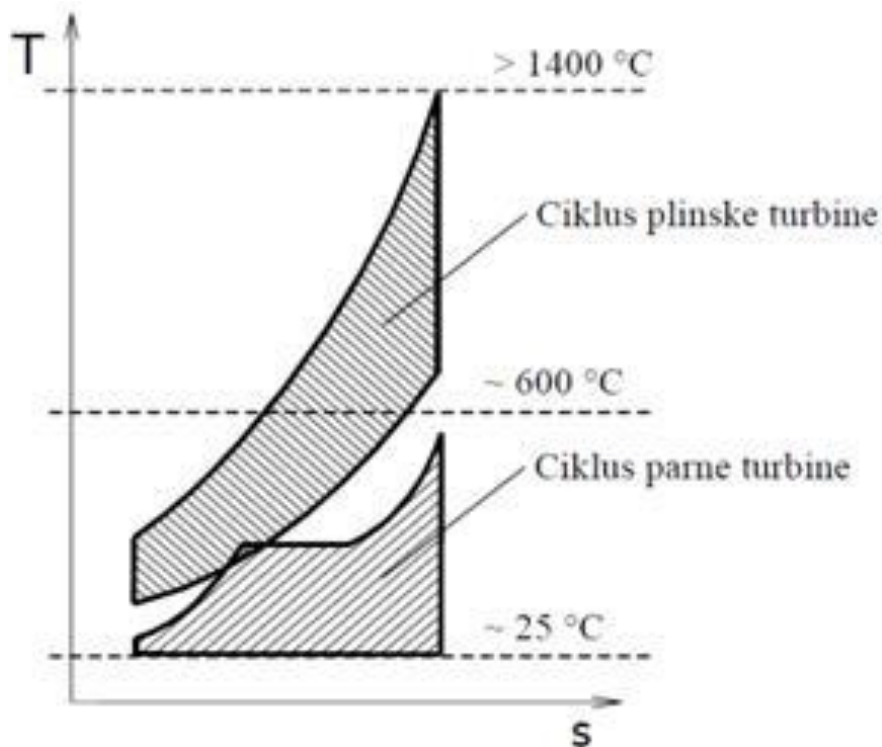
3.2. Termodinamički opis kombiniranog ciklusa

Kombinirani ciklus se sastoji od plinsko-turbinskog i parno-turbinskog dijela. Dimni plinovi na ulazu u turbinu imaju veoma visoku temperaturu 1200 [°C] do 1500 [°C], dok je temperatura dimnih plinova koji napuštaju turbinu još uvijek visoka (oko 600 [°C]) te je moguće dobiti stupnjeve djelovanja od oko 38 %. Ispuštanje takovih plinova u okoliš predstavljala je znatan termodinamički gubitak. Kako bi se ti gubici izbjegli često se na plinsku turbinu nadovezuje parno-turbinsko postrojenje (Slika 11.). Parno-turbinska postrojenja imaju temperaturu od oko 600 [°C] na ulazu, dok je donja temperatura 25 [°C], te je moguće dobiti stupnjeve djelovanja od oko 45 %.

Suština kombiniranog procesa je iskorištavanje otpadne topline plinsko-turbinskog dijela odnosno iskorištavanje temperaturnih gradijenta obaju procesa (od 1500 [°C] do 600 [°C] i od 600 [°C] do 25 [°C]), što omogućava stupanj djelovanja i do 60 %. Napretkom tehnologije i pomaka na području razvoja plinskih turbina napravilo je kombinirani ciklus veoma ekonomski atraktivnim. Upotrebom kombiniranog ciklusa podiže se termodinamička efikasnost bez velikih investicijskih troškova. Bitno je naglasiti da kod kombiniranih ciklusa za danu ukupnu izlaznu snagu smanjuje se potrebna dovedena topline pri čemu troškovi instaliranja plinsko-turbinske jedinice iznose četvrtinu troškova parno-turbinske jedinice.

Nedostaci kombiniranog ciklusa su gubitak fleksibilnosti i pouzdanosti koje je imalo samo plinsko-turbinsko postrojenje te korištenje dviju različitih vrsta goriva.

Danas se zbog napretka u razvoju kombinirani ciklusi koriste sve više i to posebno u području srednjih snaga. Napretci su sljedeći: sniženi investicijski troškovi, smanjena potrošnja goriva, brža realizacija gradnje postrojenja, povećana pouzdanost uz minimalnu kontrolu, dobre karakteristike starta iz hladnog stanja, mogućnost neovisnog rada turbine, mogućnost korištenja goriva lošije kvalitete i smanjenje zagađivanja okoliša.



Slika 12. Prikaz kombiniranog ciklusa u T-s dijagramu

Stupanj korisnosti kombiniranog postrojenja definira se kao omjer ukupne električne snage umanjene za snagu pomoćnih sustava postrojenja te električnih gubitaka i toplinskog toka dovedenog u proces:

$$\eta_{netto} = \frac{P}{Q} = \frac{P_{el,PL} + P_{el,PA} - P_{PS}}{Q_{PL} + Q_{PA}}$$

gdje su redom: $P_{el,pl}$ – električna snaga plinske turbine

$P_{el,pa}$ – električna snaga parne turbine

Q_{pl} – dovedena toplinska snaga plinskom procesu

Q_{pa} – dovedena toplinska snaga za dogrijavanje parnog procesa

Osim izvrsne iskoristivosti, postrojenja s kombiniranim procesom posjeduju i širok raspon drugih prednosti:

- Ekološki su prihvatljivija od svih ostalih postrojenja na fosilna goriva, jer praktično ne emitiraju SO₂ niti prašinu. Emisije NO_x su niže od 25 ppm, zahvaljujući naprednoj tehnologiji izgaranja.
- Emisija CO₂ je daleko niža nego kod konvencionalnih termoenergetskih postrojenja na ugljen zbog visoke iskoristivosti i posljedično, niže potrošnje goriva, kao i zbog niskog sadržaja ugljika u prirodnom plinu.
- Specifični investicijski troškovi te prostorni zahtjevi su značajno niži nego kod ostalih postrojenja.
- Vrijeme izgradnje postrojenja je vrlo kratko.
- Troškovi proizvodnje električne energije su općenito niži nego kod ostalih postrojenja.

3.3. Ekološki učinci

Ekološki učinci plinsko-turbinskih postrojenja su značajno smanjeni tijekom zadnjih 15 godina serijom tehnoloških inovacija. Atmosferske emisije uglavnom se odnose na CO₂ i NO_x. Od ekološkog značaja je i upotreba rashladne vode.

Potrebno je naglasiti da je emisija glavnog stakleničkog plina, CO₂ po jedinici proizvedene električne energije, manja u kombiniranom ciklusu nego u konvencionalnom postrojenju zbog većeg stupnja djelovanja te konzekventno niže specifične potrošnje goriva. Osim toga, prirodni plin sadrži manji udio ugljika od ostalih fosilnih goriva. Dušikovi oksidi, NO_x, predstavljaju značajan udio štetne emisije plinskih turbina jer se smatraju prekursorima fotokemijskog smoga. S obzirom na postanak, NO_x se dijeli na termalni NO_x, te na NO_x uzrokovan sadržajem dušika u gorivu. Rješenja za smanjenje emisija uglavnom se koncentriraju na termalni NO_x, koji nastaje kada se smjesa kisika i dušika dovodi na visoku temperaturu prilikom izgaranja. Rješenja se baziraju bilo na sniženju vršne temperature izgaranja, bilo na promjenu sastava smjese kisika i dušika, koji ne teži nastajanju NO_x.

Jedan od načina redukcije NO_x kod kombiniranih ciklusa je ubrizgavanjem pare iz generatora pare u komoru izgaranja plinske turbine. Injektirana para snižava temperaturu izgaranja, a kada ekspandira u turbini povećava snagu. Drugo rješenje je selektivna katalitička redukcija NO_x uz pomoć ubrizgavanja amonijaka u plinsku turbinu. Iako djelotvorne, ove metode mogu skratiti radni vijek turbine, te povećati emisiju ugljičnog monoksida CO. Emisija NO_x reda veličine 9 ppm smatra se prihvatljivom, ali kod većih vrijednosti mora se primijeniti selektivna katalitička redukcija koja se postavlja u HRSG. Emisija ugljičnog monoksida CO, iz ispuha plinske turbine ne smatra se značajnijim ekološkim problemom. Emisija N₂O u principu slijedi trend emisije ugljičnog monoksida s obzirom na režim rada turbine. Pri punom opterećenju, emisije CO i N₂O su relativno niske, ali kod djelomičnog opterećenja, emisije postaju značajnije. Ekološki učinci plinsko-turbinskih postrojenja smanjeni su i redukcijom upotrebe rashladne vode. Termoelektrane često koriste goleme količine rashladne vode te tako sudjeluju u narušavanju eko sustava, kao i zbog toplinskog zagađivanja vodotokova koje vodi smanjenju količine otopljenog kisika. Kombinirana postrojenja danas koriste znatno manje količine rashladne vode zahvaljujući naprednijim konstrukcijama izmjenjivača topline, te zatvorenom rashladnom krugu.

4. Plinska turbina

4.1. Opis rada plinske turbine

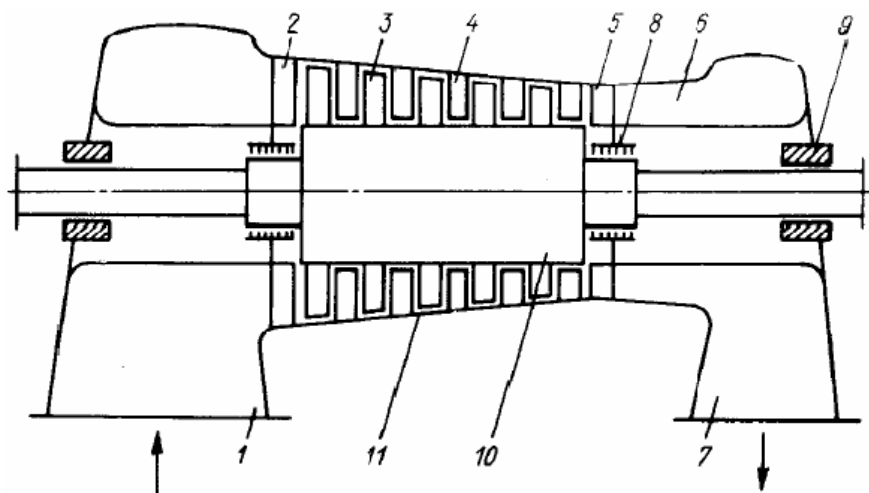
Plinska turbina je rotacijski stroj koji pretvara energiju izgaranja goriva u koristan rad. Spadaju u motore s unutarnjim izgaranjem. Na ulazu se nalazi kompresor, koji povećava tlak ulaznih plinova, dok im smanjuje obujam. Zrak takvog stanja ulazi u komoru za izgaranje, gdje se miješa sa gorivom i zatim pali, čime se unosi energija. Izgaranje goriva stvara i velike temperature. Proizvodi izgaranja prisilno ulaze u turbinu, sa velikom brzinom i protokom, gdje se preko mlaznica usmjeruje na lopatice, koje se okreću, a ispušni plinovi izlaze sa smanjenom temperaturom i tlakom.

Dobivena energija može se prenijeti preko vratila, komprimiranog zraka ili potiska, ovisno o tome primjenjuje li se za zrakoplove, vlakove, brodove, električne generatore ili čak za tenkove.

4.2. Osnovne komponente plinske turbine

4.2.1. Kompresor

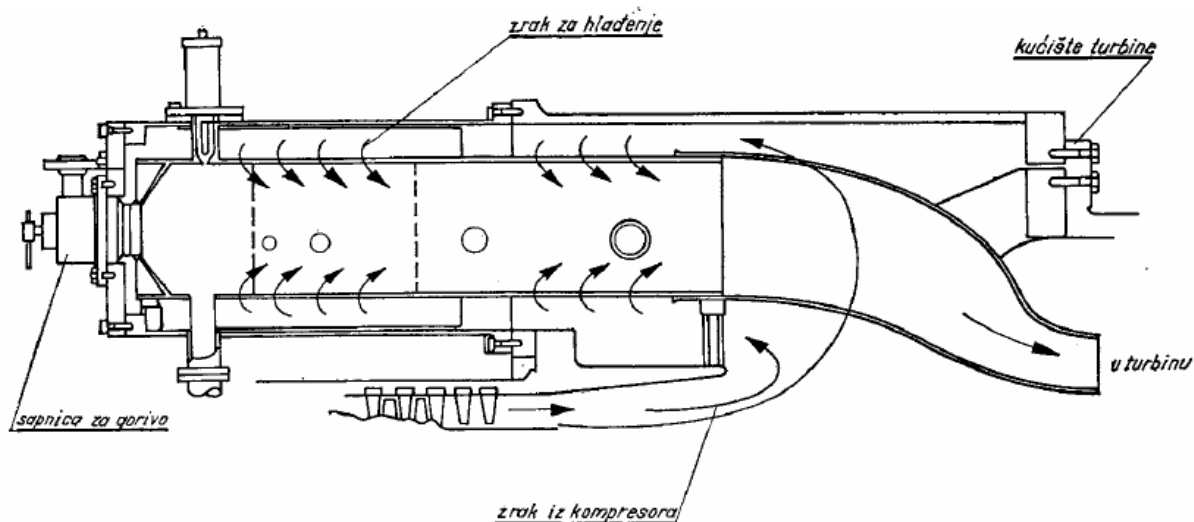
U postrojenjima plinske turbine koriste se aksijalni i radijalni kompresori. Kod aksijalnih kompresora zrak protječe kroz statorske i rotorske lopatice u smjeru vratila, dok je u radijalnim kompresorima smjer kretanja zraka radijalan na rotorsko kolo. Za manje kompresijske omjere (4:1) radijalni su kompresori lakši i ostvaruju visoku efikasnost u širokom opsegu protoka u odnosu na aksijalne kompresore. Jeftiniji su u proizvodnji i robusniji. Za veće je jedinice (industrijska i brodska plinsko-turbinska postrojenja) aksijalni kompresor efikasniji i češće se koristi. U području zrakoplovstva trend se kreće prema što višim kompresijskim omjerima što opet zadovoljavaju aksijalni kompresori. Obično se kompresijski omjer kreće u granicama 10-20.



Slika 13. Aksijalni kompresor

4.2.2. Komora izgaranja

U komori se izgaranja komprimiranom zraku dovodi gorivo čijim se izgaranjem proizvode dimni plinovi koji čine radnu tvar u plinskoj turbini. Jedna od mogućih izvedbi komore izgaranja prikazana je na slici 14.



Slika 14. Komora za izgaranje

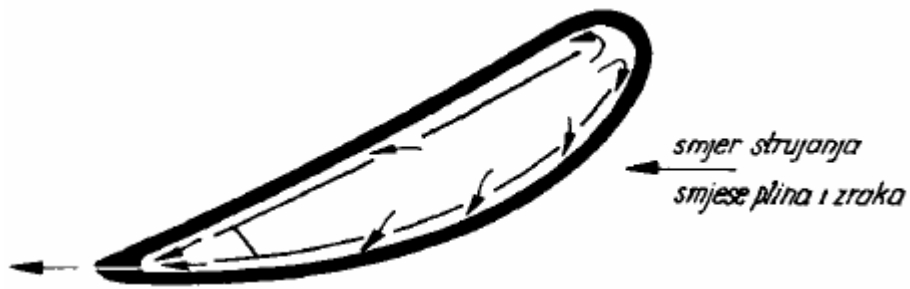
Komora se izgaranja sastoji od dvaju cilindara. U unutarnjem se cilindru odvija izgaranja prilikom čega se razvijaju visoke temperature. Kroz prstenasti otvor između dvaju cilindara struji komprimirani zrak koji se na taj način zagrijava (bolje izgaranje), a s druge strane štiti vanjski cilindar od visokih temperatura. Za izgaranje se dovodi 3-6 puta više zraka od teoretski potrebnog zbog sniženja maksimalnih temperatura. Komore izgaranja trebaju osigurati:

- stabilno izgaranje u širokim granicama opterećenja
- jednoličnu raspodjelu temperatura dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja
- da gubitak tlaka u komori izgaranja bude što manji.

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

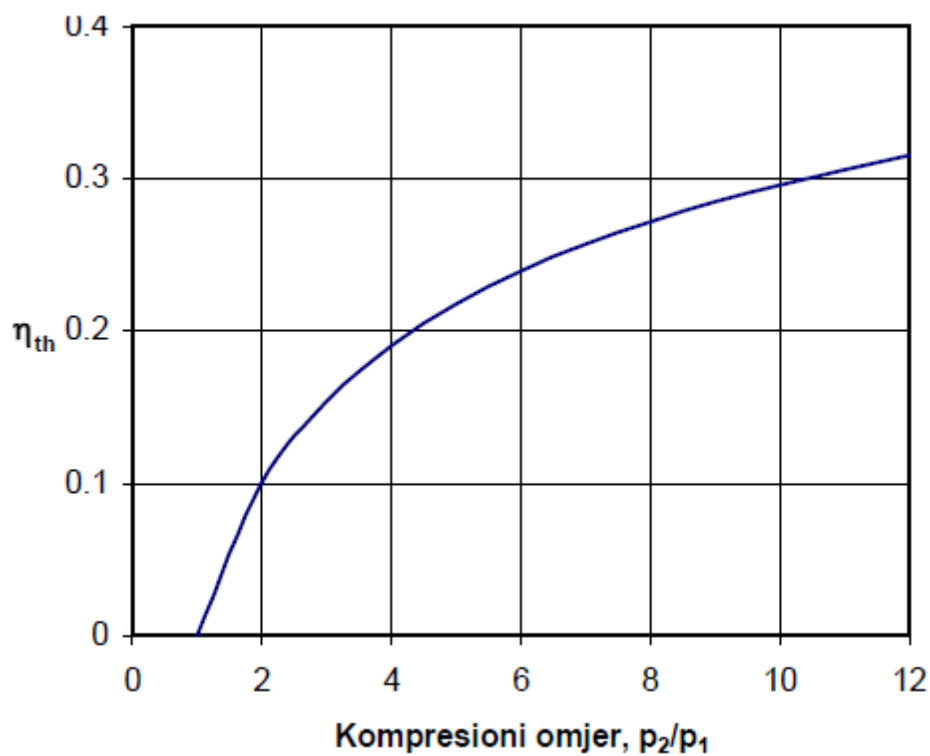
4.2.3. Turbina

U turbini se entalpijski pad dimnih plinova pretvara u kinetičku energiju, a ova u mehanički rad. U zavisnosti od izvedbe obično ima 2-8 turbinskih stupnjeva. Današnji materijali ne mogu izdržati u kontinuiranom pogonu maksimalne temperature koje se razvijaju izgaranjem. To se prvenstveno odnosi na mehanički visoko opterećene dijelove kakvi su npr. lopatice prvih stupnjeva turbine. Zbog toga su lopatice izrađene od visoko legiranih materijala na bazi nikla i intenzivno se hlade zrakom (Slika 15.).



Slika 15. Lopatica turbine

Stupanj iskoristivosti postrojenja raste s porastom temperature (i tlaka) dovođenja topline, što je prikazano na sljedećoj slici (Slika 16.).



Slika 16. Rast stupnja iskoristivosti s porastom kompresijskog omjera

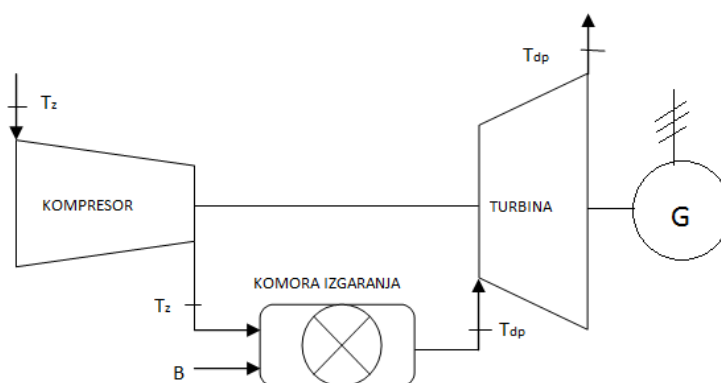
5. Matematički model

Matematički model plinske turbine napravljen je u programskom paketu Matlab.

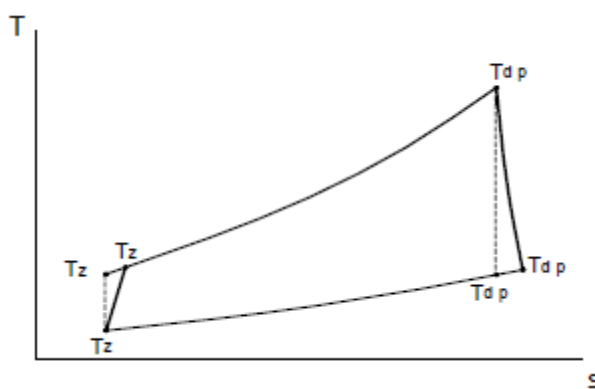
5.1. Matlab

Matematički model napravljen je u nekoliko m-datoteka. Napravljene su četiri osnovne m-datoteke PT.m, Kompresor.m, Izgaranje.m i Turbina.m u kojima su opisani kodovi posebno za osnovne jednačbe plinske turbine, kompresije, izgaranja i ekspanzije. U m-datoteci PT.m integrirane su ostale tri osnovne m-datoteke.

Za potrebe ovog proračuna potrebno je poznavati toplinske kapacitete, molarne mase, entalpije i još neke tablične veličine. Model postrojenja sadrži matematičke modele kompresora, komore izgaranja i plinske turbine. U proračunu su korišteni zakoni održanja mase, energije te ostale konstitutivne relacije vezane uz termodinamički proračun izgaranja i ostalih komponenata postrojenja. Na donjim slikama (Slika 17., Slika 18.) prikazana je shema modela koja je popraćena prikazom u T-s dijagramu.



Slika 17. Shema plinsko-turbinskog agregata



Slika 18. Prikaz plinsko-turbinskog agregata u T-s dijagramu

Radni prostori su napravljeni na način da su se preko funkcije 'import data' unosile tablične vrijednosti iz excel tablica koje su dobivene na kolegiju Generatori pare. Dio potrebnih podataka, koje ne sadrže te tablice, preuzeti su iz drugih izvora. Radni prostori sa potrebnim podacima unosili su se u m-datoteke korištenjem naredbe 'load'. Podatci za vrijednosti temperatura koje nisu upisane u tablice određeni su pomoću naredbi koje interpoliraju tablične podatke 'interp1' za vektore i 'interp2' za matrice.

Za uspješno funkcioniranje modela potrebno je sve m-datoteke držati u istom direktoriju. Zbog toga što se neke varijable koriste u više m-datoteka, potrebno je te varijable proglašiti globalnima korištenjem funkcije 'global'. Time se omogućuju operacije s tim varijablama između m-datoteka u kojima su one proglašene globalnima.

Za izradu tablica i grafova napravljene su m-datoteke za svaki graf ili tablicu posebno, oni koriste osnovne četiri m-datoteke koji se učitavaju pomoću naredbe 'run'. Pri izradi nekih tablica i grafova trebalo je napraviti određene preinake osnovnih m-datoteka.

Vrijednosti korištene za izradu grafova i tablica dobivene su pomoću jedne ili dvije FOR petlje. Vrijednosti za svaku varijablu dobivene su kao vektori, te su se iz njih napravljene tablice ili grafovi.

5.2. Osnovne jednadžbe

$$\eta = \frac{P_{PT}}{Q_{dov}}$$

$$P_{PT} = P_{turb} - P_{komp}$$

$$P_{turb} = \frac{q_g \cdot (h_3 - h_4)}{1000}$$

$$P_{komp} = \frac{q_g \cdot (h_2 - h_1)}{1000}$$

$$Q_{dov} = \frac{q_g \cdot (h_3 - h_2 - h_g)}{1000}$$

Gdje su: Q_{dov} – dovedena toplina u MW

P_{turb} – snaga dobivena na turbini u MW

P_{komp} – snaga utrošena za pogon kompresora u MW

P_{PT} – ukupna snaga plinske turbine u MW

η – stupanj djelovanja plinske turbine

q_g – protok goriva u m_n^3/s

h_1 – specifična entalpija na ulazu u kompresor u KJ/m_n^3 goriva

h_2 – specifična entalpija na izlazu iz kompresora u KJ/m_n^3 goriva

h_3 – specifična entalpija na ulazu u turbinu u KJ/m_n^3 goriva

h_4 – specifična entalpija na izlazu iz turbine u KJ/m_n^3 goriva

h_g – specifična entalpija zagrijanog goriva u KJ/m_n^3 goriva

Važno je napomenuti da su specifične entalpije izražene u kilojoulima po normnom metru kubnom goriva. Entalpija u točki 3 izračunata je prilikom proračuna izgaranja i bit će prikazana u poglavlju 5.4. Sve ostale entalpije preračunate su u KJ/m_n^3 goriva prema sljedećim izrazima.

$$h_1 = h_{z1} \cdot Vl = (cp_{z1} \cdot \vartheta_1) \cdot Vl$$

$$h_2 = h_{z2} \cdot Vl = (cp_{z2} \cdot \vartheta_2) \cdot Vl$$

$$h_4 = h_{dp4} \cdot (Vl + 1) = (cp_{z2} \cdot \vartheta_2) \cdot (Vl + 1)$$

$$h_g = cp_g \cdot \vartheta_g$$

$$cp_g = CH_4 \cdot cp_{CH_4} + C_2H_6 \cdot cp_{C_2H_6} + C_3H_8 \cdot cp_{C_3H_8} + C_4H_{10} \cdot cp_{C_4H_{10}} + N_2 \cdot cp_{N_2} + H_2 \cdot cp_{H_2}$$

Gdje su: h_{z1} – specifična entalpija u točki 1 izražena u KJ/m_n^3 zraka

h_{z2} – specifična entalpija u točki 2 izražena u KJ/m_n^3 zraka

h_{dp4} – specifična entalpija u točki 4 izražena u KJ/m_n^3 dimnih plinova

Vl – volumen zraka po KJ/m_n^3 goriva

cp – specifični toplinski kapaciteti pri konstantnom tlaku

5.3. Kompresija

Kompresija u kompresoru teče politropski jer postoje određeni gubitci prilikom te promjene stanja. Ta politropska kompresija određena je izentropskom kompresijom i stupnjem djelovanja kompresora. Stvarni stupanj djelovanja kompresora nije bilo moguće saznati, stoga je stupanj djelovanja pretpostavljen na $\eta_{komp}=0.88$.

$$T_{2iz} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_z - 1}{\kappa_z}}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2iz} - T_1)}{\eta_{komp}}$$

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

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

$$\kappa_z = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_v]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}$$

$$\kappa_z = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} - R_z}$$

Gdje su: ϑ_1 – temperatura na ulazu u kompresor

ϑ_2 – temperatura na izlazu iz kompresora

ϑ_{2iz} – izentropska temperatura na izlazu iz kompresora

$[c_p]_0^{\vartheta}$ – spec. topl. kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i neke druge temp.

$[c_p]_0^{\vartheta_A}$ – spec. topl. kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve niže temp. (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temp. ϑ .

$[c_p]_0^{\vartheta_B}$ – spec. topl. kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve više temp. (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temp. ϑ .

$[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}$ – spec. topl. kapacitet pri konstantnom tlaku između temperatura na ulasku i izlasku iz kompresora

R_z – plinska konstanta zraka ($0,3712 \text{ kJ/m}_n^3\text{K}$)

κ_z – izentropski eksponent izentropije po kojoj se odvija kompresija

Izentropski eksponent κ_z različit je za svaku razliku temperatura, pa se mora izračunavati za temperaturnu razliku na ulazu i izlazu iz kompresora.

Budući da temperaturu na izlasku iz kompresora ne znamo, a κ_z ovisi o njoj, sustav jednačbi nam predstavlja sustav nelinearnih jednačbi. Za rješavanje sustava od 6 jednačbi i 6 nepoznanica u Matlabu koristi se solver 'fsolve'.

'fsolve' rješava sustav nelinearnih jednačbi definiranih s: $F(x) = 0$

Za x gdje je $F(x)$ funkcija koja vraća vektorsku vrijednost x je vektor ili matrica. U solver su zadane približne vrijednosti varijabli kako bi se smanjio broj iteracija i vrijeme računanja. Iz vektorskog rješenja separirane su skalarnе vrijednosti za svaku varijablu.

5.4. Izgaranje

Izgaranje u plinskim turbinama je potpuno sa značajnim pretičkom zraka 3-6 zbog sniženja maksimalnih temperatura. Maksimalne temperature su ograničene svojstvima materijala, ako se plinska turbina vozi na previsokim temperaturama, koje nisu preporučene, njen životni vijek se drastično smanjuje.

Donja ogrjevna vrijednost Hd računata je prema izrazu:

$$Hd = Hd_{H_2} \cdot H_2 + Hd_{CH_4} \cdot CH_4 + Hd_{C_2H_6} \cdot C_2H_6 + Hd_{C_3H_8} \cdot C_3H_8 + Hd_{C_4H_{10}} \cdot C_4H_{10}$$

Gdje su: Hd – donja ogrjevna moć goriva u KJ/m_n^3 goriva

Hd_{H_2} - donja ogrjevna moć vodika u $KJ/m_n^3 H_2$

Hd_{CH_4} - donja ogrjevna moć metana u $KJ/m_n^3 CH_4$

$Hd_{C_2H_6}$ – donja ogrjevna moć etana u $KJ/m_n^3 C_2H_6$

$Hd_{C_3H_8}$ - donja ogrjevna moć propana u $KJ/m_n^3 C_3H_8$

$Hd_{C_4H_{10}}$ – donja ogrjevna moć butana u $KJ/m_n^3 C_4H_{10}$

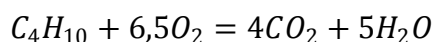
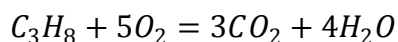
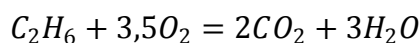
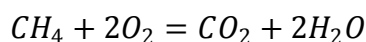
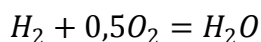
Plinskim je gorivima sastav zadan u volumnim udjelima.

$$H_2 + N_2 + CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_4H_{10} = 1$$

Tablica 1. Stehiometrijski odnosi izgaranja

Izgaranje	Potreba kisika	Proizvodi izgaranja			
		m^3		m^3	
$1m^3$	m^3	m^3		m^3	
CO	0,5	1	CO ₂		
H ₂	0,5	1	H ₂ O		
H ₂ S	1,5	1	SO ₂	1	H ₂ O
CH ₄	2	1	CO ₂	2	H ₂ O
C _m H _n	m+n/4	m	CO ₂	n/2	H ₂ O

Jednadžbe izgaranja:



5.4.1. Količina zraka za izgaranje

$$V_{O_2min} = 0,5H_2 + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10}$$

$$V_{Lmin} = \frac{V_{O_2min}}{0,21}$$

Nazivnik gornje jednadžbe predstavlja volumni udio kisika u zraku koji iznosi približno 21%.

5.4.2. Sastav dimnih plinova

$$V_{dp} = V_{CO_2} + V_{N_2min} + V_{H_2O} + (\lambda - 1) \cdot V_{Lmin}$$

$$V_{CO_2} = CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10}$$

$$V_{N_2min} = 0,79 \cdot V_{Lmin} + N_2$$

$$V_{H_2O} = H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10}$$

Gdje su: V_{dp} – ukupni volumen dimnih plinova

V_{CO_2} –volumen ugljičnog dioksida

V_{N_2min} –volumen dušika iz zraka koji je sudjelovao u izgaranju

V_{H_2O} – volumen vodene pare

Potrebno je odrediti i plinsku konstantu dimnih plinova R_{dp} jer će nam ona trebati za izračunavanje izentropskog eksponenta ekspanzije u turbini.

$$R_{dp} = r_{CO_2} \cdot R_{CO_2} + r_{N_2min} \cdot R_{N_2} + r_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + r_z \cdot R_z$$

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{dp}}$$

$$r_{N_2min} = \frac{V_{N_2min}}{V_{dp}}$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{dp}}$$

$$r_z = (\lambda - 1) \frac{V_{Lmin}}{V_{dp}}$$

Gdje su: R_{dp} – plinska konstanta dimnih plinova u $KJ/(m_n^3K)$

R_{CO_2} – plinska konstanta ugljičnog dioksida u $KJ/(m_n^3K)$

R_{N_2} – plinska konstanta dušika u $KJ/(m_n^3K)$

R_{H_2O} – plinska konstanta vodene pare u $KJ/(m_n^3K)$

R_z – plinska konstanta zraka u $\text{KJ}/(\text{m}_n^3\text{K})$

r_{CO_2} – volumni udio ugljikovog dioksida u dimnim plinovima

$r_{\text{N}_2\text{min}}$ – volumni udio dušika iz zraka koji je sudjelovao u izgaranju u dimnim plinovima

$r_{\text{H}_2\text{O}}$ – volumni udio vodene pare u dimnim plinovima

r_z – volumni udio zraka

Pretpostavljeno je idealno izgaranje bez gubitaka topline, dakle sva energija sadržana u gorivu, entalpija zraka i entalpija goriva pretvaraju se u entalpiju dimnih plinova.

$$h_3 = h_{3\text{teor}}$$

$$h_{3\text{teor}} = Hd + Vl \cdot h_{z2} + h_g$$

$$Vl = Vl_{\text{min}} \cdot \lambda$$

$$h_3 = V_{\text{CO}_2} \cdot h_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2\text{min}} \cdot h_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}} + (\lambda - 1) \cdot Vl_{\text{min}} \cdot h_{z3}$$

Gdje su: h_3 – specifična entalpija dimnih plinova nakon izgaranja u KJ/m_n^3 dimnih plinova

$h_{3\text{teor}}$ – specifična entalpija dimnih plinova kada nema toplinskih gubitaka (teorijska) u KJ/m_n^3 dimnih plinova

Hd – donja ogrijevna moć goriva u KJ/m_n^3 goriva

Vl – volumen zraka u m_n^3

Vl_{min} – minimalni volumen zraka u m_n^3

λ – pretičak zraka

h_{z2} – specifična entalpija zraka nakon kompresije u KJ/m_n^3 zraka

h_g – specifična entalpija goriva u KJ/m_n^3 goriva

h_{CO_2} - specifična entalpija ugljikovog dioksida u $\text{KJ}/\text{m}_n^3\text{CO}_2$

h_{N_2} - specifična entalpija dušika u $\text{KJ}/\text{m}_n^3\text{N}_2$

$h_{\text{H}_2\text{O}}$ - specifična entalpija vode u $\text{KJ}/\text{m}_n^3\text{H}_2\text{O}$

h_{z3} - specifična entalpija zraka nakon izgaranja KJ/m_n^3 zraka

Sustav od 4 jednadžbe i 4 nepoznanice rješavan je u Matlabu pomoću solvera 'solve'. Najprije se zadaju varijable pomoću funkcije 'syms' zatim se zadaju linearne jednadžbe. 'solve' rješava sustave tih jednadžbi po zadanim varijablama i pretvara ih u vektor. Iz vektorskog rješenja separirane su skalarne vrijednosti za svaku varijablu.

Sastav goriva dobiven je iz Plinacro-va izvješća o kvaliteti plina.

5.5. Ekspanzija

Ekspanzija u turbini teče politropski jer postoje određeni gubitci prilikom te promjene stanja. Ta politropska ekspanzija određena je izentropskom ekspanzijom i stupnjem djelovanja turbine. Stvarni stupanj djelovanja turbine nije bilo moguće saznati, stoga je stupanj djelovanja pretpostavljen je na $\eta_{turb}=0.88$.

$$T_{4iz} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{(\kappa_{dp}-1)}{\kappa_{dp}}}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_{turb} (T_3 - T_{4iz})$$

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

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

$$\kappa_{dp} = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_v]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}$$

$$\kappa_{dp} = \frac{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}}{[c_p]_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} - R_{dp}}$$

Gdje su: ϑ_3 – temperatura nakon izgaranja u °C

ϑ_4 – temperatura na izlasku iz turbine u °C

ϑ_{4iz} – izentropska temperatura na izlasku iz turbine u °C

$[c_p]_0^\vartheta$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i neke druge temperature u KJ/(m_n³K)

$[c_p]_0^{\vartheta_A}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve niže temperature (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temperature ϑ u KJ/(m_n³K).

$[c_p]_0^{\theta_B}$ - specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između 0°C i prve više temperature (za koju postoji tablični podatak u toplinskim tablicama) od temperature θ u $\text{KJ}/(\text{m}_n^3\text{K})$.

$[c_p]_{\theta_1}^{\theta_2}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku između temperatura na ulasku i izlasku iz turbine u $\text{KJ}/(\text{m}_n^3\text{K})$

R_{dp} – plinska konstanta dimnih plinova (izračunata prilikom proračuna izgaranja) u $\text{KJ}/(\text{m}_n^3\text{K})$

κ_{dp} – izentropski eksponent izentropije po kojoj se odvija ekspanzija

Izentropski eksponent κ_{dp} različit je za svaku razliku temperatura, pa se mora izračunavati za temperaturnu razliku na ulazu i izlazu iz turbine.

Budući da temperaturu na izlasku iz turbine ne znamo, a κ_{dp} ovisi o njoj sustav jednačbi nam predstavlja sustav nelinearnih jednačbi. Za rješavanje sustava od 6 jednačbi i 6 nepoznanica u Matlabu koristi se solver 'fsolve'.

'fsolve' rješava sustav nelinearnih jednačbi definiranih sa: $F(x) = 0$

Za x gdje je $F(x)$ funkcija koja vraća vektorsku vrijednost. x je vektor ili matrica. U solver su zadane približne početne vrijednosti varijabli kako bi se smanjio broj iteracija i vrijeme računanja. Iz vektorskog rješenja separirane su skalarne vrijednosti za svaku varijablu.

6. Rezultati

Za slučaj rada plinske turbine, koji će se opisati, uzet je slučaj rada turbine u ljetnom režimu pri stopostotnom opterećenju. U svrhu analize uzeti su sljedeći ulazni parametri:

Tablica 2. Ulazni podaci za matematički model

ϑ_{z0}	20	°C
ϑ_g	40	°C
p_0	1	bar
p_2	12	bar
ϑ_{max}	1100	°C
η_{turb}	0,88	
η_{komp}	0,88	
q_g	9,55	kg/s

Gdje su: ϑ_{z0} – temperatura okolišnog zraka

ϑ_g – temperatura goriva

p_0 – tlak okolišnog zraka

p_2 – tlak nakon kompresije (ujedno tlak u komori za izgaranje i na ulazu u turbinu)

ϑ_{max} – maksimalna temperatura u plinskoj turbini (temperatura ϑ_3 u točki 3)

η_{turb} – stupanj djelovanja turbine

η_{komp} – stupanj djelovanja kompresora

Plinske turbine u kombiniranom procesu ne rade na optimalnim tlakovima za plinske turbine, jer se ukupni stupanj djelovanja kombiniranog postrojenja postiže na nešto nižim tlakovima u plinskoj turbini.

Gorivo se zagrijava na 40 °C pomoću grijača u postrojenju za pripremu prirodnog plina. Takvo zagrijano gorivo ulazi u komoru za izgaranje.

Do podataka o stupnjevima djelovanja turbine i kompresora nije bilo moguće doći, stoga su uzete iskustvene vrijednosti od 88 % i za turbinu i za kompresor.

Maksimalna temperatura iznosi 1100°C i po tome spada u zastarjelu 'E tehnologiju'. Ta temperatura je znatno niža od temperatura na kojima rade najsuvremenije plinske turbine 'H tehnologije' sa maksimalnom temperaturom od 1500°C .

U tablici 3. prikazani su rezultati matematičkog modela dobiveni u paketu Matlab.

Tablica 3. Rezultati dobiveni matematičkim modelom

Q_{dov}	471,55	MW
P_{turb}	340,95	MW
P_{komp}	171,92	MW
P_{PT}	169,035	MW
$P_{\text{turb}}/P_{\text{komp}}$	1,9832	
λ	3,127	
η	0,3584	

Gdje su: Q_{dov} – dovedena toplina

P_{turb} – snaga dobivena na turbini

P_{komp} – snaga utrošena za pogon kompresora

P_{PT} – ukupna snaga plinske turbine

$P_{\text{turb}}/P_{\text{komp}}$ – omjer snaga dobivenih na turbini i kompresoru

λ – pretičak zraka

η – stupanj djelovanja plinske turbine

Uočava se stupanj djelovanja plinske turbine u samostalnom radu od 36%. Tako niskom stupnju iskoristivosti pridonosi velika snaga potrebna za pogon kompresora. Kompresor za pogon troši više od polovine dobivene snage na turbini.

Pretičak zraka potreban za potpuno izgaranje plinovitog goriva kreće se u granicama od 1,01 do 1,1. Ovako visok pretičak zraka (3,127) potreban je kako bismo smanjili temperaturu u komori za izgaranje i na prvim stupnjevima turbine.

Zanimljivo je pogledati temperature u karakterističnim točkama. Uočljive su velike razlike u ostvarenim temperaturama nakon kompresije ϑ_2 i ekspanzije ϑ_4 i njihovih vrijednosti pri izentropskoj kompresiji ϑ_{2iz} i ekspanziji ϑ_{4iz} . Te razlike uzrokovane nepovrativostima kompresije i ekspanzije, koje se definiraju stupnjevima djelovanja kompresora i turbine.

Temperatura nakon ekspanzije ϑ_4 ujedno je i temperatura s kojom dimni plinovi napuštaju plinsku turbinu i ulaze u dimnjak (kod samostalnog rada plinske turbine). Visoka temperatura dimnih plinova na izlazu glavni je uzročnik ovako niskog stupnja djelovanja plinske turbine. U kombiniranom ciklusu dimni plinovi preusmjeravaju se u kotao utilizator u kojem se toplina dimnih plinova koristi za zagrijavanje i isparivanje vode u krugu parne turbine. Tako se iskorištava toplina koja bi se inače bacila u atmosferu te se tako podiže stupanj djelovanja cijelog postrojenja.

Tablica 4. Temperature u karakterističnim točkama

ϑ_1	20	°C
ϑ_2	339,278	°C
ϑ_{2iz}	300,96	°C
ϑ_3	1100	°C
ϑ_4	557,95	°C
ϑ_{4iz}	484,04	°C

Gdje su: ϑ_1 – temperatura na ulazu u kompresor

ϑ_2 – temperatura na izlazu iz kompresora

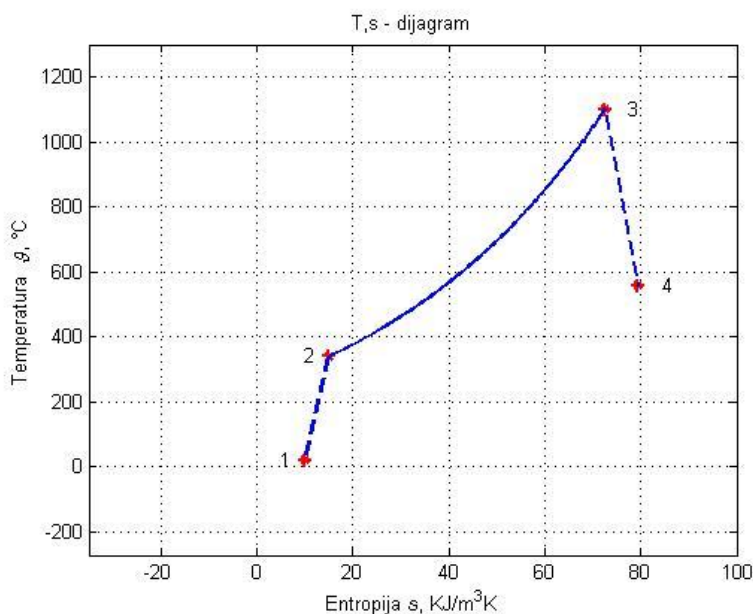
ϑ_{2iz} – izentropska temperatura na izlazu iz kompresora

ϑ_3 – temperatura nakon izgaranja

ϑ_4 – temperatura na izlasku iz turbine

ϑ_{4iz} – izentropska temperatura na izlasku iz turbine

Na slici 19. prikazan je T-s dijagram koji predstavlja gore opisani proces. S obzirom da se radi o otvorenom ciklusu linija 4-1 ne postoji.

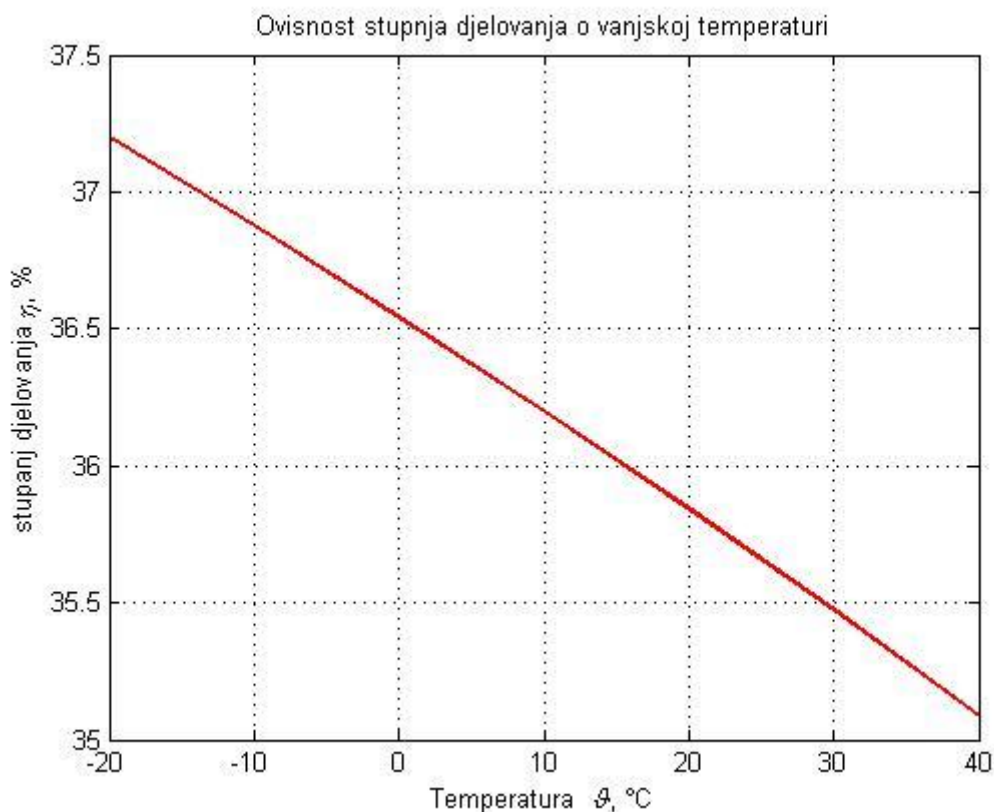


Slika 19. T,s dijagram

6.1. Termodinamička efikasnost plinske turbine s obzirom na promjenu vanjske temperature

Termički stupanj djelovanja ovisan je o vanjskoj temperaturi. Zrak koji ulazi u kompresor ima temperaturu ϑ_1 koja je jednaka vanjskoj temperaturi ϑ_0 . Povišenjem vanjske temperature potrebno je potrošiti više snage za kompresiju za isti kompresijski omjer, što rezultira padom termičkog stupnja djelovanja.

Slika 20. prikazuje stupnjeve djelovanja u rasponu okolišnih temperatura ϑ_0 od -20°C do 40°C



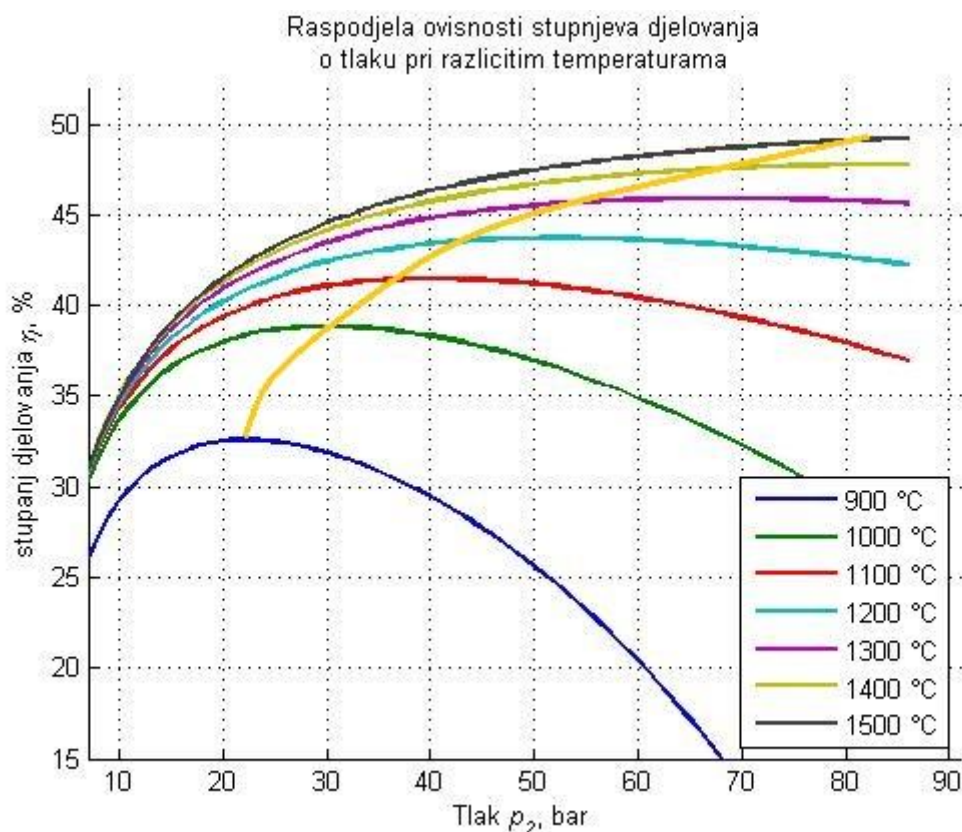
Slika 20. Ovisnost stupnja djelovanja o vanjskoj temperaturi

Pri niskim temperaturama troši se više od 44% snage turbine za pogon kompresora, a na povišenim vanjskim temperaturama troši se gotovo 55% snage turbine za pogon kompresora.

6.2. Termički stupnjevi djelovanja pri različitim tlakovima i temperaturama

Iz dijagrama se vidi da se povećanjem temperature povećava termički stupanj djelovanja plinske turbine, vidi se da postoji tlak p_2 (kompresijski omjer) za svaku temperaturu pri kojem je termički stupanj djelovanja najveći, to su optimalni tlakovi. Narančasta linija (Slika 21.) povezuje optimalne točke za različite temperature.

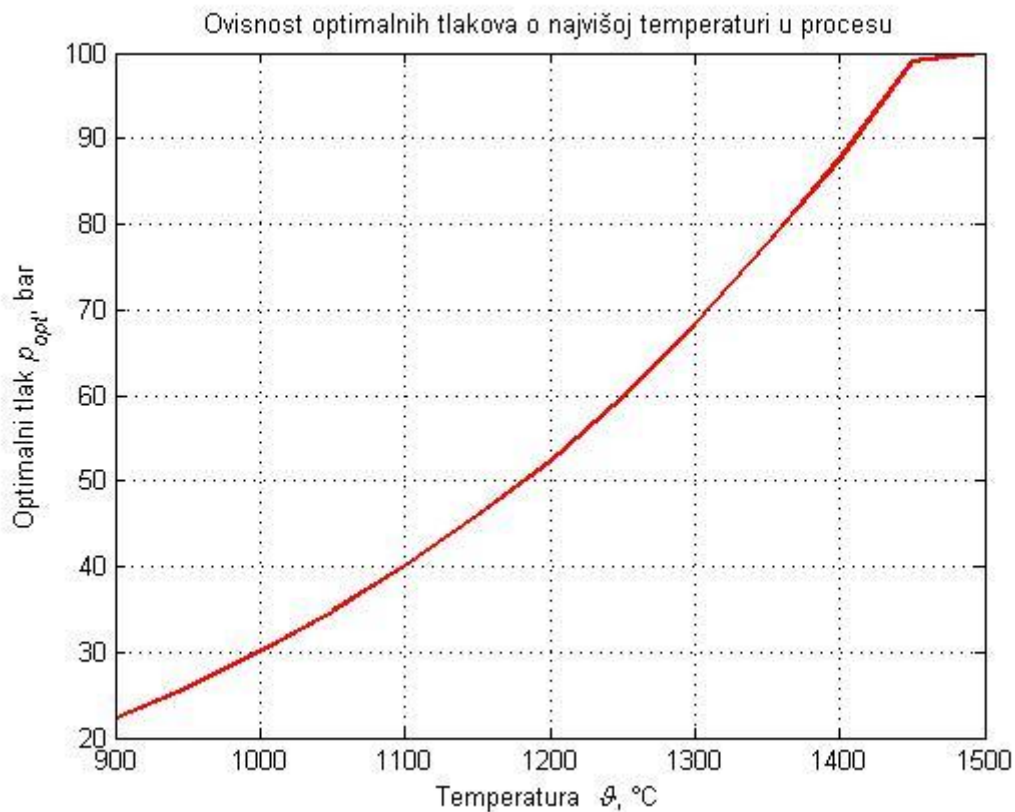
Ovdje je važno ponoviti da se u kombiniranom ciklusu ne teži ka optimalnim tlakovima za samostalne plinske turbine jer su optimalni tlakovi u plinskim turbinama kombiniranog ciklusa niži i kreću se između 8 i 20 bara.



Slika 21. Ovisnost termodinamičke efikasnosti o tlaku pri različitim temperaturama

6.3. Optimalni tlakovi

Razvojem materijala i komora za izgaranje omogućilo se postizanje sve viših temperatura dimnih plinova nakon izgaranja i u prvim stupnjevima turbine. Današnji materijali mogu izdržati temperature do 1500 °C. Dijagram na Slici 22. prikazuje optimalne tlakove pri različitim temperaturama.



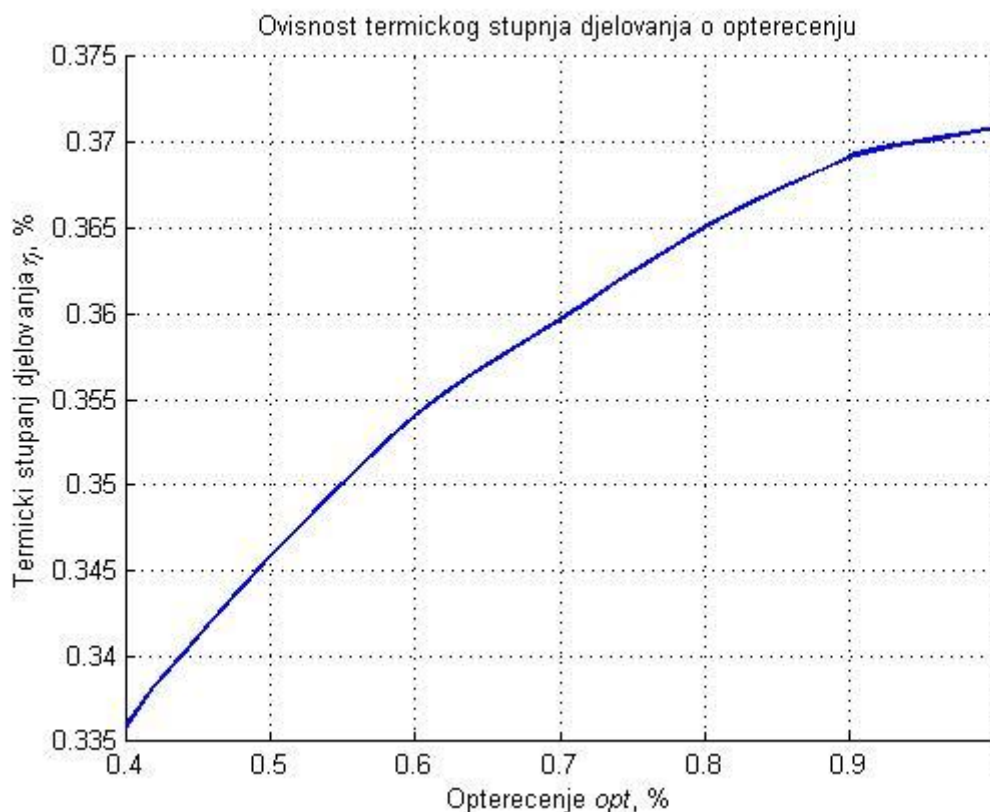
Slika 22. Ovisnost optimalnih tlakova o najvišoj temperaturi u procesu

Povišenjem maksimalne dopuštene temperature smanjuje se pretičak zraka, jer je potrebno odvesti manje topline kako bi se temperatura spustila na željenu razinu, a time i manje zraka koji na sebe preuzima tu toplinu.

Povišenjem kompresijskog omjera π (tlaka p_2) povećava se i pretičak zraka. Zrak komprimiran na više tlakove ima i više temperature, pa je potreban veći protok zraka kako bi se odvela ista količina topline za istu zadanu maksimalnu temperaturu.

6.4. Utjecaj različitog stupnja prigušenja na ulazu u kompresor na termodinamičku efikasnost ciklusa

Promjena opterećenja plinske turbine prigušivanjem na ulazu u kompresor u ovisnosti o termodinamičkoj iskoristivosti prikazana je sljedećim dijagramom (Slika 23.).



Slika 23. Ovisnost termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju prigušenja

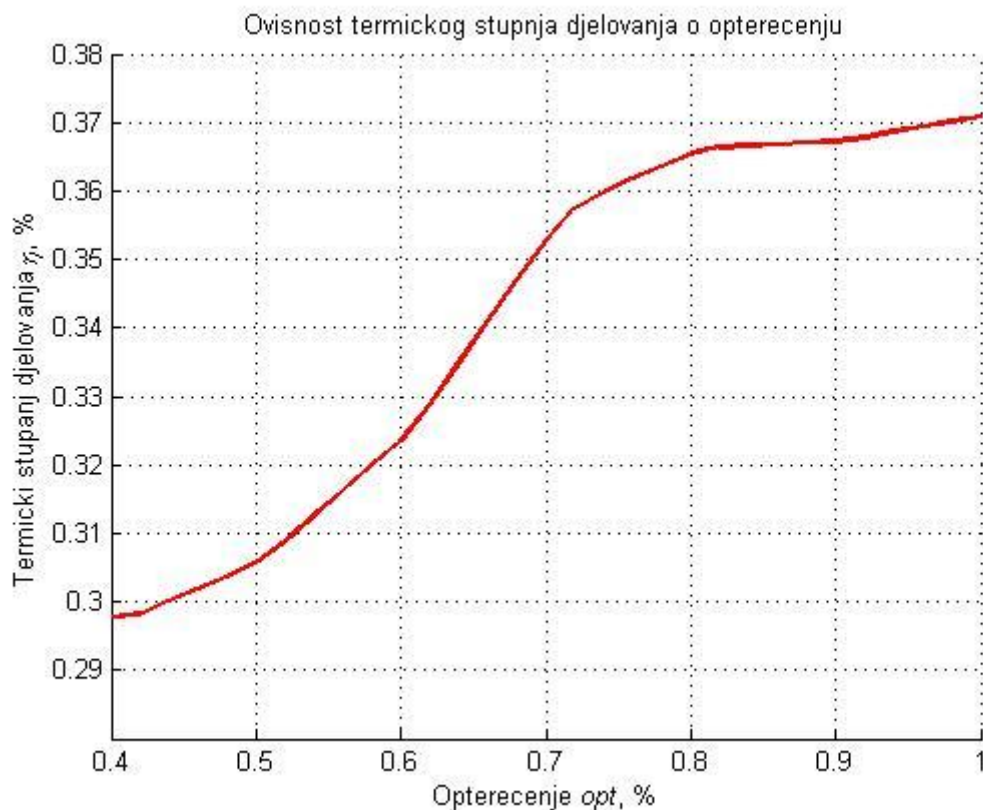
Što se opterećenje više smanjuje, tj. što je veći stupanj prigušenja na ulazu u kompresor, smanjuje se i termodinamička efikasnost plinske turbine. Razlog tomu je smanjenje tlaka na izlazu iz kompresora, što je ujedno povezano i s protokom goriva u komori izgaranja koji se također smanjuje.

Tablica 5. Termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju prigušenja

opterećenje	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
η	0.3358	0.3458	0.3541	0.3597	0.3650	0.3692	0.3709

6.5. Utjecaj različite temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja na termodinamičku efikasnost ciklusa

Promjena opterećenja plinske turbine promjenom temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja u ovisnosti o termodinamičkoj iskoristivosti prikazana je sljedećim dijagramom (Slika 24.).

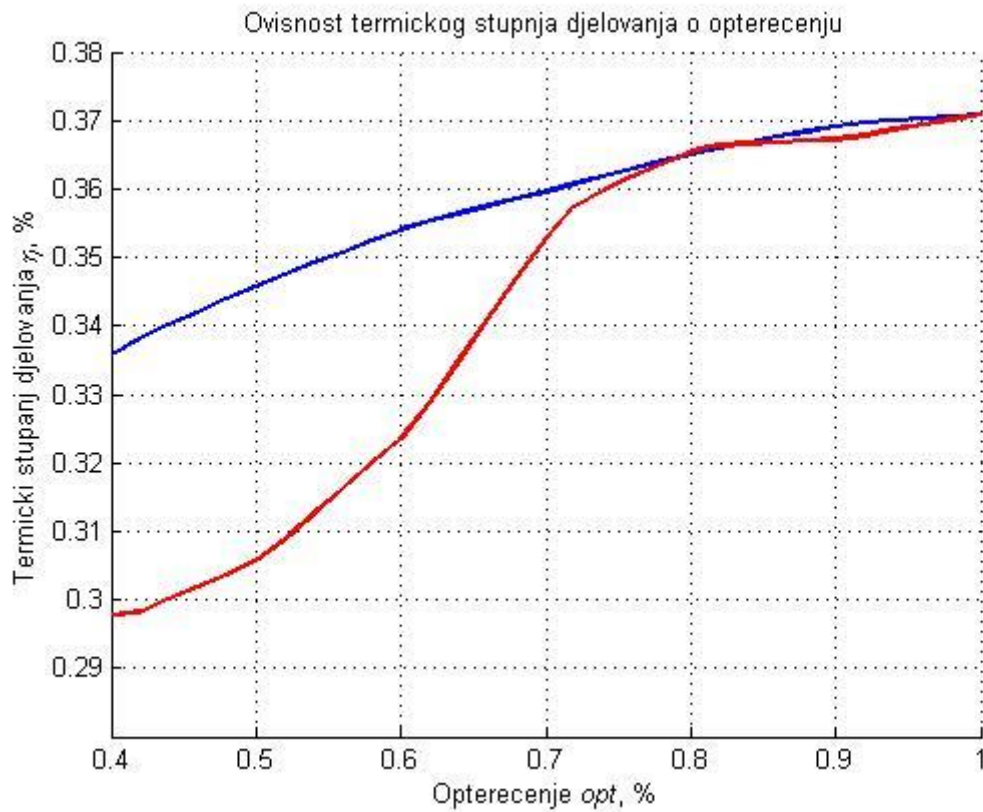


Slika 24. Ovisnost termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju promjene T_{dp}

Što se opterećenje više smanjuje, manja je i termodinamička efikasnost plinske turbine. U slučaju promjene temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja puno je veći pad termodinamičke efikasnosti u odnosu na slučaj prigušenje na ulazu u kompresor.

Tablica 6. Termodinamičke efikasnosti o opterećenju u slučaju promjene T_{dp}

opterećenje	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
η	0.2978	0.3056	0.3235	0.3527	0.3654	0.3672	0.3709

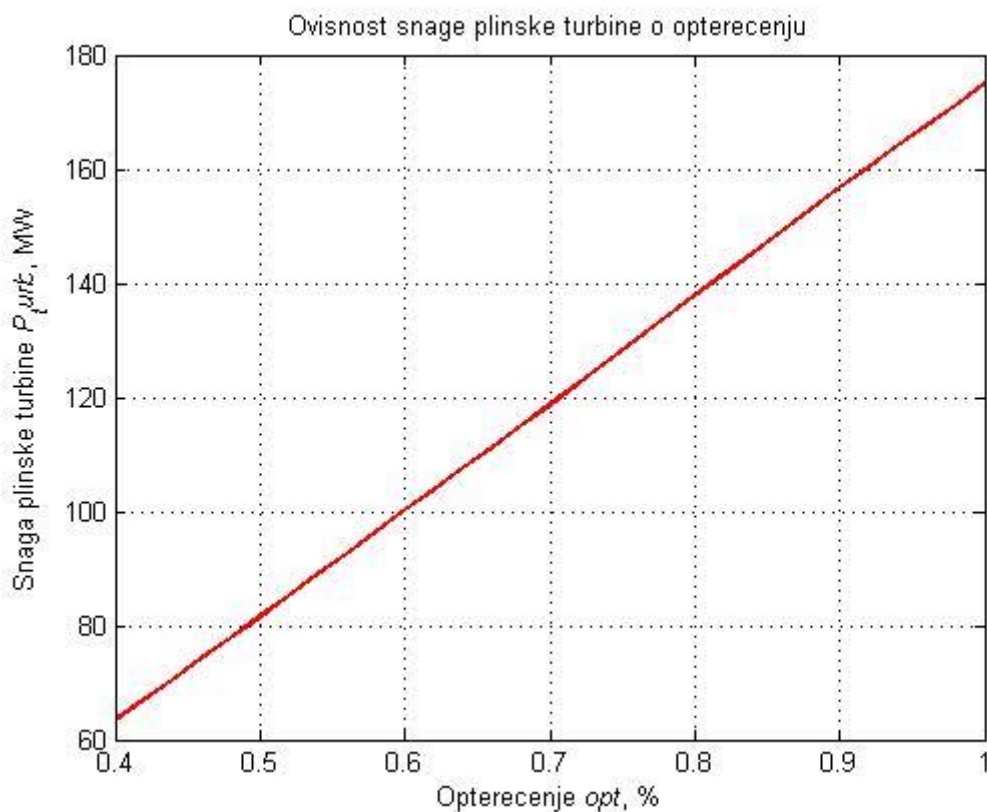


Slika 25. Usporedba termodinamičke efikasnosti za dva različita slučaja

Iz dijagrama se jasno vidi da je slučaj prigušenja na ulazu u kompresor puno povoljniji u smislu zadržavanja što veće termodinamičke efikasnosti, u odnosu na slučaj promjene temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja.

6.6. Ovisnost snage plinske turbine o opterećenju

Promjena snage plinske turbine linearno je vezana s promjenom opterećenja, i ukoliko se opterećenje smanjuje opada i snaga plinske turbine.



Slika 26. Ovisnost snage plinske turbine o opterećenju

Tablica 7. Snaga plinske turbine o opterećenju

opterećenje	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
P_{pl_tur} [MW]	63.3456	81.5367	100.1843	118.7358	137.7172	156.6924	174.8952

7. Zaključak

Plinskoturbinski ciklusi kakvi se danas odvijaju u termoelektranama su u najvećoj mjeri određeni s tlakom na izlazu iz kompresora, s temperaturom na ulazu u plinsku turbinu te s prigušenjem na ulazu u kompresor kod nižih opterećenja.

Smanjenje opterećenja može se postići na dva načina: smanjenjem protoka goriva i smanjenjem protoka zraka. Iz usporedbe dijagrama se jasno vidi da je slučaj prigušenja na ulazu u kompresor puno povoljniji u smislu zadržavanja što veće termodinamičke efikasnosti, u odnosu na slučaj promjene temperature dimnih plinova na izlazu iz komore izgaranja.

Termički stupanj djelovanja ovisan je o vanjskoj temperaturi. Zrak koji ulazi u kompresor ima temperaturu koja je jednaka vanjskoj temperaturi. Povišenjem vanjske temperature potrebno je potrošiti više snage za kompresiju za isti kompresijski omjer, što rezultira padom termičkog stupnja djelovanja.

Povećanje temperature na izlazu iz komore izgaranja povećava termički stupanj djelovanja plinske turbine, vidi se da postoji tlak za svaku temperaturu pri kojem je termički stupanj djelovanja najveći, a to su optimalni tlakovi. Povišenjem maksimalne dopuštene temperature smanjuje se pretičak zraka, jer je potrebno odvesti manje topline kako bi se temperatura spustila na željenu razinu, a time i manje zraka koji na sebe preuzima tu toplinu. Povišenjem kompresijskog omjera povećava se i pretičak zraka. Zrak komprimiran na više tlakove ima i više temperature, pa je potreban veći protok zraka kako bi se odvela ista količina topline za istu zadanu maksimalnu temperaturu

LITERATURA

- [1] Bogdan, Ž: *Kombinirana postrojenja*, Predavanja iz termoenergetskih postrojenja.
- [2] Bogdan, Ž: *Plinsko-turbinsko postrojenje*, Predavanja iz Termoenergetskih postrojenja.
- [3] Bogdan, Ž: *5.3. Statika izgaranja*, Predavanja iz Generatora pare.
- [4] Plinacro d.o.o.: *Izješće o kvaliteti plina*, Zagreb, 23.01.2015
- [5] http://powerlab.fsb.hr/enerpedia/index.php?=-ENERGETSKE_TRANSFORMACIJE