

Univerzitet u Kragujevcu
Fakultet inženjerskih nauka



Naziv studijskog programa: Mašinsko inženjerstvo

Nivo studija: Master akademske studije

Modul: Energetika i procesna tehnika

Predmet: Procesni aparati i postrojenja

Broj indeksa: 318/2010

Vasilije R. Samčović

**"Studija rekonstrukcije kogeneracionog postrojenja na
"Matičnoj lokaciji" preduzeća "Energetika" d.o.o.,
Kragujevac, uvođenjem u proces gasne turbine električne
snage 8 MW"**

Master rad

Komisija za pregled i odbranu:

1. Dr Milun Babić - mentor

2. _____

3. _____

Datum odbrane: _____

Ocena: _____

Rezime:

U ovom radu cilj je bio da se ispita mogućnost izvođenja „Studije rekonstrukcije kogeneracionog postrojenja na "Matičnoj lokaciji" preduzeća "Energetika" d.o.o., Kragujevac, uvođenjem u proces gasne turbine električne snage 8 MW". Takođe, cilj je bio da se ispita prednost kogeneracijskih postrojenja kao krajnje racionalnog i ekološki prihvatljivog načina proizvodnje električne energije. U radu je posebna pažnja posvećena parnim i gasnim turbinama koje se koriste u procesu kogeneracije, njihovim ciklusima i načinima izvođenja kogeneracijskih postrojenja. Posebna pažnja je posvećena gasnim turbinama kao i njenim osnovnim delovima. Prikazan je termodinamički proračun izabrane gasne turbine, kao i detaljna ekonomska analiza postrojenja.

Ključne reči:

Kogeneracija; parne turbine; gasne turbine; rekonstrukcija; analiza projekta; kotao-utilizator

Abstract:

The aim of this paper is to investigate the possibility of performing a „*Study of the reconstruction of cogeneration plant* in the „*Energetika*“ d.o.o., parent firm location by introducing a gass turbine generating 8 MW“. Purpose is also to investigate the advantage of cogeneration plants as supremely rational and ecologically acceptable way of generating electric energy. The special attention is dedicated to steam and gas turbines used in the process of cogeneration, their cycles, and possible ways of performing a cogeneration plant. The emphasis is also on gass turbines and their compenents. The thermodynamic calculation of a chosen gass turbine and a detailed economic analysis of the plant is also presented.

Key words:

Cogeneration, steam turbine, gas turbine, reconstruction, project analysis, boiler-utilizator

Sadržaj

A. CILJEVI RADA	3
B. UVODNE NAPOMENE O KOGENERACIJI, KOGENERACIONIM POSTROJENJIMA I GASNIM TURBINAMA.....	4
1.1 Opšte napomene o kogeneraciji	4
1.2 Prednosti kogeneracije.....	5
1.3 Prepreke za kogeneraciju	6
1.4 Rizici kod izgradnje kogeneracionog sistema.....	7
1.5 Kogeneraciona postrojenja	7
2. Tehnološke šeme postrojenja za kogeneracionu proizvodnju energije	10
2.1 Sistemi kogeneracije sa parnom turbinom	11
2.2 Sistemi kogeneracije sa gasnom turbinom	15
2.3 Kogenerativni sistemi sa parno - gasnom turbinom	18
2.4 Ekonomski aspekti kogeneracionih postrojenja	20
3. Gasne turbine	22
3.1 Istorija gasnih turbina.....	22
3.2 Osnovne komponente i sistemi gasne turbine.....	22
3.3 Turbokompresor.....	24
3.4 Komora za sagorevanje	25
3.5 Turbina	28
3.6 Primena gasne turbine	30
3.7 Karakteristike postrojenja sa gasnom turbinom otvorenog toka	32
3.8 Karakteristike postrojenja gasne turbine zatvorenog toka.....	36
3.9 Koeficijent efikasnosti	37
C. IDEJNO REŠENJE I tehno-ekonomSKA ANALIZA KOGENERACIONOG POSTROJENJA SA GASNOM TURBINOM NA „MATIČNOJ LOKACIJI“ „ENERGETIKA“ D.O.O., KRAGUJEVAC	39
1. Prikaz instaliranih kapaciteta na „Matičnoj lokaciji“ „Energetika“ d.o.o., na kojoj se planira rekonstrukcija kogeneracionog postrojenja ugradnjom gasne turbine	39
1.1 Tehničko-tehnološka šema energetskih postrojenja na „Matičnoj lokaciji“	40
2. Idejni koncept i tehno-ekonomska analiza idejnog rešenja kogeneracionog postrojenja sa gasnom turbinom nominalne snage 8 MW_E na „Matičnoj lokaciji“	42
2.1 Tehničko-tehnološka šema idejnog rešenja kogeneracionog postrojenja sa gasnom turbinom na „Matičnoj lokaciji“	42
2.2 Opšti kriterijumi za izbor gasne turbine	44

2.3	Ekonomska analiza primene gasne turbine u Energetici D. O. O.	53
2.4	Karakteristike izabrane gasne turbine.....	59
2.5	Sistem snabdevanja gorivom	61
2.6	Priključenje generatora na mrežu	61
2.7	Kotao - utilizator.....	61
2.8	Prikaz glavnih rezultata tehno-ekonomske analize.....	64
2.9	Ušteda u gorivu	64
2.10	Analiza troškova kredita	64
D.	ZAKLJUČAK	66
E.	LITERATURA.....	67

A. CILJEVI RADA

U preduzeću za proizvodnju toplotne energije, pare i tehničkih fluida „Energetika“ d.o.o. u Kragujevcu, izgrađena su sedamdesetih godina dva kogeneraciona postrojenja za proizvodnju toplotne energije i pare nazivne snage 8 i 20 MW_E. Ova postrojenja, tj., parne turbine u okviru njih funkcionisale su od izgradnje povremeno, iako su svojim kapacitetima bila prilagođena da rade tokom cele godine zato što je „Energetika“ d.o.o. snabdevala toplotom i tehnološkom parom sva industrijska postrojenja locirana u preduzećima „Grupe Zastava“. Turbine su povremeno uključivane u špicevima industrijske potrošnje električne energije, ili u slučaju tehničkih otkaza na globalnoj elektroprenosnoj i/ili elektrodistributivnoj mreži, jer je cena tako proizvedene električne energije bila daleko ispod ekonomske.

U toku NATO bombardovanja pogona „Grupe Zastava“ u proleće 1999. godine, ova kogeneraciona postrojenja su teško havarisana, tako da nakon toga, iako je izvršena njihova delimična reparacija i konzervacija, nisu nikada ponovo uključivana. Razlog za to je bila i u promeni koncepta razvoja „Grupa Zastava“, koja je radi privatizacije segmentirana i prodavana deo po deo, tako da nije bilo odgovarajućeg stalnog konzuma toplotne energije i pare tokom godine. Zbog toga je „Energetika“ d.o.o., postajala sve više preduzeće za snabdevanje grada Kragujevca toplotnom energijom, a to znači da je toplotni konzum bio obezbeđen samo u jesensko-zimsko-prolećnom periodu.

Savremeni koncepti razvoja koje „Energetika“ d.o.o., nastoji da prati i ekonomski interesi podstaknuti odlukom državnih organa Republike Srbije da uvedu veću i ekonomski isplativu cenu električne struje proizvedene u kogeneracionim postrojenjima do 10 MW naveli su poslovodstvo ovog preduzeća da započne izradu studija kojima će oceniti tehnički najpovoljnija i finansijski najisplativija varijantna rešenja za reuspostavljanje kogeneracione proizvodnje toplote i električne energije.

Kotlovska postrojenja na „Matičnoj lokaciji“ „Energetika“ d.o.o. su koncipirana tako da jedan njihov deo kao energent koristi prirodni gas, a drugi ugalj, što ovom preduzeću omogućava da obezbedi proizvodnju energije u svim uslovima ponude energenata na tržištu.

U okviru izrade takvih studijskih projekata ja sam, u okviru ove studije, istražio:

- moguće tehničko-tehnološko rešenje koja će omogućiti da se rekonstrukcijom postojećeg postrojenja i uvođenjem gasne turbine u proces obezbedi proizvodnja toplote i električne struje po povlašćenoj ceni, i
- finansijske i ekonomske pokazatelje takve rekonstrukcije, kao period povraćaja uložених sredstava u rekonstrukciju.

Ne slučajno, jer je to u studiji koju su radili istraživači Katedre za energetiku i procesnu tehniku Fakulteta inženjerskih nauka u Kragujevcu pokazano kao povoljno varijantno rešenje, odlučio sam se da gasna turbina bude nominalne snage 8 MW_E.

B. UVODNE NAPOMENE O KOGENERACIJI, KOGENERACIONIM POSTROJENJIMA I GASNIM TURBINAMA

U ovom poglavlju će biti iznete informacije o kogeneraciji, kogeneracionim postrojenjima i gasnim turbinama koje su neophodne za razumevanje i praćenje istraživanja koja sam sproveo u toku izrade ove studije.

1. Kogeneracija

1.1 Opšte napomene o kogeneraciji

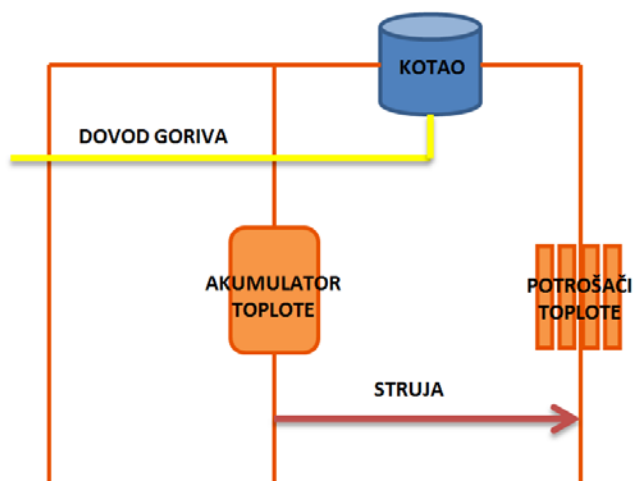
Jedan od „alata“ koje su razvijene zemlje sveta, a posebno Danska, veoma rezultativno počele da primenjuju od sedamdesetih godina dvadesetog veka za povećanje energetske efikasnosti u industriji, energetici i komunalnim delatnostima je kogeneracija.

Kogeneracija se može definisati kao proces korišćenja primarne energije goriva za proizvodnju dvaju korisnih energetskih oblika: toplotne energije i korisnog mehaničkog rada.

Dobijeni korisni rad se, najčešće, koristi za proizvodnju električne energije, dok se proizvedena toplotna energija koristi u tehnološkim procesima, grejanju ili hlađenju industrijskih, poslovnih i stambenih objekata.

Kogeneracije je, dakle, kombinovana proizvodnja toplotne i električne energije (na nemačkom *Blockheizkraftwerke* – *BHKW*, odnosno na engleskom *Combined Heat and Power* – *CHP*).

Principi kogeneracije (sl. 1.1) poznati su dugo vremena, a tehnologija se poboljšava i razvija već godinama. Danas, moderni kogeneracioni sistemi postižu efikasnost i do 90 % [1].



Slika 1.1. Šematski prikaz postupka kogeneracije

U savremenim kogeneracionim termoelektranama na optimalan način se koristi otpadna toplota, koja uvek nastaje prilikom sagorevanja uglja, nafte ili gasa, čime se sprečava njeno emitovanje u okruženje i njeno neželjeno toplotno zagađenje, ali i sprečava da se

gotovo dve trećine energetskeg inputa izgubi, što je slučaj kod konvencionalnih načina dobijanja električne energije.

Primenom kogeneracije, praksa je dokazala, može se iskoristi većina te (inače bacane) toplotne energije, čime se dobija znatno bolja iskorišćenost goriva i ostvaruju značajne uštede od 20 do 40%.

1.2 Prednosti kogeneracije

Prednost kogeneracije u odnosu na klasične postupke za dobijanje samo električne energije, ili samo toplote, je u tome što se uz njenu pomoć može ostvariti zadovoljenje sve većih energetskeg potreba u budućnosti uz moralan odnos prema prirodnoj okolini, uz racionalno korišćenje prirodnih resursa. S tim što primena kogeneracije u praksi zahteva gradnju novih ili značajne rekonstrukcije postojećih energetskeg postrojenja.

Ukupan stepen efikasnosti ovih postrojenja u nekim slučajevima može da iznosi i preko 90%, pa se može zaključiti da u odnosu na tradicionalne metode, kogeneracija predstavlja najefikasniji oblik dobijanja energije, kako s ekonomske, tako i s ekološke tačke gledišta. Kogeneracionom proizvodnjom smanjuje se štetni uticaj na okolinu, a posebno se smanjuje emisija CO₂, SO₂ i NO_x.

Najznačajnije prednosti kogeneracione proizvodnje u odnosu na odvojenu proizvodnju električne energije u elektranama i toplotne energije u toplanama ogleda se kroz:

- znatne uštede primarne energije odakle proizlaze i manji troškovi;
- kvalitetnije snabdevanje električnom energijom i veća pouzdanost, što je izuzetno važno za potrošače osetljive na prekidanje snabdevanja;
- smanjenje štetnog uticaja na okolinu, jer iz visoke energetske isplativosti i manje potrošnje energenta proizlazi manja emisija štetnih gasova, manja količina otpadne toplote i manja buke;
- relativno mala ulaganja u odnosu na dobitke;
- isplativost ulaganja za nekoliko godina;
- kratak rok izgradnje zbog prethodno sklopljenih elemenata i
- jednostavniji put dobijanja raznih dozvola, naročito za slučaj industrijskih ili javnih objekata.

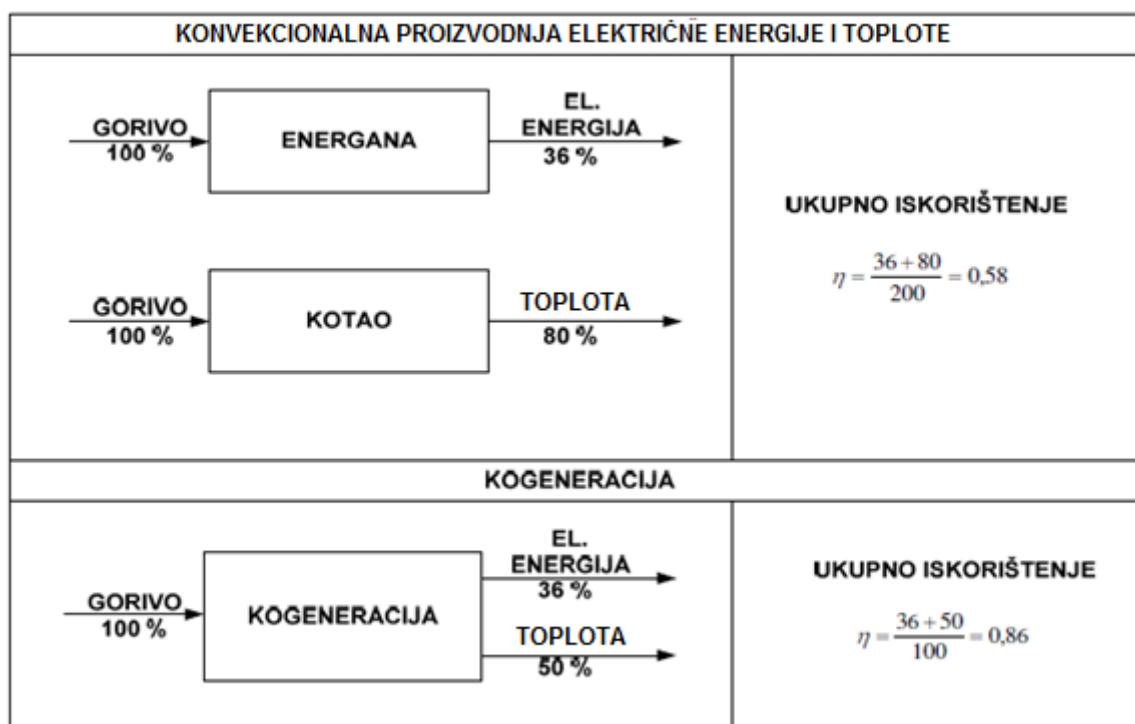
Kao što je već navedeno, prednosti kogeneracionih postrojenja u odnosu na klasična postrojenja s odvojenim snabdevanjem električne i toplotne energije vidljive su ako se uporede gubici koji nastaju pri proizvodnji energije u oba sistema. Takvo poređenje prikazano je na slici 1.2. Pri tom, treba istaći da je ovaj stepen iskorišćenja kogeneracionog postrojenja svojstven režimu rada pri kojem se utroši sva toplotna energija proizvedena u sistemu [1].

Kogeneracije imaju značajnu ulogu kao distributivni izvor energije zbog sledećih pozitivnih učinaka:

- manji gubici u toplotno-distributivnoj mreži,
- smanjenje gubitaka u elektroprenosu i

- povećanje kvaliteta napona i povećanje pouzdanosti snabdevanja električnom energijom.

Uz sve ovo navedeno posebno je važno da se ovaj način smanjuje zagađenje okoline.



Slika 1.2. Poređenje kogeneracione i konvencionalne proizvodnje energije

1.3 Prepreke za kogeneraciju

Bez obzira na prednosti koje ima kogeneracija u odnosu na odvojenu proizvodnju toplotne i električne energije, brži razvoj njenog korišćenja sprečava postojanje različitih barijera, kako zbog ranijeg monopolističkog povlašćenog položaja elektroprivrede (zakonski onemogućena konkurencija neelektroprivrednih proizvođača električne energije, monopolistička organizacija tržišta električne energije, tehničke barijere i dugog vremena realizacije) [1].

Iako postoji velika potreba za kogeneracijom, a i energetske zakoni su ovu vrstu energetske tehnologije uvrstile u red nacionalnih razvojnih prioriteta, i dalje postoji veliki niz prepreka koji onemogućavaju njenu masovniju primenu.

Najvažnije prepreke su:

- izostanak jasno definisanog i jednostavnog priključenja na mrežu, kao i složene građevinsko-tehničke procedure vezanu za odobravanje gradnje takvih postrojenja;
- nepovoljan odnos cene električne energije i cene goriva;
- nerazumevanje i nepoznavanje mogućnosti doprinosa kogeneracije smanjenju emisije štetnih gasova u atmosferu;

- nedovoljna zainteresovanost i nerazumevanje finansijskih institucija za finansiranje projekata kogeneracije;
- nepostojanje kvalitetnih i dugoročnih fiskalnih i drugih podsticajnih mera;
- izostanak specijalističkog obrazovanja i osposobljavanja stručnjaka za usluge konsaltinga u energetskej efikasnosti, pa je zato slabo razumevanje primene kogeneracije u pogledu zadovoljenja društvenih potreba i
- nedovoljno i neodgovarajuće informisanje i edukacija potencijalnih korisnika.

1.4 Rizici kod izgradnje kogeneracionog sistema

Fazni elementi analize rizika u primeni investicionih projekata kogeneracije obuhvataju:

- identifikacija rizika sa kojima se može suočiti projekat,
- konstrukcija matrice rizika za predloženi projekat, rangirajući rizike prema stepenu, njihove verovatnoće i veličini njihovog mogućeg uticaja,
- identifikaciju mogućnosti kvantitativnih opisa pojedinih od varijabli,
- identifikacija distribucije,
- identifikacija podataka svake od mogućih rizika,
- sprovođenje uprošćene analize verovatnoće s ciljem dobijanja procene maksimalne i minimalne vrednosti odnosa ekonomske neto sadašnje vrednosti (ENSV) i ekonomske interne stope prinosa (EIRR),

Ako se stepen rizika smatra prihvatljivim, promena projekta možda nije potrebna, ali treba proveriti sve pojedinačne distribucije verovatnoće.

U slučaju ako se razmera rizika smatra neprihvatljivom, neophodno je pristupiti promeni projekta.

U svakom slučaju, odluka o ulasku u izgradnju kogenerativnog postrojenja bazira se na pozitivnim finansijskim indikatorima izračunatim iz tokova gotovine („cash flow“), pri čemu se ukupni investicioni troškovi tretiraju kao finansijski odliv, a gotovinski prilivi predstavljaju razlike između godišnjih ukupnih pogonskih troškova kogeneracije i troškova snabdevanja energijom na konvencionalni način [1]

1.5 Kogeneraciona postrojenja

Toplotna energija koja se proizvodi u kogeneracionim postrojenjima može se koristiti u tehnološkim procesima, procesima grejanja pa čak i u procesima hlađenja.

Tehnologija spregnute proizvodnje (kogeneracije) toplotne i električne energije (Combined Heat and Power Production – CHP) prvi put je komercijalizovana u elektrani Street Station Tomasa Edisona, koja je izgrađena na Menhetnu 1882 godine. Iako je, kasnije, došlo do razvoja i usavršavanja tehnologija kogeneracije, ovaj postupak je u monopolizovanoj proizvodnji električne energije ostao u drugom planu u poređenju s krupnim parnim i hidro postrojenjima, jer ga je bila potisnula ekonomija velikih sistema za efikasnu centralizovanu proizvodnju, prenos i distribuciju električne energije. [2].

Međutim, podstaknuti savremenim ekološkim problemima, a posebno potrebom sprečavanja rasta efekta staklene bašte i globalnog zagrevanja, javlja se nagli porast primene kogeneracije širom sveta, pri čemu u pojedinim zemljama ona postaje dominantan oblik proizvodnje energije. Velikim delom iz tog razloga, CHP je definisana kao prioritarna tehnologija u državnoj politici mnogih zemalja.

Kogeneraciona postrojenja su postrojenja u kojima se odvija proces kogeneracije. Kod kogeneracionih postrojenja koriste se direktni i indirektni postupci konverzije hemijske energije u električnu i toplotnu energiju.

Za direktne postupke se koriste razne vrste gorivih ćelija.

Za indirektnu postupke se koriste:

- motori s unutrašnjim sagorevanjem,
- parne turbine i
- gasne turbine.

Kogeneraciona postrojenja se dele na:

- kogeneraciona postrojenja instalirane snage do 1 MW, priključena na distributivnu mrežu, sa sledećim podgrupama:
 - kogeneraciona postrojenja instalirane snage do 50 KW tzv. mikro-kogeneracije;
 - kogeneraciona postrojenja instalirane snage veće od 50 KW do 1 MW, tzv. male kogeneracije;
- kogeneraciona postrojenja instalirane snage veće od 1 MW, priključene na prenosnu ili distributivnu mrežu, pri čemu se razlikuju sledeće dve potklase:
 - kogeneraciona postrojenja instalirane snage od 1 MW do 25 MW, tzv. srednje kogeneracije i
 - kogeneraciona postrojenja instalirane snage od 25 MW, tzv. velike kogeneracije i
- individualna kogeneraciona postrojenja koja nisu priključena na prenosnu ili distributivnu mrežu.

Na narednoj tabeli 1.1 će biti prikazane neke tehničke karakteristike kogeneracionih postrojenja.

Danas su u Srbiji zastupljena dva tipa kogeneracionih postrojenja. To su elektroprivredna i industrijska kogeneracija. Treći tip tih kogeneracionih postrojenja, koja su vezana za rejonske toplane daljinskog grejanja su u planu, a jedino postrojenje te klase, TO Beograd, izgrađeno je još 1965. godine, ali je i ono je zbog neekonomičnosti napušteno i nalazi se u fazi gašenja. Četvrti tip su mala kućna kogeneraciona postrojenja, čija je primena stvar budućnosti.

U 56 gradova u Srbiji postoje sistemi centralizovanog daljinskog grejanja, bazirani na sopstvenim toplanama, gde svaka od njih ima svoje grejno područje, u kojem napaja individualne i kolektivne potrošače stambenih (82 %) i poslovnih objekata (18%). Instalirani kapacitet centralizovanog snabdevanja toplotom je oko 6600 MW_t dok je priključena snaga potrošača oko 6000 MW_t.

Opšta je tendencija da poslednjih godina ti grejni sistemi prelaze na korišćenje prirodnog gasa kao osnovnog energenta, što daje mogućnost uvođenja gasnih motora ili gasnih turbina u postojeća ili buduća postrojenja za proizvodnju toplotne energije za grejanje i prakse simultane spregnute proizvodnje električne i toplotne energije u procesu distribuirane kogeneracije.

U tabeli 1.1 prikazane su uporedne karakteristike energetske agregate koji se koriste u procesima kogeneracije.

Tabela 1.1 Uporedne karakteristike energetske agregate koji se koriste u procesima kogeneracije

SASTAV	ELEKTRIČNA SNAGA	PROSEČNA GODIŠNJA RASPOLOŽIVOST	ELEKTRIČNA KORISNOST		UKUPNA EFIKASNOST	ODNOS ELEKTRIČNE SNAGE I TOPLOTE
	MW	%	100%	50%	%	-
PARNA TURBINA	0,5-100*	90-95	14-35	12-28	60-85	0,1-0,5
GASNA T OTV.CIKL	0,1-100	90-95	24-40	18-30	60-80	0,5-0,8
GASNA T ZAT.CIKL	0,5-100	90-95	30-35	30-35	60-80	0,5-0,8
JOULE-R CIKLUS	4-100*	77-85	34-45	25-35	70-88	0,6-2,0
DIZEL MOTOR	0,07-50	80-90	34-45	32-40	60-85	0,8-2,4
KLIPNI SUS M.	0,015-2	80-85	27-40	25-35	60-80	0,5-0,7
GORIVE ĆELIJE	0,04-50	90-92	37-45	37-45	85-90	0,8-1,0
STRILING	0,003-1,5	85-90	35-50	34-49	60-80	1,2-1,7

*Vrednost od 100 MW je uobičajena gornja granica kod industrijskih kogeneracija

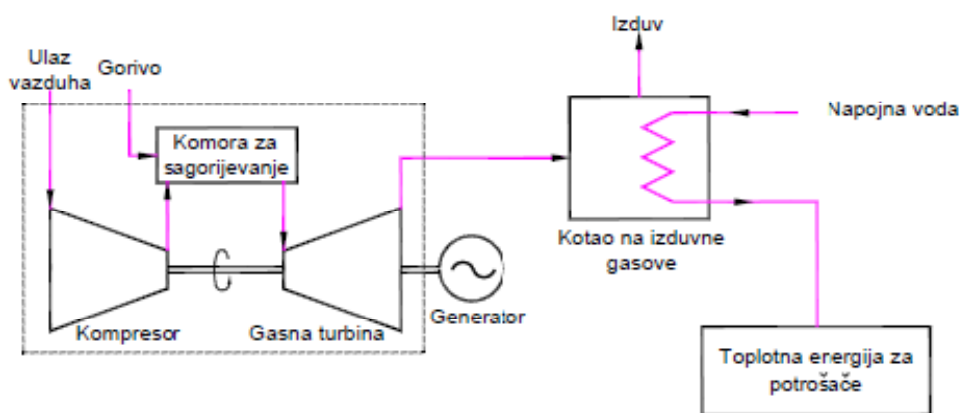
Ova mogućnost je posebno interesantna za velike gradove (Beograd, Niš, Kragujevac, Subotica itd.), gde su pojedinačne snage izvora za grejanje veće, čime se mogu postići i veće snage izvora električne energije, a samim tim i manja specifična investiciona cena po KW snage urađenih električnih agregata [1].

2. Tehnološke šeme postrojenja za kogeneracionu proizvodnju energije

Kogeneracija, kao termodinamički uzastopna proizvodnja dva ili više korisnih oblika energije iz jednog primarnog energetskog izvora (kombinovana proizvodnja električne i toplotne energije u jednom postrojenju), najčešće se klasifikuje u određene grupe prema određenim i unapred definisanim kriterijumima. Najčešća je klasifikacija kogeneracije prema instalisanoj električnoj snazi, zatim prema redosledu korišćenja energije i prema prihvaćenoj šemi rada. U slučaju kada se proizvode tri različita oblika energije (električna, toplotna i rashladna energija) radi se o tzv. trigeneracijskim postrojenjima.

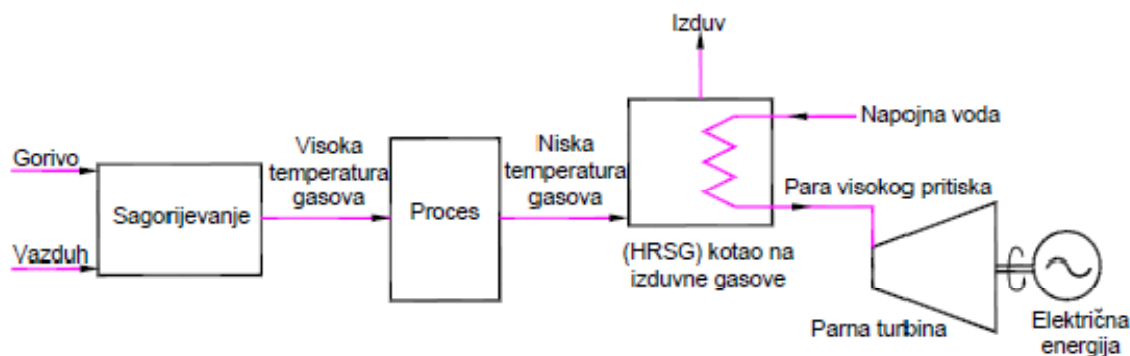
Na osnovu redosleda korišćenja energije, sistemi kogeneracije se klasifikuju u postrojenja sa vršnim (*topping*, gornjim) ili bazičnim (*bottoming*, donjim) ciklusom.

Kogeneracija sa vršnim ciklusom (slika 2.1) pogodna je kod postrojenja za prerađu celuloze, zatim postrojenja za proizvodnju hrane, tekstilnoj industriji, daljinskom grejanju, kako i kod kliničkih i univerzitetskih centara. Kod postrojenja sa donjim ciklusom (slika 2.2) proizvodi se termalna energija visoke temperature, dok se otpadna toplota koristi za proizvodnju električne energije, korišćenjem kotla i adekvatnog pripadajućeg turboenergetskog postrojenja. Pogodni su za korišćenje u proizvodnim procesima koji zahtevaju toplotnu energiju sa visokim temperaturama, a odbacuju toplotu na niskim temperaturama (peći i sušare). Ovo postrojenje se često sreće u industrijama cementa, petrohemiji, čeličarama i sl.



Slika 2.1. Prikaz postrojenja sa vršnim (*topping*, gornjim) ciklusom

Ukupna efikasnost kogeneracije predstavlja odnos ukupne godišnje bruto proizvodnje električne i /ili mehaničke energije i korisne toplote prema godišnjoj potrošnji goriva za navedenu proizvodnju korisne toplote i električne energije. Efikasnost se izračunava na bazi neto (donje) toplotne moći goriva. Direktiva utvrđuje i referentne vrednosti efikasnosti za odvojenu proizvodnju koju kogeneracija treba da zameni, kako i referentne vrednosti efikasnosti za kogeneraciju, u zavisnosti od godine izgradnje, vrste goriva i vrste primene tehnologije [4].



Slika 2.2. Prikaz postrojenja sa bazičnim (*bottoming, donjim*) ciklusom

Toplotne šeme kogeneracionih postrojenja imaju četiri glavna elementa:

1. glavni agregat ili pokretački sistem, pa razlikujemo kogeneraciona postrojenja sa:
 - parnom turbinom,
 - gasnom turbinom,
 - postrojenja sa kombinovanim ciklusom,
 - postrojenja sa SUS motorima (termomotorna kogeneracija) i
 - postrojenja sa novim ili tehnologijama u razvoju (gorive ćelije, MHD generatori i sl.);
2. električni generator;
3. sistem za regeneraciju toplote i
4. upravljački i merni sistemi.

2.1 Sistemi kogeneracije sa parnom turbinom

Najklasičniji dobro poznat i najčešće primenjivan sistem za kombinovanu proizvodnju mehaničke i toplotne energije koja se odvija na sledeći način: u generatorima pare proizvodi se para, koja se uvodi u turbinu gde ekspandira i proizvodi mehanički rad i, zatim, odvodi u sistem za iskorišćenje njene toplotne energije. Parna turbina je motorna (pogonska) turbomašina u kojoj se potencijalna energija pare transformiše u kinetičku, a kinetička energija se pretvara u mehanički rad - energiju obrtanja vratila. Vratilo turbine je neposredno ili preko zupčanog prenosa spojeno sa radnom mašinom [4].

Najčešće se primenjuje u energetici za pogon električnih generatora, a u industriji manje turbine služe za pogon velikih pumpi, ventilatora, turbokompresora i slično.

Parna turbina može da se koristi samo u sklopu sa drugom energetsom opremom u termoenergetskim postrojenjima, pri čemu se termoenergetsko postrojenje, u principu, sastoji iz: generatora pare (parnog kotla) u kojem se napojna voda pod određenim pritiskom pretvara u suvozasićenu paru, pregrejača pare u kojem se vrši povećanje temperature (pregrevanje) pare do zadane vrednosti, parne turbine u kojoj se potencijalna energija pare transformiše u kinetičku, a ova u mehanički rad na vratilu turbine, kondenzatora predviđenog za kondenzaciju izrađene pare u turbini, kondenzacione pumpe koja vraća kondenzat iz

kondenzatora u sistem (SNV), rezervora napojne vode sa degazatorom u kojem se iz napojne vode odstranjuje kiseonik i drugi gasovi, zatim od napojne pumpe (daje napojnu vodu u parni kotao) i električnog generatora (proizvodi električnu energiju).

Sistemi kogeneracije sa parnom turbinom zasnovani su, uglavnom, na korišćenju:

- protivpritisne parne turbine i
- parne turbine s kondenzacijskim oduzimanjem pare

U slučaju kada potrošač zahteva toplotnu energiju na dva temperaturna nivoa, sistem kogeneracije se sastoji od oduzimana–protivpritisne turbine, dok se čisto kondenzacione parne turbine koriste na lokacijama gde se sva otpadna toplota koristi isključivo za proizvodnju električne energije. U poređenju sa drugim primarnim pokretačima, najveća prednost parnih turbina je njihova fleksibilnost u korišćenju konvencionalnih (ugalj, nafta, prirodni gas) i alternativnih goriva (drvo, biomasa, produkti otpada i sl.).

Takođe, životni vek parnih turbina je veoma dug. Uz pravilno održavanje, parne turbine, uz revitalizaciju, dostižu i 50 godina eksploatacije.

Svoju primenu u kogenerativnim sistemima našle su tipske jedinice snage od 100 kW pa do i preko 250 MW.

Šema kogenerativnog sistema sa postrojenjem protivpritisne turbine prikazano je na slici 2.3. U tom sistemu para ide iz parnog kotla (generatora pare) u protivpritisnu turbinu, gde ekspandira do protivpritisaka koji ima temperaturu zasićenja koja odgovara temperaturi potrebnoj za zagrevanje nekog tehnološkog procesa. Protivpritisne turbine su najčešće manjih snaga, sa dosta jednostavnom i komercijalno (jeftinom) izvedbom.

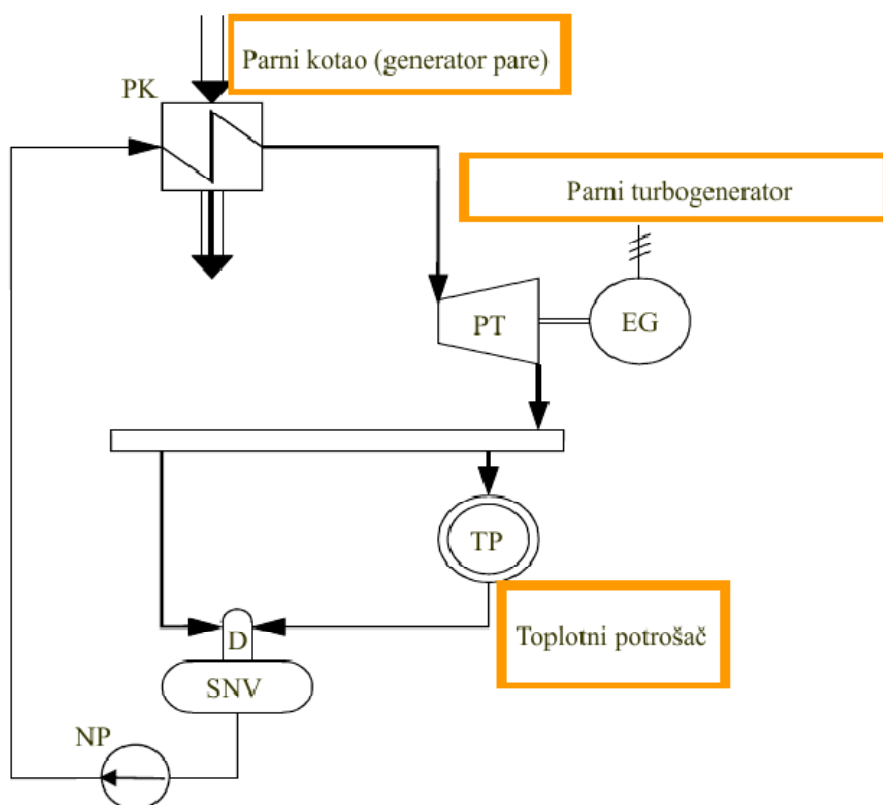
Koristi se najčešće u industrijskim energanama za spregnutu proizvodnju toplotne i električne energije. Veza proizvedene električne i toplotne energije prikazana je na slici 2.3. Kako se konzum električne i toplotne energije ne poklapa u potpunosti s njihovom proizvodnjom, postrojenje se može opremiti zaobilaznim vodom oko turbine s redukcionim ventilom, za slučajeve kada potreba konzuma toplotne energije premaši proizvodnju pare koja odgovara proizvodnji električne energije.

U suprotnom slučaju, kada je proizvedena količina pare veća od količine potrebne za grejanje, višak se može ispustiti u atmosferu (slabljenje ekonomije). Na ovaj način pogon postrojenja postaje fleksibilniji. Kao bitan nedostatak ovakve vezane proizvodnje mehaničke i toplotne energije sastoji se u nemogućnosti bilansiranja proizvedene električne energije i toplote sa potrebama korisnika u pojedinom trenutku, pa se proces obično podešava da zadovolji potrebe u toplotnoj energiji, a električna energija se bilansira u sporednim spojem s javnom mrežom iz koje se uzima ili u nju dodaje razlika energije [4].

Prethodno dat nedostatak rešava se efikasno ugradnjom kondenzaciono–oduzimane turbine za pogon generatora, gde se toplotna energija za potrošače podešava promenom oduzimanja pare iz turbine, a električna energija regulacijom protoka pare kroz njen

kondenzacioni deo. Šema takvog postrojenja sa regulisanim oduzimanjem pare prikazana je na slici 2.4. Turbina ima najmanje dva stepena:

- a) visokopritisni (VP) i
- b) niskopritisni deo (NP).



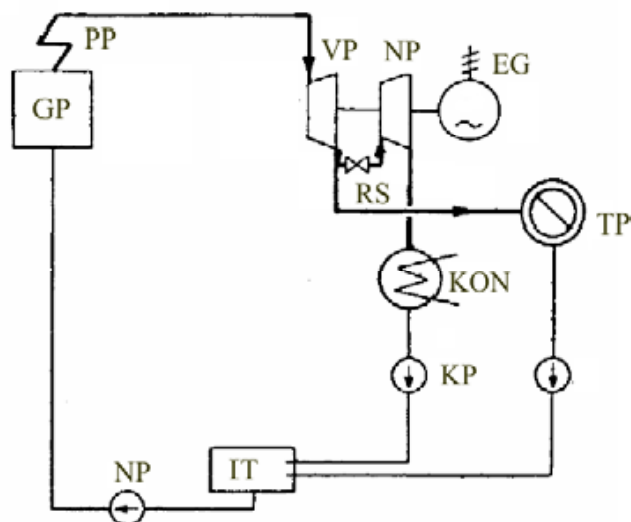
Slika 2.3. Parni kogenerativni sistem sa protivpritisnom turbinom

Između VP i NP dela vrši se oduzimanje pare za zagrevanje grejnog fluida za toplifikaciju na takav način da se održava konstantna vrednost pritiska, dok oko visokopritisnog dela turbine postoji obilazni parovod s reducir ventilom radi ostvarenja fleksibilnosti pogona u odnosu na promene zahteva konzuma.

Svi režimi rada nalaze se između dva granična teoretska režima pogona:

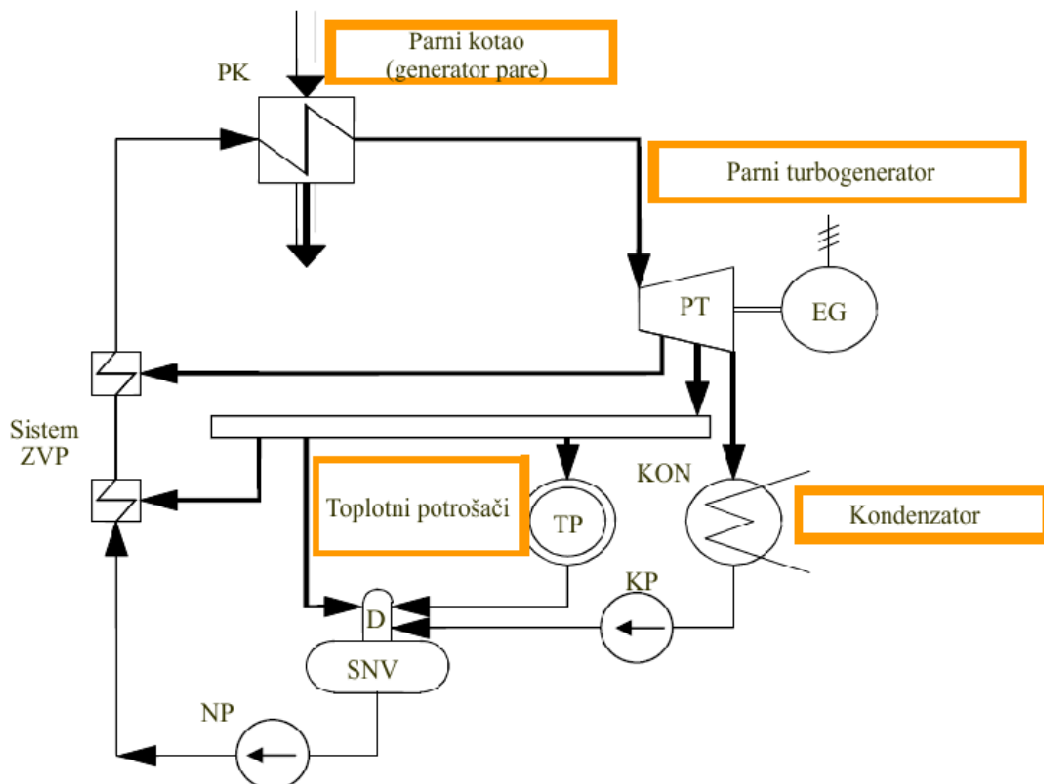
- a) ostvarljivog čisto kondenzacionog pogona, kada egzistira potreba za električnom energijom a nema potrebe za toplotnom energijom, i
- b) teoretskog čisto protivpritisnog pogona, kada je potreba za toplotnom energijom toliko velika da ne preostaje pare za niskopritisni deo.

U realnoj eksploataciji čisti protivpritisni pogon nije moguće ostvariti, jer jedan deo pare (oko 10 % nazivnog protoka) uvek mora strujati kroz niskopritisni deo turbine zbog hlađenja lopatica i diskova. Kondenzaciona postrojenja sa regulisanim oduzimanjem pare najčešće se koriste u gradskim toplanama.



Slika 2.4. Šema kondenzacionog postrojenja s regulisanim oduzimanjem pare

Drugi prikaz kogeneracionog postrojenja s kondenzacionom parnom turbinom s regulisanim oduzimanjem pare dat je na slici 2.5. Ovakva kombinovana proizvodnja električne i toplotne energije pogodna su u rafinerijskim, petrohemijskim i sličnim procesnim pogonima, koji su vrlo osjetljivi na prekide u snabdevanju energijom. Koristi se kada je neophodan autonoman izvor za osiguranje stalnog i sigurnog snabdevanja energijom.

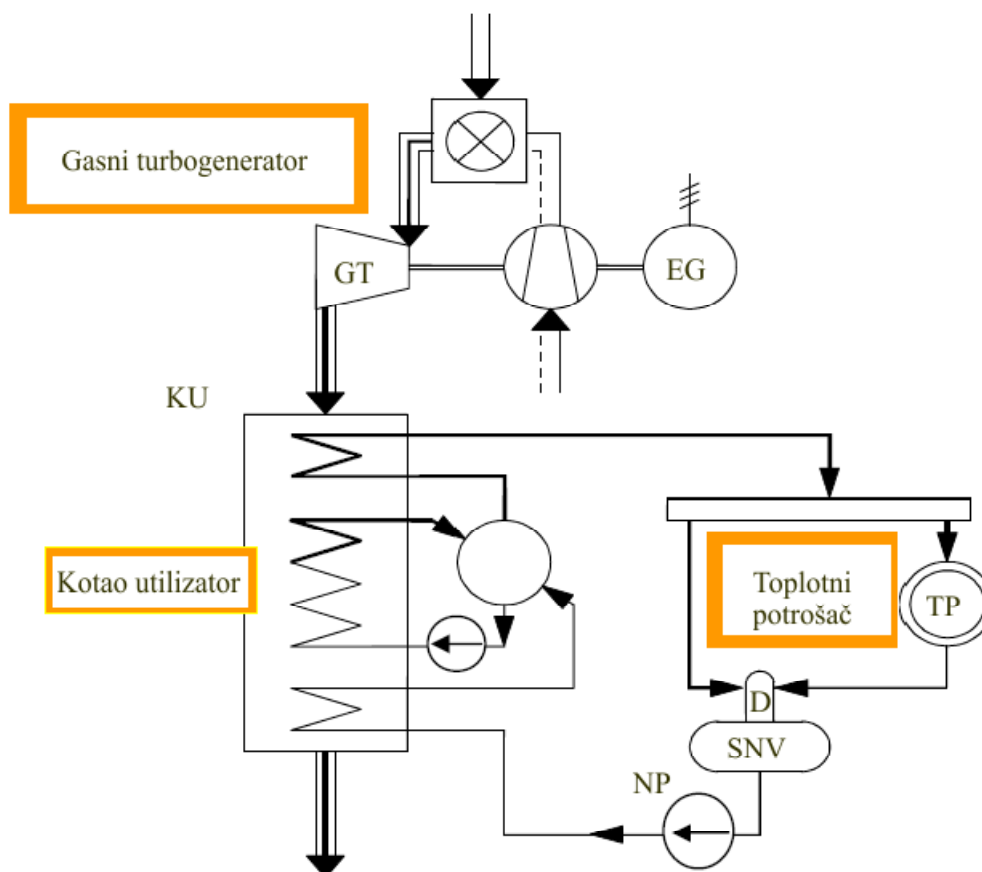


Slika 2.5. Parni kogenerativni sistem sa kondenzacionom turbinom sa oduzimanjem pare za sistem regenerativnog zagrejača

2.2 Sistemi kogeneracije sa gasnom turbinom

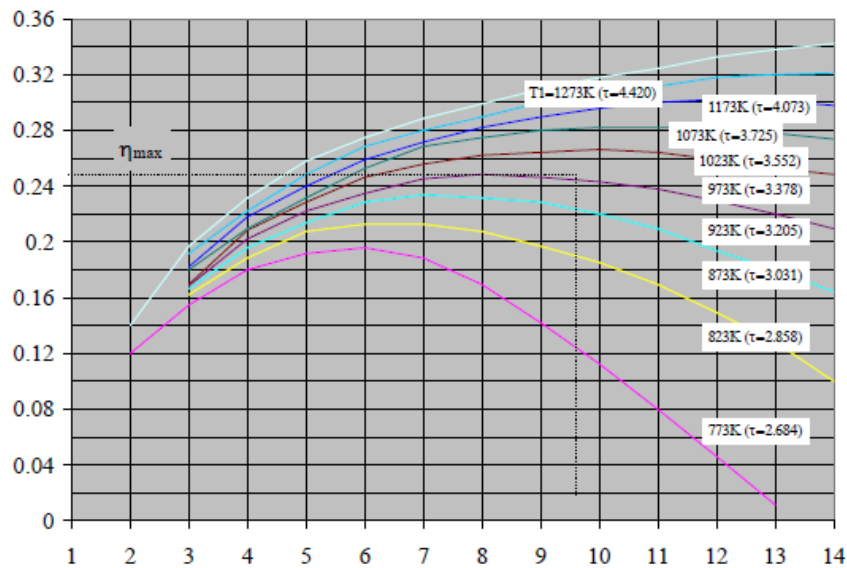
Sistemi kogeneracije sa gasnom turbinom koriste se za proizvodnju dela ili ukupne potrebne električne energije na lokaciji, dok se energija dimnih gasova može dalje koristiti za potrebe grejanja slika 2.6. Kao gorivo najčešće se koristi prirodni gas (moguće koristiti i druga goriva, kao što su lož ulje ili dizel gorivo).

Moderne gasne turbine, koje se koriste u kogenerativnim ciklusima, uz pravilno održavanje i korišćenje, mogu postići i 25000 do 50000 radnih sati. Tipičan opseg snaga gasnih turbina u kogeneracijama kreće se od 0,5 do 250 MW. Veoma intenzivan razvoj kogeneracije sa gasnim turbinama posledica je sve veće dostupnosti prirodnog gasa, brzog razvoja tehnologije, smanjenja troškova gradnje (mogućnost modularne izvedbe), kao i povoljnosti u vezi zaštite životne sredine, a fleksibilnije su za rad sa prekidima.



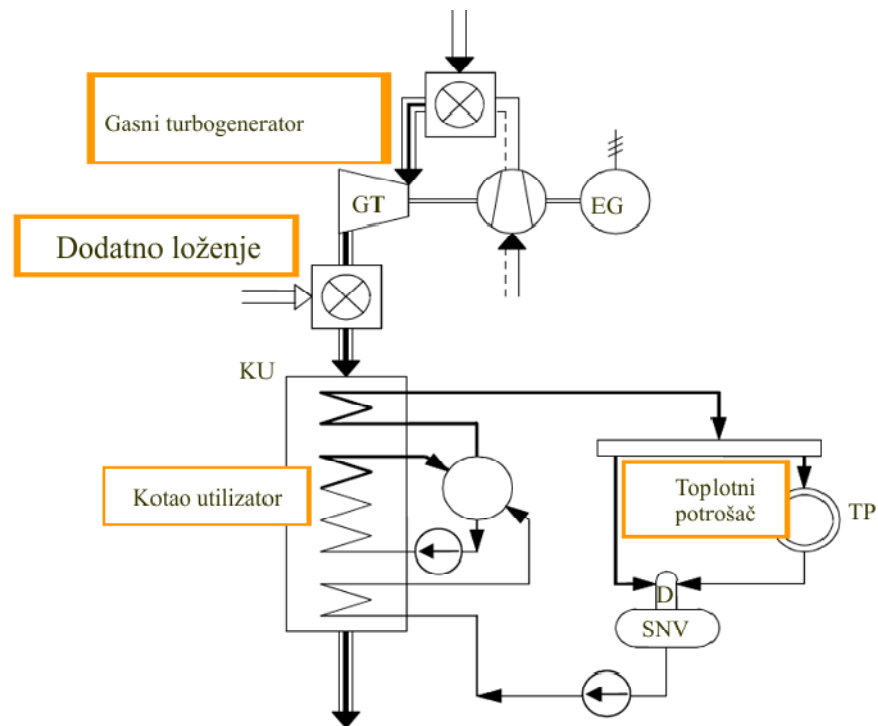
Slika 2.6. Kogenerativni sistem sa gasno turbinom bez dodatnog loženja

Na slici 2.7 dat je prikaz unutrašnjeg stepena korisnosti jednostavnog gasnog ciklusa u funkciji stepena povišenja pritiska i odnosa temperatura, dok je na slici 2.8 dat prikaz kogenerativnog sistema sa gasnom turbinom sa dodatnim loženjem [4].



Slika 2.7. Prikaz unutrašnjeg stepena korisnosti jednostavnog gasnog ciklusa u funkciji povišenja pritiska i porasta temperatura

Jedan od najjednostavnijih načina kogeneracije je snabdevanje gasne turbine kotlom na izduvne gasove, koji proizvodi paru i/ili toplu vodu za primenu u procesnoj industriji i/ili za grejanje. Zamena gorionika parnog kotla gasnom turbinom predstavlja efektivan način da se starom postrojenju, uz relativno male investicione troškove omogući dodatna proizvodnja električne energije. Kako se iz gasnih turbina sa izduvnim gasovima ispušta i velika količina toplote zbog njihove relativno visoke temperature (do 520 °C), koja se pomoću generatora pare može rekuperisati odnosno iskoristiti za proizvodnju dodatne količine pare.



Slika 2.8. Kogenerativni sistem sa gasnom turbinom uz dodatno loženje

Razvoj kogeneracije s gasnom turbinom doživeo je najintenzivniji rast u zadnjoj dekadi zbog veće dostupnosti prirodnog gasa, brzog razvoja tehnologije, značajnog smanjenja troškova gradnje, boljih performansi prema zagađenju okoline.

Period planiranja i izvođenja projekta je kraći, a opremu je moguće isporučiti kao set ili paket gasnog bloka. Gasne turbine imaju kraći period pokretanja, a fleksibilne su za rad s prekidima. Mada gasna turbina ima nisku efikasnost pretvaranja toplotne u električnu energiju, moguće je povratiti više toplotne energije na višim temperaturama. Ako je proizvedena toplotna energija niža od potreba korisnika, moguće je uvesti dodatno sagorevanje prirodnog gasa, njegovim mešanjem sa gasovima bogatim kiseonikom.

Kogeneracija koja koristi gasnu turbinu je najbolje dimenzionisati prema baznom toplotnom konzumu tako da može da radi 2500- 3000 h godišnje na punoj snazi, a vršna opterećenja konzuma, koja se ne mogu pokriti toplotom iz kotla, pokrivaju se iz vršnih (postojećih ili novoizgrađenih) vrelovodnih kotlova.

Ako je toplotno opterećenje niže od baznog prema kojem je dimenzionisana gasna turbina, onda gasna turbina mora delom raditi i na parcijalnom opterećenju ili se, u slučaju rada na nominalnoj snazi, deo izduvnih gasova mora ispuštati u okolinu ispred kotla - utilizatora.

Period grejne sezone, kada gasna turbina radi sa maksimalnom snagom, se poklapa sa periodom kada nedostaju najveće količine električne energije i kada je njena cena najviša. U periodu van grejne sezone, gasna turbina služi kao rezervni i vršni agregat. Primenom gasne turbine u kombinovanoj proizvodnji može se postići visok ukupni stepen korisnosti (iznad 80 %), ali je cena proizvedene električne energije i dalje visoka zbog skupog goriva.

Gasna turbina može da radi veliki broj radnih sati u baznom režimu. Pri takvom radu, radni vek turbine nije ugrožen kao pri varijabilnom radu i time velikim termičkim i mehaničkim naprezanjima. Raspoloživost gasnih turbina koje rade u baznom režimu sa čistim gorivima, kao što je prirodan gas, može da dostigne vrednosti veće od 95 % (već postoje u ponudi gasne turbine čija je raspoloživost 98%).

Vreme startovanja je kratko i interval do početka proizvodnje električne energije iznosi svega nekoliko minuta. Ako se proizvodi para ili topla voda u kotlu - utilizatoru onda interval do početka proizvodnje pare ili tople vode je duži i varira od slučaja do slučaja.

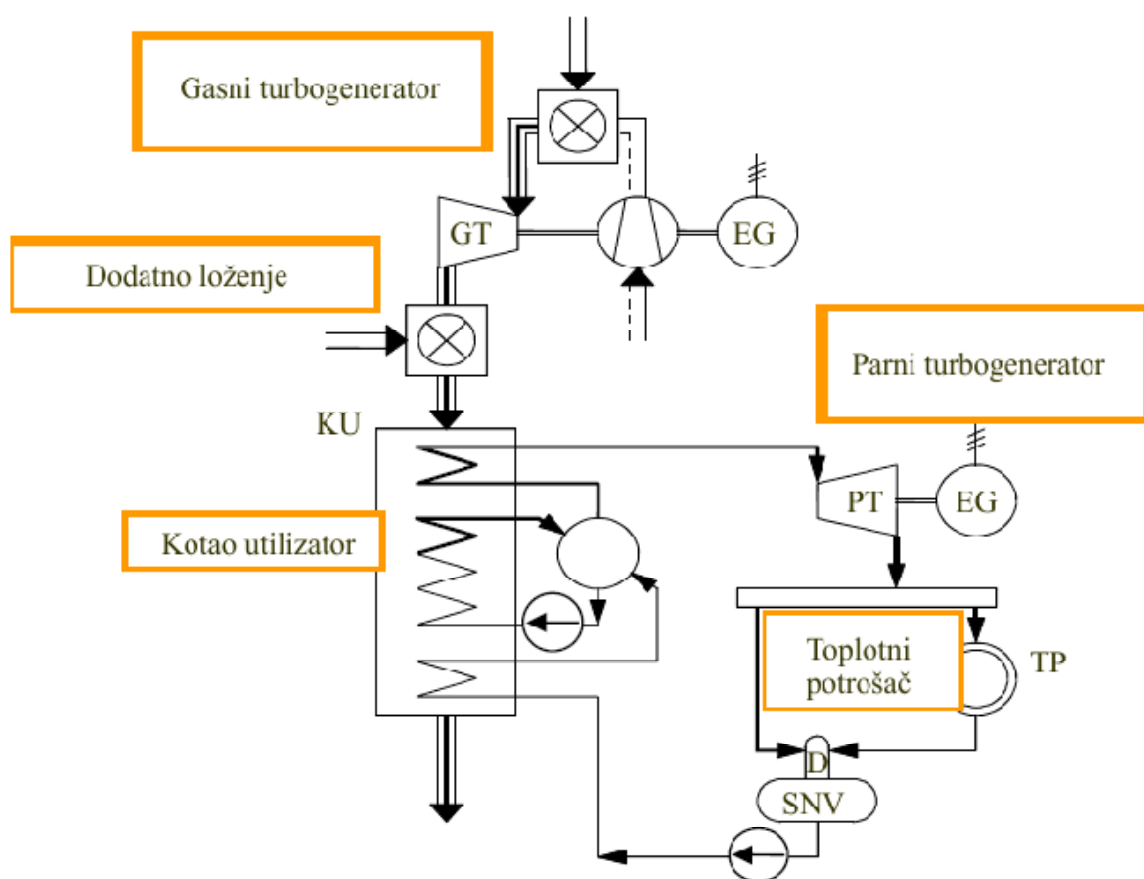
Moguća je primena i dodatnog sagorevanja goriva u kotlu - utilizatoru. Dodatno sagorevanje se primenjuje za pokrivanje vršnog toplotnog konzuma. Sagorevanje u grejnoj komori gasne turbine se odvija uz koeficijent viška vazduha između 3-4, tako da izduvni gasovi sadrže veliku količinu kiseonika i u slučaju dodatnog sagorevanja nije potrebno dovoditi sveži vazduh.

Kod dodatnog sagorevanja, treba imati u vidu da se toplota dovedena gorivom u dodatnom sagorevanju ne predaje rednom telu koje obavlja ekspanziju u turbini i ne učestvuje u proizvodnji električne energije pa ni u kombinovanoj proizvodnji. Time se umanjuju prednosti kombinovane proizvodnje [4].

2.3 Kogenerativni sistemi sa parno - gasnom turbinom

U nastojanju da se poveća efikasnost gasno-turbinskih postrojenja, kao i da se zadovolji veća potražnja za električnom i toplotnom energijom na jednom lokalitetu, u praksi se vrlo često koristi kombinovani sistem kogeneracije sa izgradnjom kombinovanih gasno-parnih turbina, slika 2.9. Uvođenjem dodatnog loženja kod generatora pare (parnog kotla) na izduvne dimne gasove, omogućuje se regulisanje i povećanje njegovog učinka, čime sistem postaje potpuno autonoman za proizvodnju električne i toplotne energije, zavisno od potreba konzuma [4].

Kako izduvni gasovi iz gasnih turbina imaju veliki udeo slobodnog kiseonika (do 18%), uvođenjem naknadnog sagorevanja u struji izduvnih dimnih gasova još više poboljšava efikasnost takvog procesa. Energetski sistem postaje još efikasniji ako paru, koja je proizvedena u generatoru pare (parnom kotlu) na izduvne dimne gasove, iskoristimo za proizvodnju električne energije u protivpritisnoj turbini. U tom slučaju polazni SKD samih gasnih turbina (cca 25 do 35 %, zavisno od tipa i radnih parametara turbine) u kombinovanim sistemima ima povećanje energetske efikasnosti čak i do 85%.



Slika 2.9. Kombinovani kogeneracioni sistem sa gasnom i parnom turbinom uz dodatno loženje u struji dimnih gasova

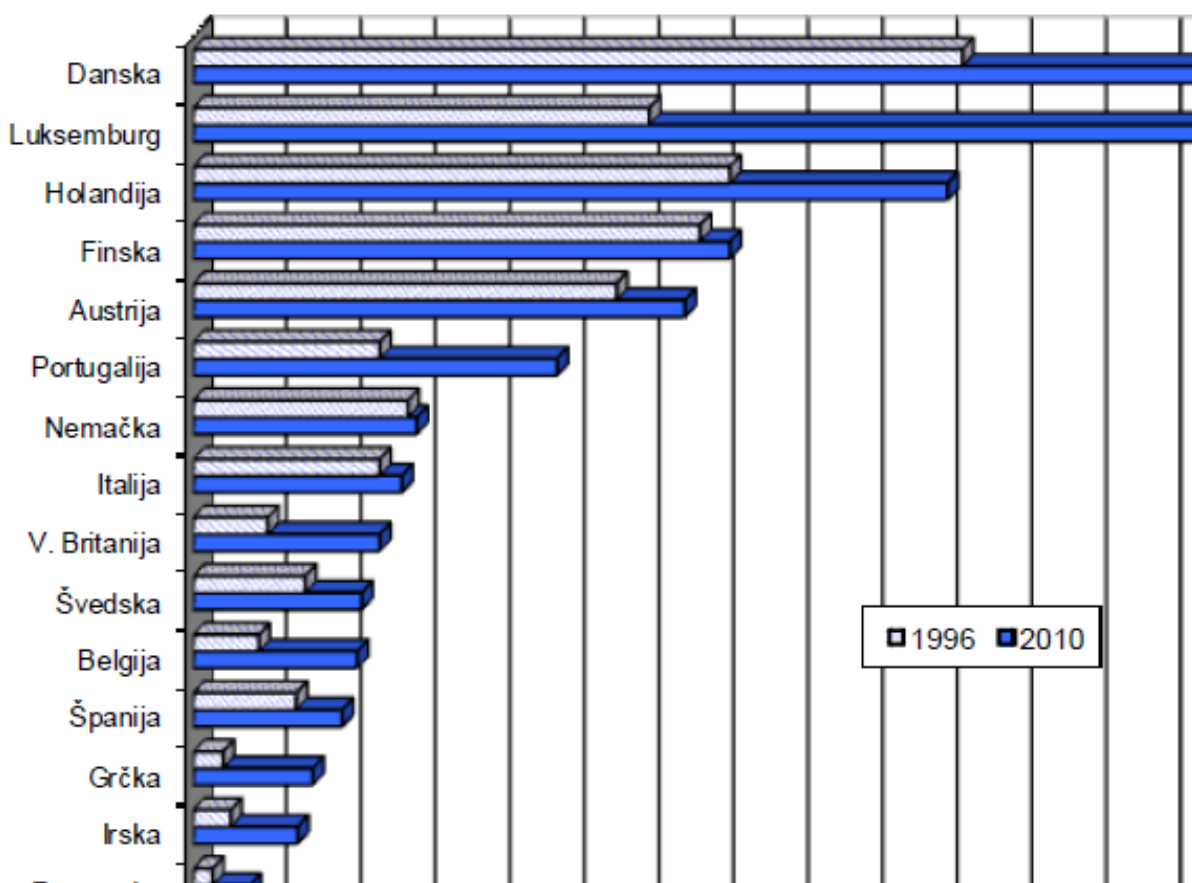
Kombinovanim parno-gasnim ili (gasno-parnim) postrojenjima nazivaju se postrojenja u kojima se istovremeno koriste dva radna fluida:

1. voda-para, koja menja agregatno stanje i
2. gas-gas koji ne menja svoje stanje.

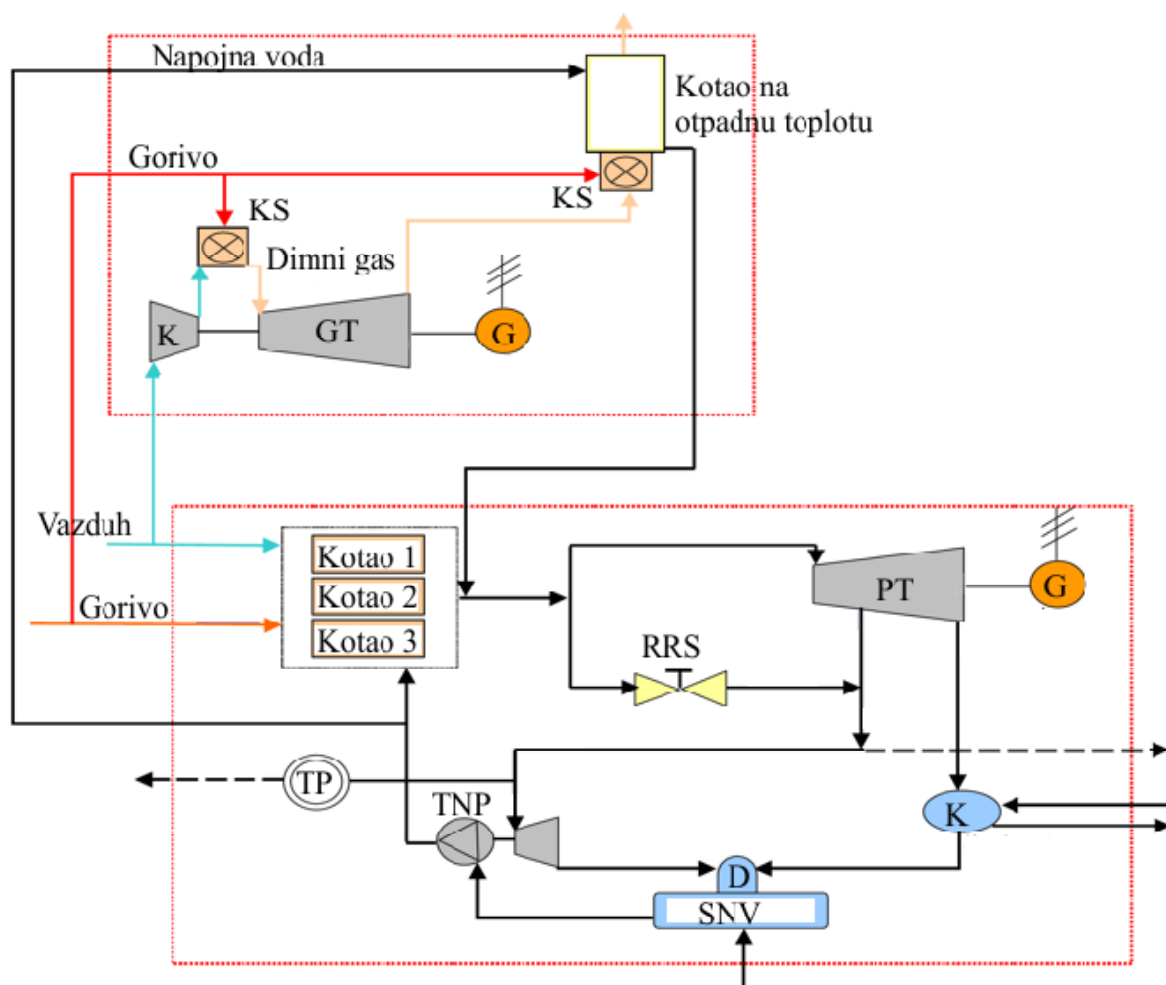
Veliki broj različitih tipova kombinovanih postrojenja može da se razvrsta u dve principijalne grupe:

1. kombinovana postrojenja sa razdvojenim konturama radnih fluida (gasnoturbinska i parnoturbinska) i
2. kontaktna (mešana) gasno-parna postrojenja sa gasno-parnim turbinama u kojima se koristi smeša produkata sagorevanja organskog goriva sa vodenom parom.

Udeo u ukupnoj proizvodnji električne energije na bazi primene kombinovane proizvodnje električne i toplotne energije u pojedinim zemljama EU prikazan je na slici 2.10. Čest je slučaj da postojeće industrijsko postrojenje ne zadovoljava neki korišćeni pokazatelj „kvaliteta“ proizvodnje električne i toplotne energije, pa je potrebno povećati efikasnost postrojenja nadogradnjom novog sistema na postojeći [3].



Slika 2.10. Udeo u ukupnoj proizvodnji električne energije na bazi primene kombinovane proizvodnje električne i toplotne energije u EU



Slika 2.11. *Prikaz kogeneracionog postrojenja na bazi kombinovanog ciklusa gasne i parne turbine*

Slika 2.11 pokazuje kombinovano kogeneraciono postrojenje nastalo nadogradnjom na postojeću kogeneraciju (postrojenje sastavljeno od kondenzacione parne turbine (PT) i tri parna kotla K1, K2 i K3), gde se kao gorivo koristi prirodan gas. U ovom slučaju nadogradnja je sa gasnom turbinom (GT) i kotlom na otpadnu toplotu (WHB). Cilj je da se ostvari optimizacija u proizvodnji električne i toplotne energije, uz postizanje zadovoljavajuće ekonomske efikasnosti, tako da se na višak proizvedene električne energije može primeniti povoljniji tarifni režim.

2.4 ***Ekonomski aspekti kogeneracionih postrojenja***

Kogeneracija predstavlja tehnologiju čijom se primenom ostvaruje štednja primarnih izvora energije. Ovo istovremeno ne znači da se osigurava i automatska ekonomska poboljšanja. Polazeći od stanja na lokalitetu gde se nalazi kogeneracioni sistem, neophodno je sprovođenje određenih ekonomsko-finansijskih analiza, s ciljem dobijanja pokazatelja za poređenje povratka uložених sredstava. Sam proces se realizuje u tri faze: preliminarna procena ili predstudija izvodljivosti (predfizibiliti studija), studija izvodljivosti i izbor sistema (fizibiliti studija) i izrada detaljne projektne dokumentacije (idejni projekat, glavni projekat, projekat izvedenog stanja). Faza preliminarne procene uključuje sprovođenje određenih

istraživanja o nivou i trajanju električnog i toplotnog opterećenja, mogućnosti primene mera uštede energije pre kogeneracije, zatim o postojanju planova o promeni procesa na već postojećim postrojenjima, kao i o postojanju prostora potrebnog za smeštaj kogenerativnog postrojenja. Za korišćenje sistema kogeneracije tokom cele godine, poželjno je da potencijalni kandidati za kogeneraciju imaju konstantne potrebe za toplotnom energijom (podudarne sa potrebama u električnoj energiji), kao i poželjan visok faktor električnog opterećenja i veliki broj sati pogona tokom godine. Često se tehničko-tehnološkom analizom utvrdi da postoji više alternativnih rešenja za kogenerativno postrojenje (najčešći slučaj). U tom slučaju, ekonomska analiza se mora sprovesti za svaku pojedinačnu varijantu. Takođe, tokom ekonomske analize, kao rezultat optimizacije, može doći i do izmene određenih tehničkih karakteristika postrojenja. Kompleksnom i sveobuhvatnom tehničko-ekonomskom analizom dolazi se do optimalnog postrojenja za postavljene zahteva na konkretnoj lokaciji postrojenja. Usklađenost toplotnog opterećenja sa toplotom koju može osigurati dostupna kogeneraciona tehnologija, kao i mogućnost povezivanja sa električnim i toplotnim sistemom objekta, kao i uticaj koji će kogeneracija imati na neke druge potrebe lokacije, elementi su dalje tehničko-ekonomske analize, bilo da se radi o rekonstrukciji već postojećeg objekta ili projektu nove zgrade ili industrijskog postrojenja [8].

Sakupljanje podataka i crtanje godišnjih krivih trajanja opterećenja za različite potrebne oblike energije (električna, toplotna u obliku pare različitih parametara, toplotna u obliku vrele vode, hladna voda i sl.) predstavlja prvi korak kod izrade studije izvodljivosti i izbora sistema kogeneracije. Pri tome se formira polazna baza podataka, koja sadrži: odnos toplotne i električne energije, parametre kvaliteta potrebnih oblika energije, profile potrošnje potrebne električne i toplotne energije, raspoloživost (dostupnost) i kvalitete goriva (primarnog oblika energije), zahtevana pouzdanost i sigurnost sistema sa aspekta tehnoloških zahteva konzuma, zakonska regulativa (zakon o koncesiji, zakon o stranom ulaganju, zakon o porezima, zakoni o zaštiti životne sredine, zakon o uređenju prostora i sl.), zatim infrastrukturni podatci (zavisnost od lokalne električne mreže, naponski nivoi, distributivni gubici, aktivna i rektivna snaga i sl.), kao i mogućnosti za prodaju viška električne energije (postojanje prioritetnog otkupa, cena, mogućnost povlačenja energije iz mreže i sl.).

3. Gasne turbine

3.1 Istorija gasnih turbina

Prvi patent za gasne turbine prijavljen je u Engleskoj (Džon Barber 1791. godine), još pre De Lavalovog patenta parne turbine. Međutim, visoke temperature potrebne za uspešan rad gasne turbine i polagani razvoj dinamike gasova, onemogućili su brzi razvoj gasne turbine. Godine 1872. nemački inženjer Štolc dobio je patent za gasno turbo-postrojenje, ali ga je realizovao tek u periodu 1900-1904. godine. Snaga postrojenja je iznosila 200 konjskih snaga i bila je dovoljna tek za pokretanje turbokompresora. Dva osnovna problema, koja je bilo potrebno rešiti da bi se gasna turbina uvela u praksu bila su:

1. aerodinamički, tj. izgraditi veći stepen korisnosti i
2. metalurški, izgraditi materijale dovoljne čvrstoće i otporne na visoke temperature.

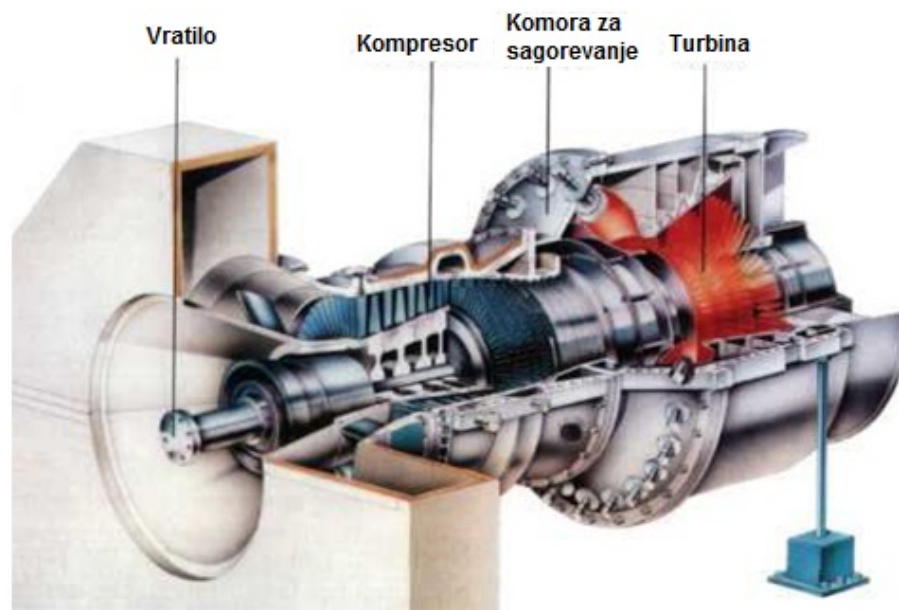
Tek pred kraj drugog svetskog rata dobijeni su materijali za visoke temperature i uspešno je rešeno pitanje stabilnosti strujanja kroz višestepene aksijalne turbokompresore, kao i ostalih problema vezanih za rad gasnih turbina.

3.2 Osnovne komponente i sistemi gasne turbine

Osnovne komponente gasne turbine su:

- turbokompresor,
- komora za sagorevanje i
- turbina,

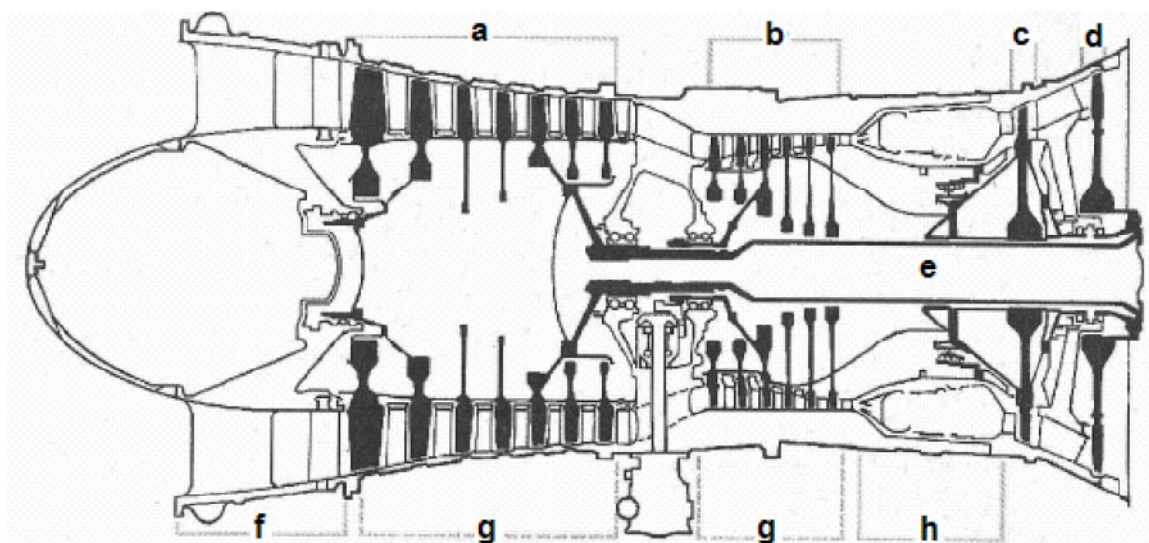
a konstrukcijska struktura i osnovni sklopovi koje čine gasnu turbinu prikazani su na slikama 3.1, 3.2 i 3.3.



Slika 3.1. Gasna turbina sa niskom emisijom gasova

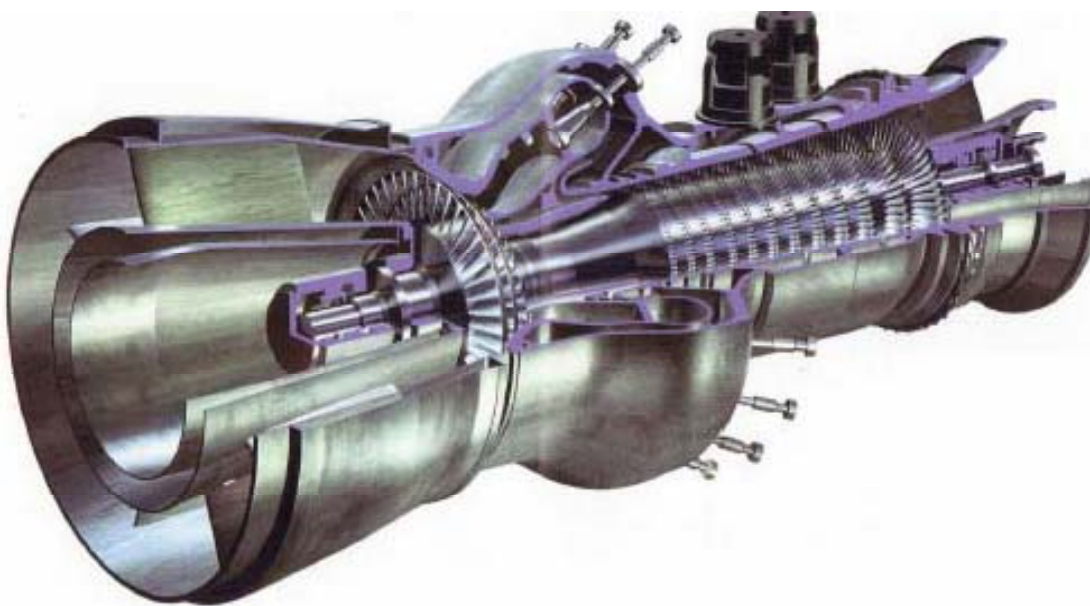
Turbokompresor, komora za sagorevanje i turbina povezani su pomoću jednog ili više vratila i zajedno se nazivaju gasni generator [5].

Gasne turbine imaju i usisnu i potisnu sekciju. Naprednije i veće gasne turbine imaju turbokompresore aksijalnog tipa. Neke od ranijih, manjih i kompaktnijih gasnih turbina imaju centrifugalne turbokompresore. Svaki stupanj turbokompresora omogućava povećanje odnosa pritiska, a iako stupanj aksijalnog turbokompresora ne omogućava odnos pritiska kao centrifugalni istog prečnika, višestepeni aksijalni turbokompresor nudi mnogo veći odnos pritiska (samim tim veći maseni protok i veću rezultujuću snagu) od turbokompresora centrifugalnog tipa.



Slika 3.2. Šematski prikaz elemenata

f- ventilatorska sekcija, ag-kompresor niskog pritiska, bg- turbokompresor visokog pritiska, c- turbina, e-vratilo, h- komora za sagorevanje



Slika 3.3. Alstom's GT-8C2, 50/60 Hz, presek gasne turbine sa osnovnim specifikacijama

U tabeli 3.1 prikazane su karakteristike gasne turbine prikazane na slici 3.3.

Tabela 3.1. Karakteristike gasne turbine Alstom's GT-8C2

Gorivo	Prirodan gas
Frekvencija	60Hz
Bruto električna proizvodnja	56,2MW
Efikasnost	33,8%
Bruto toplotna proizvodnja	10,098 Btu/Kwh
Brzina obrtaja	6204 rpm
Kompresovani odnos pritiska	17,6:1
Protok izduvnih gasova	197 kg/s
Temperatura izlaznih gasova	508 °
Emisija NO _x	<25 vppm

3.3 Turbokompresor

Namena turbokompresora je da poveća energiju vazduha koji dobije iz usisne sekcije, sabije ga na odgovarajući pritisak i da preda sekciji za sagorevanje u potrebnoj količini.

Turbokompresor se sastoji od lopatica rotora (radno kolo) i lopatica statora (pretkolo) koje usmeravaju vazduh u naredni stupanj. Nadmorska visina na kojoj se turbina nalazi određuje (konjska snaga za turbine sa mehaničkim pogonom ili W, kW, MW) snagu koju će razviti gasna turbina, jer sa povećanjem nadmorske visine smanjuje se gustina vazduha, a sa povećanjem temperature vazduha smanjuje se i vlažnost vazduha. Što znači da kada turbokompresor usisa određenu količinu vazduha, taj vazduh bi bio manje gustine ako se gasna turbina nalazi na većoj nadmorskoj visini.

Manja količina vazduha zahteva manju količinu goriva za mešanje što, dalje, znači da će ta mešavina dati manju snagu prilikom sagorevanja. U poređenju sa temperaturom i pritiskom na određenoj visini, vlažnost ima mali uticaj na gustinu vazduha [5].

Postoje tri vrste turbokompresora:

1. centrifugalni,
2. aksijalni i
3. aksijalno – centrifugalni turbokompresori.

Centrifugalni turbokompresori

Prilikom obrtanja rotora (radnog kola) usisava se vazduh u lopatični sistem blizu centra rotora, centrifugalna sila ubrzava vazduh i usmerava ga prema obodu rotora, zatim ga sprovodi kroz difuzor pri velikoj brzini, pri čemu pritisak raste sa opadanjem brzine vazduha. Stupnjevi turbokompresora mogu ostvariti relativno veliki opriraštaj pritiska po stupnju. Zbog velikih brzina koje postižu, centrifugalni turbokompresori se najviše koriste kod manjih gasnih turbina.

Aksijalni turbokompresori

U ovim turbokompresorima kompresovani vazduh se usmerava u pravcu paralelnom uzdužnoj osi motora. Aksijalni turbokompresor se sastoji od nekoliko stupnjeva koji zajedno prave veliki priraštaj pritiska sa visokim koeficijentom efikasnosti. Aerodinamičnost oblika ovih tipova turbokompresora čini ga pogodnim za primenu kod letelica pri velikim brzinama.

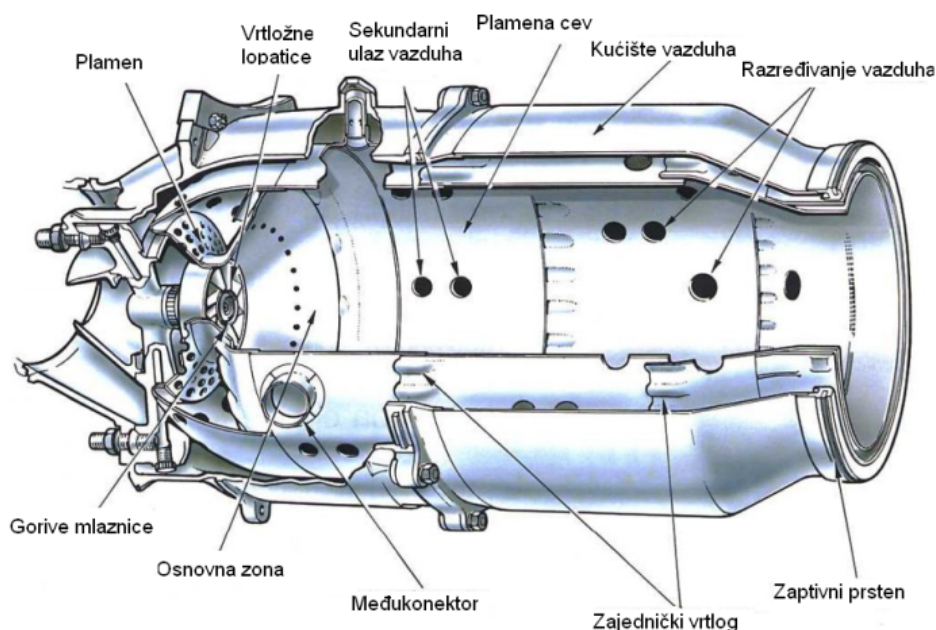
Konstrukcija ovih turbokompresora je manje izdržljiva nego kod centrifugalnih turbokompresora, što ih čini podložnijim oštećenjima od dejstava stranih objekata. Aksijalni turbokompresori nisu praktični za korišćenje na velikim mašinama zbog svoje veličine i težine.

Aksijalno – centrifugalni turbokompresori

Aksijalno – centrifugalni turbokompresor ili dvojni turbokompresor je kombinacija dva turbokompresora. Turbokompresori su postavljeni na isto vratilo (obrtu se istom brzinom i u istom smeru). Centrifugalni turbokompresor je postavljen iza aksijalnog turbokompresora.

3.4 Komora za sagorevanje

Namena komore za sagorevanje je da pomeša gorivo i vazduh, i da uvede toplotnu energiju goriva u vazдушnu masu u toku procesa sagorevanja. Opšti oblik komore za sagorevanje prikazan je na slici 3.3.



Slika 3.4. Komora za sagorevanje

Za efikasno izvršenje ove funkcije komora mora da ispuni sledeća tri osnovna zadatka.

1. Ubrizgavanje goriva. Brizgači moraju preuzeti gorivo od regulatora goriva i predati ga komori za sagorevanje, radeći to tako da se gorivo potpuno pomeša sa vazduhom koji učestvuje u procesu sagorevanja.

2. Razmeravanje vazduha za sagorevanje i hlađenje. Nasuprot nekom opštem uverenju, sav vazduh ne učestvuje u procesu sagorevanja. Ako bi se kojim slučajem, celokupan vazduh pomešao sa dovedenim gorivom dobila bi se nezapaljiva smeša.

Kako goriva preferiraju idealan odnos vazduh-gorivo 15:1, sekcija sagorevanja mora odvojiti približno 20 % ukupnog vazduha iz turbokompresora i usmeriti ga u komoru za sagorevanje gde se meša sa gorivom. Ostatak od oko 80% protoka, poznat kao vazduh za hlađenje ili razređivanje, mora biti privremeno zadržan u komori dok se proces sagorevanja ne završi.

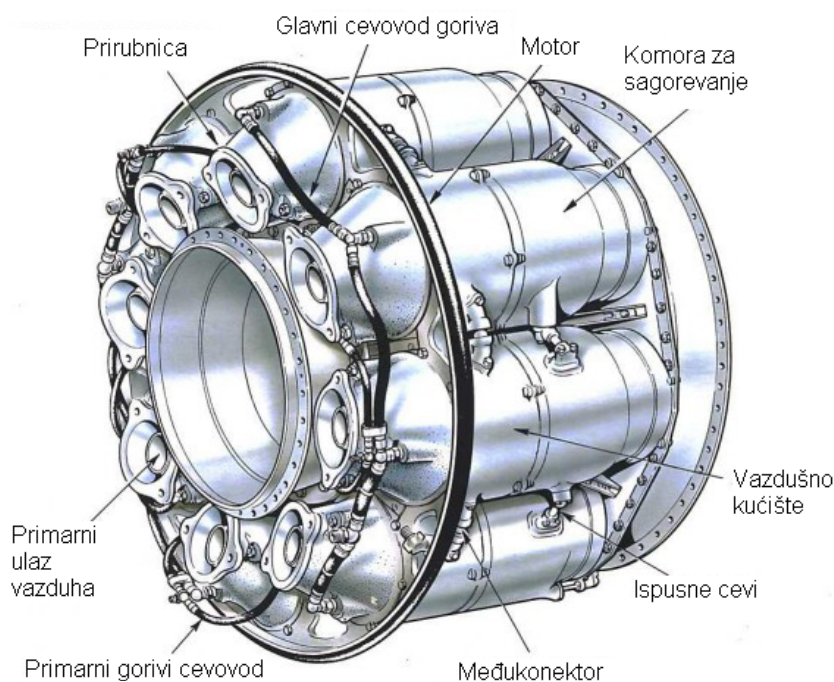
3. Ekspanzija sagorelih gasova. Posle sagorevanja, ostalih 80% vazdušnog protoka mora se brzo uvesti u sekciju za sagorevanje da rashladi vrela gas pre nego što on dođe u kontakt sa lopaticama sprovednog aparata turbine. Gas iz komore može biti vreo do 2200 °K. Da bi se obezbedio duži vek sprovednih lopatica, vazduh za hlađenje „razblažuje“ vrela gasove snižavajući tako temperaturu do 1145°K (za nehladene turbine), ili do 1255°K (za hladene turbine) [5].

Komore za sagorevanje mogu se podeliti na:

- višestruko cevaste,
- prstenaste i
- cevasto-prstenaste komore za sagorevanje.

Višestruko cevaste komore za sagorevanje

Ovaj tip sistema za sagorevanje pogodan je za postrojenja sa centrifugalnim turbokompresorima, jer vazduh mora biti podeljen na jednake delove za svaku cevastu komoru.

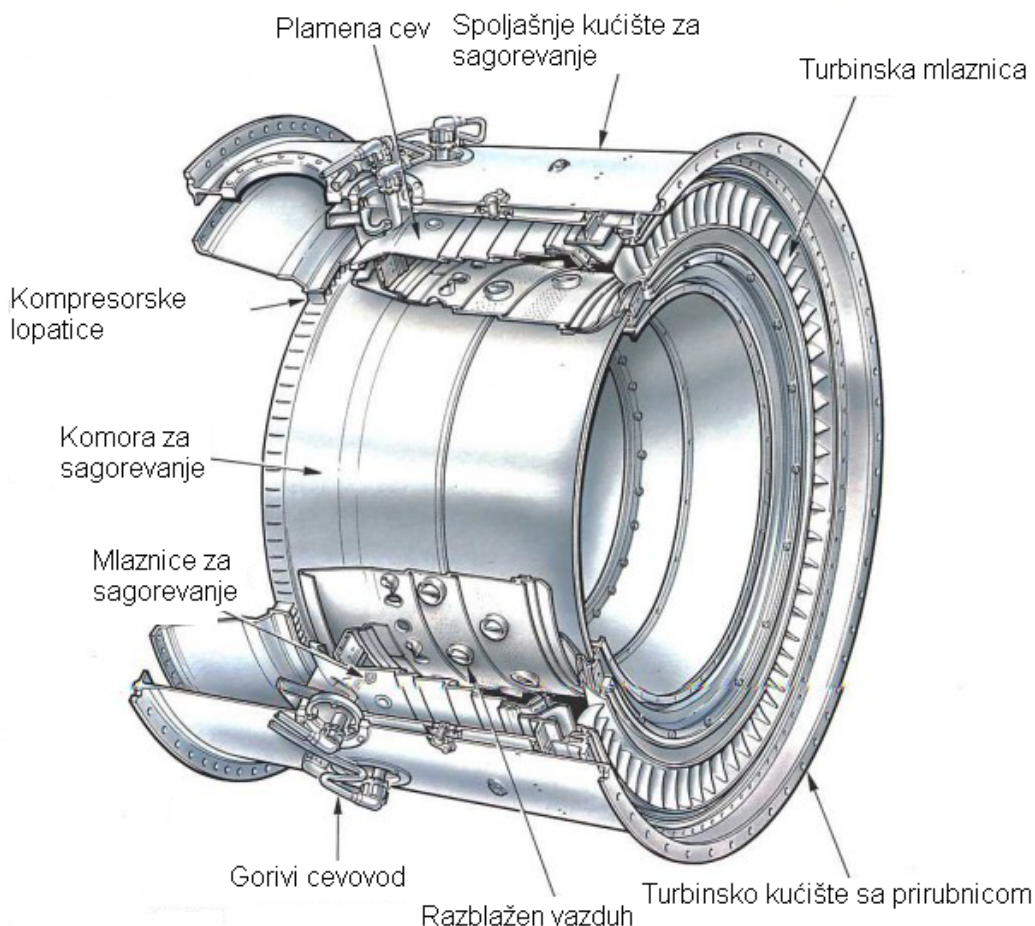


Slika 3.5. Višestruka cevasta komora za sagorevanje

Cevaste komore za sagorevanje (slika 3.5) mogu imati različite varijacije, i mogu se adaptirati za konstrukcije sa aksijalnim turbokompresorima. Jedina prednost cevastog tipa je u tome što plamena cev ima visoki stepen ondulacije, što je čini jakom i otpornom na vitoperenje. Neke mane su: raspoloživi prostor se ne koristi efikasno i potrebna je velika količina metala da bi se zahvatila željena zapremina gasa, što povećava ukupnu težinu.

Prstenasta komora za sagorevanje

Ovaj tip komora (slika 3.6) za sagorevanje omogućava efikasno upravljanje vazduhom i gasovima. Postoji izvesna sumnja da li ovaj tip daje najbolju efikasnost korišćenja raspoloživog prostora. Iz tih razloga, prstenasti tip zahteva samo oko polovinu prečnika za istu masu protoka. Limene površine koje zahvataju željenu zapreminu vazduha su male što smanjuje ukupnu težinu. Dok su prstenaste komore u osnovi slične po konstrukciji, najniži stepen ondulacije čini ih osetljivim na vitoperenje što dalje utiče na krivljenje elemenata u turbinskoj sekciji. Ovaj problem uslovljava ugradnju konstrucijski komplikovanih ojačanja.



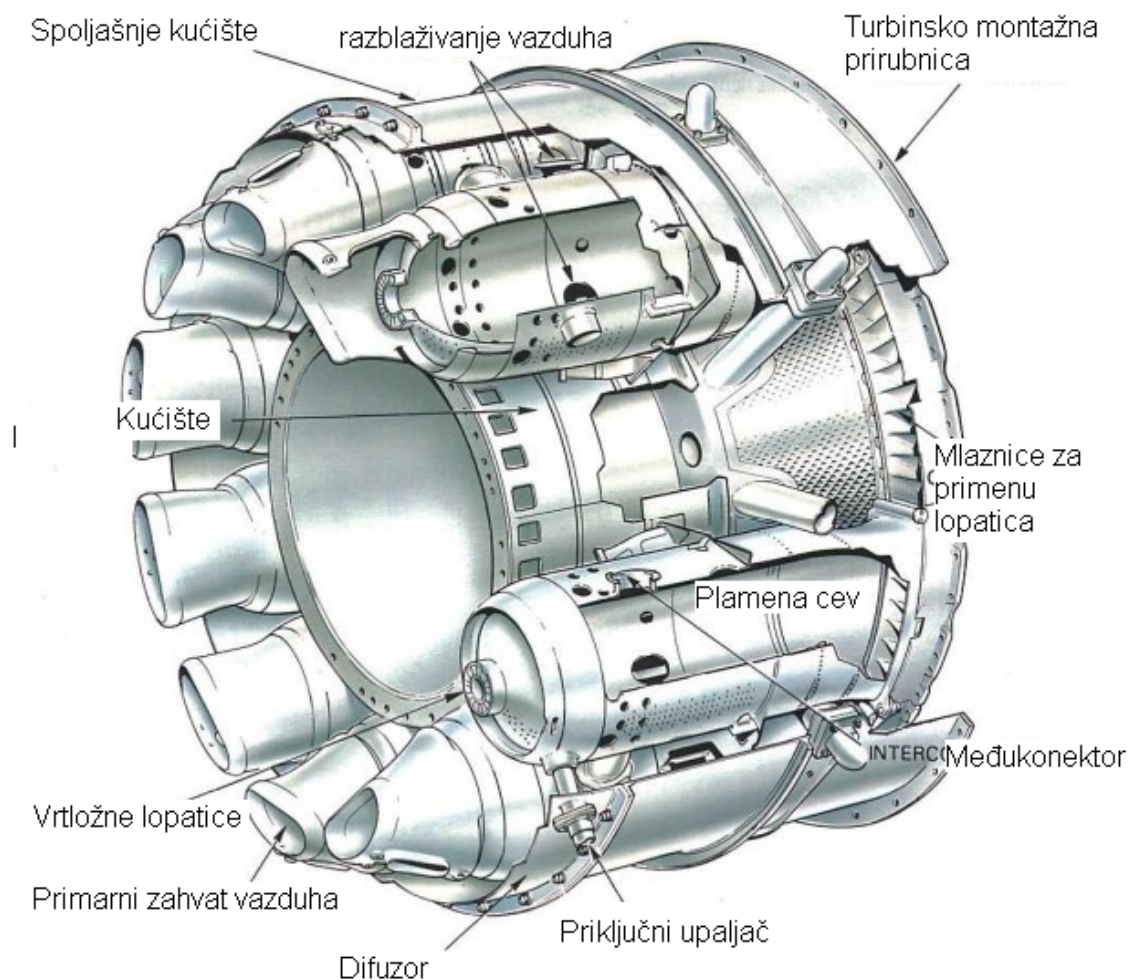
Slika 3.6. *Prstenasta komora za sagorevanje*

Cevasto-prstenaste komore za sagorevanje

Cevasto-prstenaste komore za sagorevanje (slika 3.7) imaju karakteristike i cevaste i prstenaste, a prednosti oba tipa su zadržane. Ovaj tip komore sastoji se od plamenih cevi koje

su postavljene po obodu na jednakim rastojanjima unutar jednog prstenastog kućišta. Velike mogućnosti za njeno razvijanje povećale su primenu ovog tipa. Svaka plamena cev ima svoj brizgač ili brizgače što minimizira varijante temperature zbog začepljenja nekog elementa.

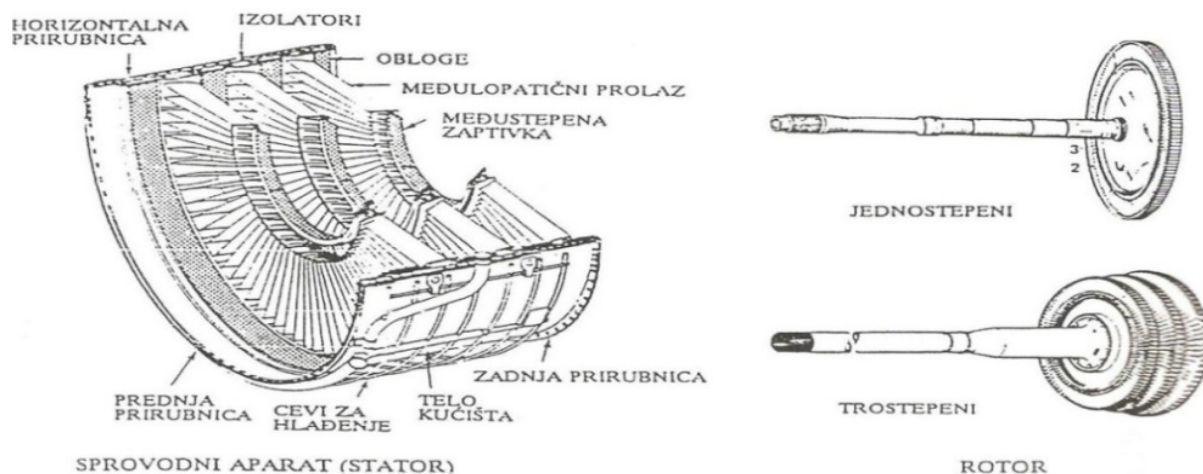
Cevasto-prstenasta komora radi efikasno na visokim pritiscima pomažući sagorevanje pri smanjenoj snazi gasnog generatora i na velikim visinama. Veoma je poželjno održati uniformnu temperaturu gasova na izlaznom preseku plamene cevi, tako da se ekspanzija u sprovodnom aparatu i lopaticama turbine odvija ujednačeno bez stvaranja velikih lokalnih opterećenja i toplotnih udara koji izazivaju vitoperenje i lomljenje lopatica. Loš temperaturni raspored pogoršava efikasnost rada motora.



Slika 3.7. Cevasto - prstenasta komora za sagorevanje

3.5 Turbina

Zadatak turbine je da deo toplotne energije i energije pritiska izlaznih gasova iz komore za sagorevanje pretvori u mehaničku snagu obrtnog kretanja vratila za pogon turbokompresora (i ventilatora) i gonjenih agregata. Pod turbinom se podrazumevaju dva glavna elementa: sprovodni aparat (pretkolo) i rotor (radno kolo) turbine (slika 3.8).



Slika 3.8. Glavni elementi turbine

Sprovodni aparat (pretkolo) čine stacionarne lopatice radijalno postavljene u kućište na ulazu u turbinsku sekciju i između rotora (radnih kola) stupnjeva turbine. Lopatice su postavljene tako da međulopatični prostor formira male mlaznike kroz koje gas prolazi u formi mlazeva. Mlazevi su usmereni na lopatice rotora (ranog kola) turbine tako da efikasno transformišu kinetičku u mehaničku energiju [5].

Rotor (radno kolo) turbine se sastoji od lopatica pričvršćenih na disk (glavčinu). Disk je montiran na pogonsko vratilo. Mlazevi gasova napuštaju stacionarne lopatice sprovodnog aparata (pretkola) i deluju na rotor (radno kolo) turbine obrćući ga velikim brzinama, što prouzrokuje i velika centrifugalna opterećenja na samo radno kolo.

Sve konstrukcije turbine imaju jedan važan zajednički princip. To je činjenica da se u njima ostvaruje ekspanzija produkata sagorevanja (dimnih gasova), koji na ulazu u turbinski deo imaju visok pritisak i visoku temperaturu, a na izlazu iz njega, zbog pretvaranja dela njihove energije u mehaničku energiju obrtnog kretanja vratila, ovi termodinamički parametri simaju mnogo nižim vrednostima.

Konstrukcija međulopatičnih prolaza može biti konvergentno-divergentna (visok stepen sabijanja), ili mogu sasvim konvergirati (nizak stepen sabijanja).

Stvarana površina prolaza meri se pod pravim uglom u odnosu na pravac strujanja. Oblici, dužine, broj sprovodnih lopatica (i lopatica radnog kola turbine) kao i veličine preseka mlaza mogu znatno varirati od konstrukcije do konstrukcije.

Funkcija rotorskih lopatica (radnog kola) je da skrenu fluid tako da izgubi komponentu brzine u smeru obrtanja, i, možda, ostvari komponentu obimske brzine u smeru koji je suprotan smeru obrtanja radnog kola. Lopatice radnog kola, u toku te promene obimske komponente apsolutne brzine radnog fluida menjaju moment količine kretanja fluidne mase, zbog čega on deluje odgovarajućom reaktivnom silom na lopatice. Ova reaktivna sila stvara obrtni moment u odnosu na osu vratila, izjednačavajući se momentom otpora i opterećenja na radnom kolu, i uslovljava kontinualno obrtanje radnog kola i vratila na koje je ono nasadeno.

3.6 *Primena gasne turbine*

Primena gasne turbine u proizvodnji električne energije počela je tridesetih godina XX veka. Danas gasna turbina, ima široku primenu u proizvodnji električne i toplotne energije. Pored toga što je ekonomična, gasna turbina može biti konstruisana da emituje male količine azotnih oksida.

Gasne turbine koje kao pogonsko gorivo koriste prirodni gas, primenjuje se i za rekonstrukciju (*repowering*) postojećih elektrana na ugalj, omogućavajući povećanje instalirane snage i ukupnog stepena korisnosti bez gradnje kompletno novog postrojenja.

Gasne turbine, takođe, u današnje vreme imaju raznovrsnu primenu. Mogu se koristiti u nekoliko različitih režima u industriji, pri proizvodnji energije, nafte i gasa u procesnim postrojenjima, vazduhoplovstvu, domaćinstvu i malim industrijskim postrojenjima.

Dok termoelektrane sa parnim turbinama, zbog indirektnog korišćenja toplote iz goriva, imaju ograničenu temperaturu vodene pare kao radnog medijuma na ispod 600°C, u slučaju gasne turbine toplota iz goriva prelazi direktno na gas kao radni medijum na mnogo višim temperaturama, preko 1000°C. Kako je i na izlazu turbine temperatura gasova visoka, a stepen korisnosti gasne turbine inače nizak, od interesa je rekuperacija otpadne toplote iz njih putem kotlova - utilizatora. U ciklusu gasne turbine atmosferski vazduh se usisava kroz sistem filtera i uvodi u turbokompresorski stupanj, gde se komprimuje pre nego što se uvede u komoru za sagorevanje. Gorivo ubrizgano kroz mlaznice u tu komoru meša se sa komprimovanim vazduhom i sagoreva proizvodeći vrele gasove pod pritiskom, a oni, ekspanzijom u gasnoj turbini, proizvode mehanički rad, koji pokreće električni generator proizvodeći električnu energiju.

Zagrejani otpadni gasovi po napuštanju turbine uvode se rekuperator (kotao – utilizator), koji ima zadatak da toplotu tih gasova prenese na drugi fluid (voda, ili para), u zavisnosti od namene toplote, a potom bivaju ispušteni kroz dimnjak u atmosferu.

Od dva tipa gasnih turbina koju su komercijalno dostupne za proizvodnju električne energije, u kogeneraciji se računa na oba, tj. na gasne turbine izvedene od avionskih motora (aeroderivata) i na klasične industrijske turbine namenjene samo za stacionarnu primenu u energetici i industriji. Oba tipa se uspešno primenjuju i samostalno zbog: niskih investicionih troškova, brzog startovanja i zaustavljanja, brzog odziva na promenu opterećenja, kao i visoke pouzdanosti u radu, kratkog vremena gradnje, lakog i ekonomičnog održavanja i posebno zbog mogućnosti korišćenja skoro svih tečnih i gasovitih goriva, visokih temperatura izduvnih gasova (što omogućava proizvodnju toplote visokih parametara), niske emisije štetnih gasova i drugih pogodnosti.

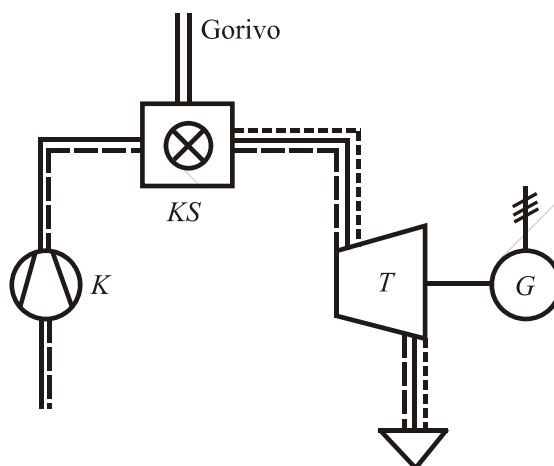
Većina gasnih turbina koje se koriste u kogeneraciji konstruisana je da radi po toplotnoj šemi otvorenog toka, gde se svež vazduh usisava iz okoline, a produkti sagorevanja ispuštaju u okolinu na temperaturi koja se kreće u granicama od 450–600 °C (slika 3.9). Visoka temperatura na izlazu kod gasnih turbina otvorenog toka omogućava proizvodnju pare visokih parametara (pritisak i temperatura), koja se, dalje, može koristiti ne samo za potrebe

grejanja i za tehnološke procese, već i za pokretanje parne turbine u slučaju da se radi sa kombinovanim ciklusom. U cilju povećanja stepena korisnosti, postrojenju se može dodati razmenjivač toplote – rekuperator, tako da se jedan deo toplote izduvnih gasova u rekuperatoru preda komprimovanom vazduhu na izlazu iz turbokompresora [6].

Rekuperacija povećava stepen korisnosti, ali snižava temperaturu izduvnih gasova, tako da manje toplote ostaje na raspolaganju za eventualnu primenu u sklopu postrojenja za kombinovanu proizvodnju.

Gasna turbina može sagorevati skoro sve vrste tečnih i gasovitih goriva. Većina gasnih turbina je konstruisana tako da sagoreva, ili tečno, ili gasovito gorivo, ali postoje i turbine koje mogu da sagorevaju obe vrste goriva. Gasna turbina se široko primenjuje u kombinovanoj proizvodnji električne i toplotne energije. Pored kombinovane proizvodnje moguća je i primena u proizvodnji samo električne energije i to u baznim i u vršnim režimima.

Dodavanje gasne turbine kotlovima za proizvodnju toplote može biti ekonomski isplativ način da se poveća proizvodnja toplote i počne proizvodnja električne energije za sopstvene potrebe ili za prodaju.



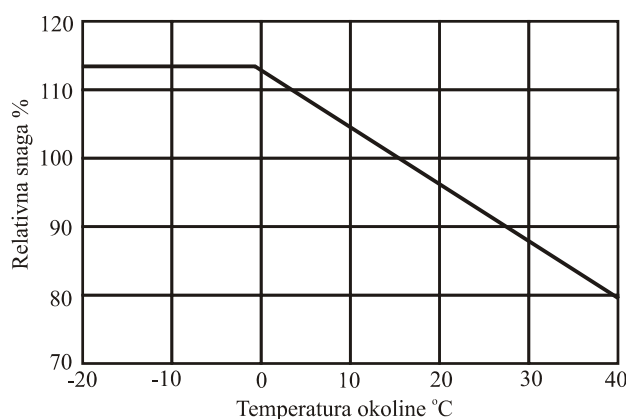
Slika 3.9. Gasna turbina otvorenog toka

Izduvni gasovi iz gasne turbine se uvode u kotao, gde se približno izobarski hlade i svoju toplotu predaju drugom nosiocu toplote (voda, ili para) koja se, dalje, koristi u nekom tehnološkom procesu, ili za potrebe grejanja. Produkti sagorevanja se, dalje, odvedu u atmosferu gde se hlade do temperature okoline. Jednostavno i jeftino postrojenje može da se napravi kombinovanjem gasne turbine i kotla - utilizatora. Temperatura produkata sagorevanja na izlazu iz gasne turbine kreće se u granicama od 450-600 °C što omogućava proizvodnju pare visokih parametara (pritisak i temperatura). Ova para se dalje može koristiti ne samo za potrebe grejanja i za tehnološke procese, već i za pokretanje radne mašine kao što je parna turbina. Pri primeni mazuta kao goriva, zbog opasnosti od niskotemperaturske korozije usled prisustva oksida sumpora u izduvnim gasovima, temperatura gasova na izlazu iz kotla ne sme biti niža od 170 °C. Ako se primenjuje prirodni gas, ta granica može da se spusti i na 80–100 °C.

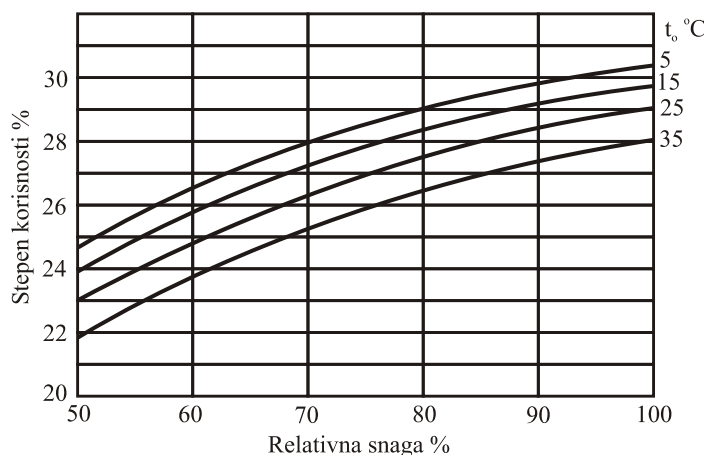
Stepen korisnosti turbine raste sa povećanjem temperature na njenom ulazu. Zbog ograničenja koja nameću primenjeni materijali, ova temperatura je limitirana. Kod najsavremenijih turbina ono je reda veličine 1300°C. Moguće je u nekoj meri povećati temperaturu uz znatno povećanje cene turbine. Drugi način da se poveća stepen korisnosti postrojenja sa gasnom turbinom je da se iskoristi toplota izduvnih gasova [6].

Instaliranjem rekuperatora može se povećati stepen korisnosti. Međutim, rekuperacija dovodi i do povećanja investicionih troškova i troškova održavanja. Da bi se otplatile povećane investicije, od ovakvih postrojenja se često zahteva veliki broj radnih sati godišnje na minimalnom opterećenju. Atmosferski uslovi imaju veliki uticaj na stepen korisnosti.

Proizvođači turbina obično definišu parametre postrojenja na temperaturi okoline od 15°C, pri relativnoj vlažnosti 60% i nadmorskoj visini 0 m (nivo mora). Sa povećanjem temperature okoline dolazi do smanjenja snage i stepena korisnosti, što je prikazano na slikama 3.10 i 3.11.



Slika 3.10. Uticaj temperature okoline na relativnu snagu postrojenja



Slika 3.11. Uticaj parcijalnog opterećenja i atmosferske temperature na stepen korisnosti

3.7 Karakteristike postrojenja sa gasnom turbinom otvorenog toka

Primena gasne turbine otvorenog toka za pokrivanje vršnog električnog opterećenja i u svrhu daljinskog grejanja problematična je zbog kratkog vremena korišćenja i potrebne elastičnosti postrojenja (dodatno ložište, ili dodatna TO sa istim gorivom), kao i zbog razlike

u kretanju nivoa toplotnog i električnog opterećenja (zbog neophodnosti primene akumulatora toplote). Ako se pođe od toga da će postrojenje s gasnom turbinom otvorenog toka biti postavljeno pre svega da bi se obezbedila toplotna energija u sistemima daljinskog grejanja, onda takva gasna turbina može imati široko polje ekonamične primene (pod pretpostavkom da se raspolaže tečnim ili gasovitim gorivom). Primene gasne turbine otvorenog toka u TO-TE imaju u odnosu na parne sledeće prednosti:

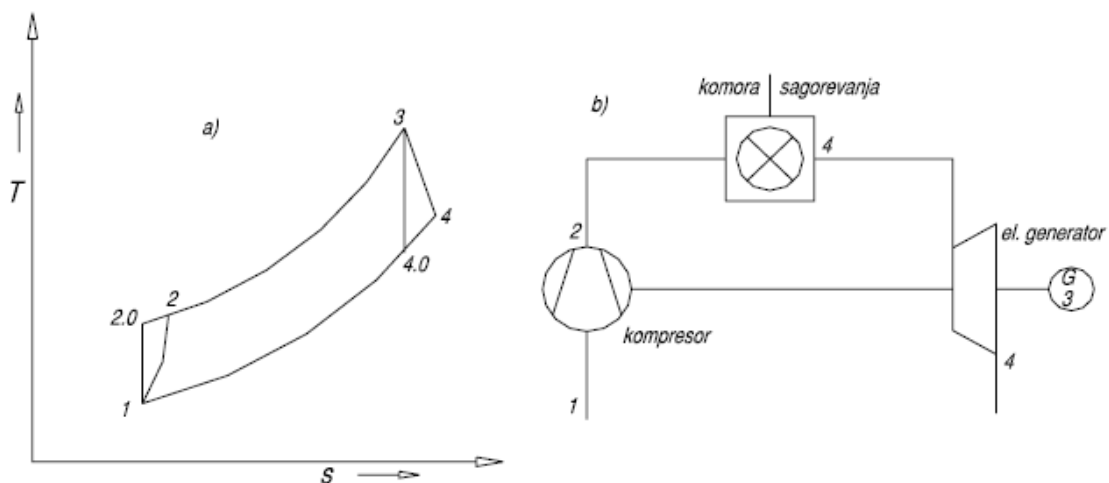
- visoke ulazne i izlazne radne temperature obezbeđuju pokrivanje toplotnog opterećenja u oblasti niskotemperaturnih i srednjetemperaturnih procesa, kakvi se javljaju kod daljinskog grejanja;
- visina temperature otpadnih gasova nakon odavanja toplote ne utiče na efekat procesa, što nije slučaj kod parnih turbina, gde nivo izlaznih parametara pare bitno utiče na odvajanje električne snage (gubitak snage kod gasne turbine otvorenog ciklusa je 1,5 – 2,5 % zbog pada pritiska u generatoru toplote);
- kod gasnih turbina jednostavno je njihovo prilagođavanje sa potrebama toplotnog opterećenja (npr. samo delimično korišćenjem otpadne toplote);
- kod malih turbinskih jedinica mogu se postići visoke izlazne temperature, a time i visoki stepen korisnosti, pa je moguća primena gasnih turbina i kod manjih i srednjih snaga;
- gasne turbine otvorenog toka zahtevaju jeftinija postrojenja, manju površinu u odnosu na instaliranu jedinicu snage, niže dimnjake i manju potrošnju rashladne vode;
- visina parametara mreže daljinskog grejanja ne utiče na ekonomičnost TO-TE, što nije slučaj kod parnih turbina, kod kojih je proizvodnja struje u protivpritisnom pogonu zavisna od parametra nosioca toplote u mreži daljinskog grejanja.

Nedostatak gasnih turbina sa otvorenim tokom je u tome što im stepen korisnosti znatno opada sa smanjenjem opterećenja. Ukupno iskorišćenje toplote goriva je nešto manje nego kod parnog procesa.

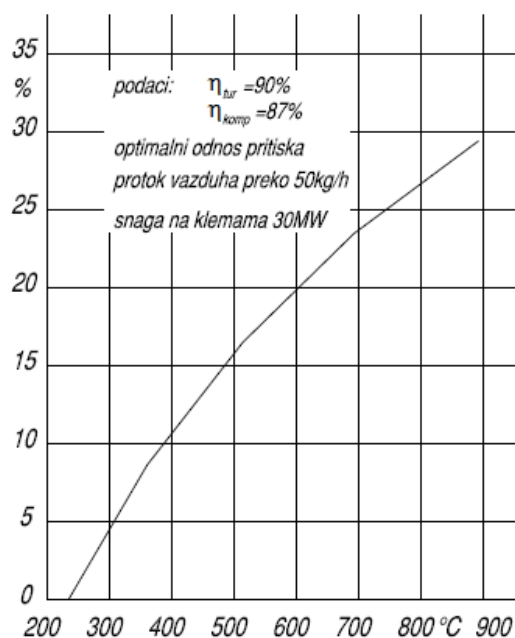
Sa gledišta primene gasnih turbina otvorenog toka u sistemu daljinskog grejanja, potrebni su drugačiji parametri nego kod gasnih turbinskih postrojenja za pokrivanje vršnog opterećenja. Prednost imaju turbine sa relativno malim odnosom pritiska.

Kod gasne turbine otvorenog toka (slika 3.12. b), turbokompresor usisava vazduh iz okoline, sabija ga u komoru za sagorevanje, gde se ubrizgava i sagoreva gorivo. Gas dobijen sagorevanjem služi za pogon turbine. Ova turbina radi po tzv. Džulovom ciklusu koji je prikazan na slici 3.12. a). Vreli otpadni gas iz turbine može ići, ili direktno u atmosferu (čista proizvodnja struje), ili preko izmenjivača, i tada odaje toplotu za grejanje (kombinovana proizvodnja električne energije) [6], pri čemu dovedena toplota i ostvareni rad iznose:

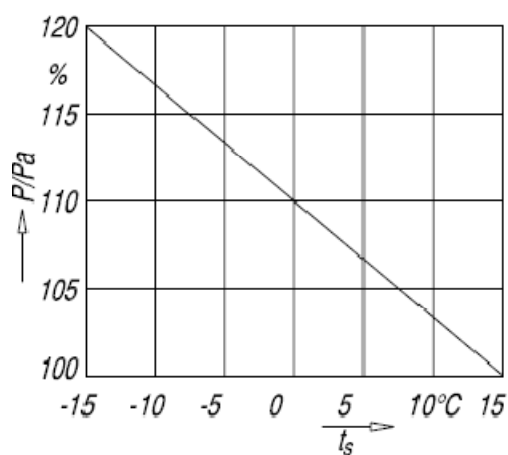
- dovedena toplota $q_{dov} = c_p(T_3 - T_2)$
- rad $W = c_p(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)$



Slika 3.12. Otvoreni Džulov proces: a) (T,s) dijagram, b) Osnovna šema

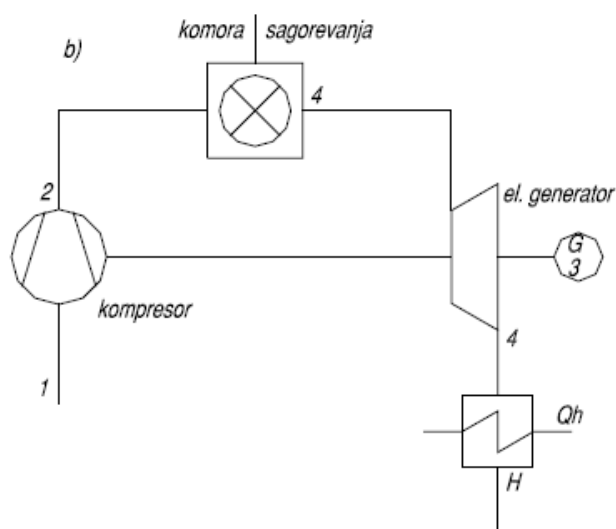


Slika 3.13. Stepen korisnosti gasne turbine u zavisnosti od temperature ulaznih gasova



Slika 3.14. Zavisnost snage gasne turbine u zavisnosti od temperature okoline

Na slikama 3.13 i 3.14, prikazani su stepen korisnosti gasne turbine otvorenog toka u zavisnosti od temperature ulaznih gasova, i zavisnost snage gasne turbine u funkciji od temperature okoline.



Slika 3.15. Iskorišćavanje toplote kod gasne turbine sa otvorenim tokom za sistem daljinskog grejanja: 1,2,3,4,H – tačke u kojima se prikazuju stanja termodinamičkih parametara

Stepen korisnosti (kao što je već navedeno) gasne turbine otvorenog toka u velikoj meri zavisi od temperature ulaznih gasova u turbinu što je vidljivo na slici 3.13. Prilikom korišćenja gasne turbine otvorenog toka u kogenerativnim postrojenjima koja predstavljaju deo sistema daljinskog grejanja, „otpadna“ toplota se koristi za grejanje u skladu sa šemom prikazanom na slici 3.15.

Kod primene gasne turbine otvorenog toka u oblasti osnovnog opterećenja, dobija se velika količina toplote u odnosu na električnu snagu (mali odnos P/Q_H kod relativno male dovedene toplote).

Ako se toplota Q_H preda sistemu daljinskog grejanja, podrazumevajući i postignutu snagu P , onda bi u slučaju odvojene proizvodnje bilo potrebno dovesti toplotu:

$$Q_{dov}^{odv} = \frac{Q_H}{\eta_{gp}} + \frac{P}{\eta_t \eta_{tra}}$$

gde je:

η_{gp} - stepen korisnosti generatora pare

η_t - termički stepen korisnosti turbine

η_{tra} - stepen korisnosti transformacije energije kod dobijanja električne energije

Gasno turbinsko postrojenje otvorenog toka traži dovedenu toplotu:

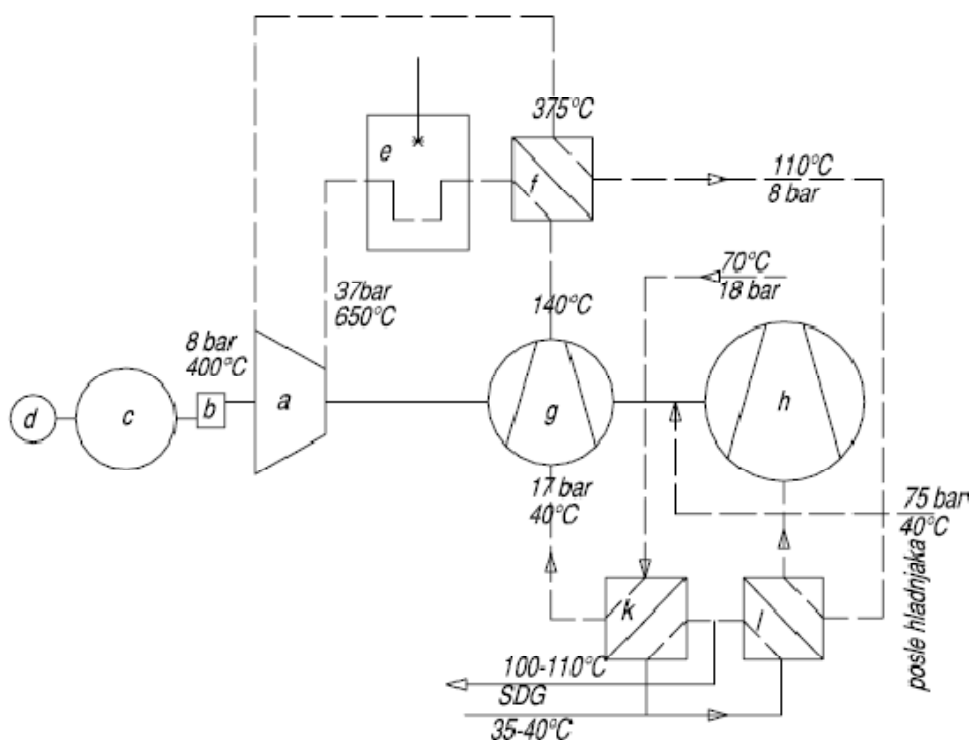
$$Q_{dov}^{GTP} = \frac{Q_{dov}^{GTP}}{\eta_{ks}}$$

Q_{dov}^{GTP} – dovedena toplota postrojenju.

$$\Delta Q_{dov} = Q_{dov}^{odv} - Q_{dov}^{GTP}$$

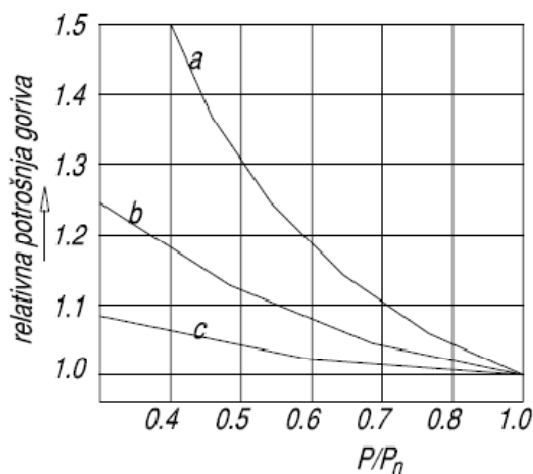
Kod gasne turbine zatvorenog toka radni medijum nisu produkti sagorevanja, već se radi o dva odvojena toka. Produkti sagorevanja (u otvorenom procesu) predaju toplotu sabijenom radnom fluidu (vazduhu ili helijumu) u izmenjivaču toplote, u komori za sagorevanje. Radni fluid predaje turbini rad i hladi se pre ponovnog sabijanja, često višestepeno (toplota koju preuzme rashladni medijum može iskoristiti za potrebe daljinskog grejanja).

Postavljena šema jedne gasne turbine zatvorenog toka data je na slici 3.16.



a-turbina, b-prenos, c-elektrogenerator, d-motor za pokretanje, e-grejač vazduha, f-izmenjivač toplote, g-kompresor višeg pritiska, h-kompresor nižeg pritiska, i-prethladnjak, k-međuhladnjak

U pogledu principa rada, gasna turbina zatvorenog toka je unekoliko slična parnom procesu. Da bi sagledale osobine gasne turbine zatvorenog toka, dati su uporedni dijagrami za turbinu otvorenog i parnog toka, za turbine sličnih snaga.



a – turbina sa otvorenim gasnim tokom,
 b – parna turbina,
 c – turbina sa zatvorenim gasnim tokom i
 n – nominalna potrošnja

Slika 3.17. Specifična potrošnja toplote kao funkcija električnog opterećenja

Postrojenja TE-TO sa gasnim turbinama u našoj zemlji su veoma retka. Izrada ovih postrojenja ima određene prednosti koje su navedene u prethodnom delu. Naročito su pogodna za sisteme grejanja koji su fizički izdvojeni od sistema daljinskog grejanja, i kod onih kod kojih se pored vrele vode za grejanje javlja i potreba za tehnološkom ili drugom parom. Međutim, postoje i određeni nedostaci ovog postrojenja i to:

- veća investiciona cena (visoke radne temperature nameću i skuplje materijale - austenitne čelike),
- veća jedinična cena proizvedene toplote i električne energije zbog korišćenja skupljih vrsta goriva (gas, lož ulje i sl.) i
- nestabilnost cene goriva na svetskom tržištu kao i potpuna zavisnost ovih postrojenja od uvoza.

3.9 Koeficijent efikasnosti

Toplotni koeficijent efikasnosti ciklusa u toplotnim postrojenjima sa gasnim turbinama je u funkciji odnosa pritiska, temperature okolnog vazduha, temperature gasa na ulazu u turbinu, koeficijenta efikasnosti turbokompresora i delova turbine, potreba za hlađenjem lopatica i ostalih mera za poboljšanje performansi. Svi ovi parametri, zajedno sa svim delovima gasne turbine, su vremenom unapređeni tako da su novije mašine efikasnije od starijih istog tipa i veličina.

Na performanse gasne turbine znatno utiče namena turbine. Gasne turbine za pokrivanje vršnog opterećenja imaju niže koeficijente efikasnosti i zahtevaju niža početna ulaganja, dok turbine za pokrivanje baznog opterećenja, pokretanje turbokompresora i slične primene sa velikim godišnjim kapacitetom imaju veći koeficijent efikasnosti i potrebna su veća početna ulaganja.

Postrojenja za hitnu proizvodnju energije (za pokrivanje vršnog opterećenja) imaju dozvolu za emisiju veće količine štetnih supstanci od postrojenja koja rade kontinualno (za pokrivanje baznog opterećenja).

Tabela 3.2. Performanse gasnih turbina u kogenerativnim postrojenjima

Karakteristične cene i performanse ¹	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3	Sistem 4	Sistem 5
Nominalna električna snaga (KW)	1,150	5,457	10,239	25,000	40,000
Cena bazične instalacije (\$/kW) ²	3,324	1,314	1,298	1,097	972
Cena kompletne instalacije sa turbokompresorom ³ (\$/kW)	5,221	2,210	1,516	1,516	1,290
Koeficijent električna snaga/toplota (Btu/kWh), HHV ⁴	16,047	12,312	12,001	9,945	9,220
SKD električni, (%) HHV	21,27%	27,72%	28,44%	34,30%	37,00%
Ulazna energija goriva (MMBtu/h)	18,5	67,2	122,9	248,6	368,8
Zadani pritisak gasa, psig	82,6	216	317,6	340	435
Karakteristike CHP sistema					
Izduvni tok (1,000 lb/h)	51,4	170,8	328,2	571	954
GT Izduvna temperatura (Faradejima)	951	961	916	950	854
HRSK Izlazna temperatura (Faradejima)	309	307	322	280	280
Para na izlazu, (MMBtu/hr)	8,31	28,26	49,10	90,34	129,27
Para na izlazu, (1000 lb/)	8,26	28,09	48,80	89,8	128,5
Para na izlazu (KW)	2,435	8,279	14,385	26,469	37,876
Ukupni SKD za CHP postrojenje ⁵ (%) HHV	66,3	69,8	68,4	70,7	72,1
Koeficijent električna snaga/para ⁶	0,47	0,66	0,71	0,94	1,06
Neto toplotni odnos ⁷ (Btu/kWh)	7,013	5,839	6,007	5,427	5,180
Efektivni električni ⁸ SKD (%)	49	58	57	63	66

¹- Karakteristike za tipične komercijalne gasne turbine generator sisteme. Podaci se zasnivaju na: solarnoj turbini Saturn 20- 1 MW; solarnoj turbini Taurus 60- 5 MW; solarnoj turbini Mars 100- 10 MW; GE LM2500+ - 25 MW; GE LM6000PD- 40 MW;

²- Cena instaliranja se zasniva na CHP sistemu koji izaziva pritisak 150 psig zasićene pare sa generatorom pare, bez kompresije gasa, bez građevinskih radova i bez tretmana izduvnih gasova; ³- Kompletan instalacija(elektro, gorivni sistem, voda i parna konekcija, bez turbokompresora gasa 55 psig, troškova izgradnje, SCR, CO katalizatora i CEMS); ⁴- Ukupna turbinska i motorna proizvodna kvota udela toplote u uslovima niže toplotne vrednosti goriva (Lower Heating Value- LHV). Na drugoj strani, korisna energija sadržana u gorivu je tipično merljiva u gornjoj baznoj toplotnoj vrednosti (Higher Heating Value – HHV): Za prirodni gas, prosečna toplota sadržana u prirodnom gasu iznosu i 1.030 Btu/scf za HHV osnovu i 930 Btu/scf za LHV osnovu- ili oko 10% razlike; ⁵- Ukupni SKD = (neto električna snaga+ neto proizvodnja pare za termičke potrebe)/ukupna energija goriva na ulazu u sistem; ⁶- Koeficijent električna snaga/para = CHP električna proizvodnja (Btu)/iskorišćena para na izlazu (Btu); ⁷- Neto udeo toplote = (ukupna energija goriva na ulazu u CHP sistem - energija goriva potrebna za normalno korišćenje za proizvodnju istovetna iznosu termičkog izlaza kada CHP sistem ima pretpostavljen SKD od 80%)/ CHP električni izlaz (kW); ⁸- Efektivni električni SKD= (CHP električni izlaz)/(Ukupna energija goriva na ulazu u CHP sistem- ukupna obnovljena toplota/0,8); Ekvivalent za 3.412 Btu/kWh/neto udo toplote

U tabeli 3.2. prikazane su karakteristike komercijalnih gasnih turbina snaga 1 – 40 MW u postrojenjima za kogeneraciju. Procena snage data je specifikacijama proizvođača. Podaci iz tabele pokazuju da koeficijent efikasnosti raste sa povećanjem kvaliteta sagorevanja. Kako se koeficijent efikasnosti povećava, ukupna količina toplotne energije za proizvodnju pare se smanjuje po jedinici izlazne snage, a odnos energije za zagrevanje za sisteme kogeneracije raste. Promena odnosa snaga utiče na ekonomiju i može uticati na odluke korisnika koje se odnose na primenu sistema za kogeneraciju, veličinu i želju za ovakvim postrojenjem [3].

C. IDEJNO REŠENJE I tehno-ekonomSKA ANALIZA KOGENERACIONOG POSTROJENJA SA GASNOM TURBINOM NA „MATIČNOJ LOKACIJI“ „ENERGETIKA“ D.O.O., KRAGUJEVAC

U ovom poglavlju biće prikazani idejno rešenje i tehno-ekonomska analiza kogeneracionog postrojenja sa gasnom turbinom na „Matičnoj lokaciji“ „Energetika“ d.o.o., Kragujevac, koji su nastali u toku istraživanja sprovedenih tokom izrade ove studije.

1. Prikaz instaliranih kapaciteta na „Matičnoj lokaciji“ „Energetika“ d.o.o., na kojoj se planira rekonstrukcija kogeneracionog postrojenja ugradnjom gasne turbine

„Energetika“ d.o.o. raspolaže kompleksnim postrojenjima. Većina njenih energetske kapaciteta locirana su na tzv. „Matičnoj lokaciji“, a nekoliko manjih kapaciteta se nalazi u okviru nekoliko manjih rejonskih energana, koje su međusobno umrežene.

Za studiju koja se razvija u okviru ovog rada najznačajnija je „Matična lokacija“, jer se u okviru nje planira rekonstrukcija jednog termoenergetskog bloka sa parnom turbinom, koja ne funkcioniše, na taj način što će se ta turbina izmestiti, i uz odgovarajuće tehničke izmene u njega ugraditi gasna turbina električne snage 8 MW_E.

Na „Matičnoj lokaciji“ instalirana su kotlovska postrojenja ukupne snage 315 MW i izgrađena su bila za potrebe snabdevanja toplotom, tehničkom parom i vrelom vodom bivše „Grupa Zastava“, ali i za grejanje grada Kragujevca. Nakon dekompozicije i privatizacije „Grupa Zastava“, mnogi industrijski pogoni su prestali sa radom, a drugi su počeli da grade, ili izgradili sopstvene energane, tako da sada na „Matičnoj lokaciji“ postoji višak kapaciteta za proizvodnju toplote. S druge strane, urbani razvoj Kragujevca stvorio je potrošače toplote na destinacijama nekadašnje periferije, pa je „Energetika“ d.o.o., u skladu sa savremenim konceptom razvoja počela da razvija energetske efikasnije rejonske energane.

Od te instalirane snage kotlovskih postrojenja na „Matičnoj lokaciji“, oko:

- 70% kapaciteta predviđeno je da koristi ugalj kao osnovni energent,
- 20% kapaciteta – predviđeno je da koristi gas kao osnovni energent i
- 10% kapaciteta – predviđeno je da koristi mazut kao osnovni energent.

U tabeli 1.1. dati su osnovni podaci o spomenutim kotlovskim postrojenjima.

Tabela 1.1. Podaci za postrojenja za proizvodnju toplotne energije

POSTROJENJE (KOTAO)	K-1	K-2	K-3	K-4	K-5
Pogonsko gorivo	gas	gas	ugalj	ugalj	ugalj
Godina proizvodnje	1961	1962	1970	1971	1980
Kapacitet (MW)	31.5	31.5	63	63	112
Tip kotlovskog postrojenja	parni				
Izlazni parametri	t _p = 450°C p = 37 bar-a				
Energetski oblik koji se šalje potrošačima	-tehnološka para	p = 6.5 bar-a; t = 250 °C			
	-tehnološka para	p = 15 bar-a; t = 250 °C			
	-tehnološka voda	t=140 °C			
	-vrela voda za grejanje	t = 140/80 °C			

Na „Matičnoj lokaciji“, pored napred navedenih kotlovskih postrojenja za proizvodnju pare, nalaze se i:

- turbokompresori instalirane snage preko 10 MW,
- agregati za proizvodnju električne energije snage od 28 MW_E,
- trafostanice kapaciteta 2x63 MW_E i
- postrojenja za hemijsku pripremu vode kapaciteta 4x50 m³/h i

1.1 Tehničko-tehnološka šema energetskeg postrojenja na „Matičnoj lokaciji“

Na slici 1.1 prikazana je šema celokupnog energetskeg postrojenja koje se nalazi na „Matičnoj lokaciji“ u Energetici d.o.o. Na slici su prikazane kotlovske jedinice postrojenja, kao i celokupna prateća infrastruktura (HPV, TPV, sabirnik kondenzata i preliva, generatori pare, rashladno redukcione stanice, pumpne stanice itd.) koja su neophodna za nesmetan rad tog postrojenja.

Na slici su prikazane i dve kondenzacione parne turbine s regulisanim oduzimanjem pare nazivne snage 8 i 20 MW_E. Ove parne turbine od izgradnje su funkcionisale povremeno, iako su svojim kapacitetima bile prilagođene da rade tokom cele godine, pošto je bilo potrebe za snabdevanjem toplotom i tehnološkom parom svih industrijskih postrojenja „Grupe Zastava“.

Turbine su povremeno uključivane u špricovima industrijske potrošnje električne energije, ili u slučajevima tehničkih otkaza na globalnoj elektroprenosnoj i/ili elektrodistributivnoj mreži, pošto je cena tako proizvedene električne energije bila daleko ispod ekonomski isplative cene.

U toku NATO bombardovanja pogona „Grupe Zastava“ 1999. godine, ova postrojenja su bila teško havarisana, tako da nakon toga, iako je izvršena njihova reparacija i konverzija, ona nisu nikada ponovo uključena. Razlog za to bila je i promena koncepta „Grupe Zastava“ koja je posle 2000. godine segmentirana i prodavana deo po deo, tako da nije bilo potrebnog i odgovarajućeg kozuma toplotne energije i pare tokom godine.

S obzirom da je Vlada Republike Srbije 2009. godine donela „Uredbu o merama podsticanja za kombinovanu proizvodnju električne i toplotne energije“, navelo me je da započnem istraživanje o mogućnosti zamene postojeće parne turbine, nominalne snage 8 MW_E i uvođenja nove gasne turbine iste snage.

2. Idejni koncept i tehno-ekonomska analiza idejnog rešenja kogeneracionog postrojenja sa gasnom turbinom nominalne snage 8 MW_E na „Matičnoj lokaciji“

Prilikom razrade i izbora mogućih idejnih rešenja pošlo se od sledećih zahteva:

- na „Matičnoj lokaciji“ već postoji oprema koju treba u što je većoj meri koristiti i nakon uvođenja kogeneracionog ciklusa sa gasnom turbinom, kao i parna turbina nominalne snage 8 MW_E,
- prostor na „Matičnoj lokaciji“ treba koristiti uz minimalne prepravke i dogradnju,
- izabrana gasna turbina treba da ima snagu ispod 10 MW_E, kako bi se proizvedena električna energija plasirala po povlašćenoj ceni u elektrodistributivnu mrežu,
- rekonstruisano kogeneraciono postrojenje koje umesto parne, treba da ima gasnu turbinu, treba da radi sa maksimalno mogućim stepenom korisnosti, i da
- gasna turbina treba, radi što manje nabavne cene, već postoji na tržištu i da njena implementacija zahteva najmanje moguće prepravke postojećih gasnih i drugih instalacija.

2.1 Tehničko-tehnološka šema idejnog rešenja kogeneracionog postrojenja sa gasnom turbinom na „Matičnoj lokaciji“

Na narednoj slici 2.1 prikazana je idejna šema rekonstrukcije postojećeg postrojenja kako bi se ostvarila kombinovana proizvodnja električne i toplotne energije korišćenjem gasne turbine. Kao što je već navedeno, zamišljeno je da se umesto postojeće parne turbine od 8 MW_E uvede nova gasna turbina iste nominalne snage.

U okviru prikazanog idejnog rešenja koje je prikazano na slici 2.1, nalazi se gasna turbina u čiji se kompresorski deo uvodi atmosferski vazduh, koji se nakon sabijanja sprovodi do komora za sagorevanje. U njoj se istovremeno ubrizgava prirodni gas gde se meša sa komprimovanim vazduhom i sagoreva proizvedeći vrele dimne gasove pod pritiskom. Ti gasovi ekspandiraju u radnim kolima gasne turbine proizvedeći mehaničku energiju obrtnog kretanja vratila koje pokreće generator, proizvedeći električnu energiju.

Zagrejani otpadni gasovi po napuštanju turbine uvode se u kotao - utilizator, koji ima zadatak da toplotu gasova prenese na vodenu paru, a potom bivaju uvedeni u zagrejač vazduha, u kojem svoju toplotu predaju svežem vazduhu koji se uvodi u postojeći parni kotao 1. Vodena para se, dalje, uvodi u razdelnik pare, gde joj se podešavaju parametri u zavisnosti od potreba krajnjih korisnika.

Da bi rekonstruisano postrojenje moglo efikasno da funkcioniše ono se, pored gasne turbine mora dopuniti sa kotlom – utilizatorom i zagrejačem vazduha.

2.2 Opšti kriterijumi za izbor gasne turbine

Radi pravilnog izbora gasne turbine i njenih optimalnih performansi potrebno je voditi računa da „otpadna toplota“ njenih izduvnih gasova pokriva, u najvećoj meri, potrebe konzuma toplotne energije u toku godine.

Pošto ukupna potrošnja toplotne energije grada Kragujevca u toku zimske sezone daleko nadmašuje snagu jedne kotlovske jedinice, sa kojom će planirana gasna turbina nakon rekonstrukcije biti spregnuta, ideja je bila da ova turbina bude korišćena za proizvodnju električne energije bar deset meseci godišnje, imajući u vidu da u periodu kada se grad ne greje, sada postoji, a sigurno je da će postajati i dalje potreba pojedinih pogona bivše „Grupe Zastava“, za tehnološkom parom i tehnološkom vrelom vodom.

Električna energija koja će se proizvoditi u rekonstruisanom kogeneracionom postrojenju sa gasnom turbinom, koristiće se i za sopstvene potrebe, i isporučivaće se preko elektroprenosne mreže, nakon sprežanja, konzumentima u Srbiji po povlašćenoj fiding tarifi.

Dakle, pri izboru gasne turbine za ovo kogeneraciono postrojenje vodilo se veoma računa da ona bude takva da ostvari:

- što je mogući veći broj radnih sati u toku godine,
- što je moguće veći broj radnih sati na nominalnom režimu, pošto gasnim turbinama brzo opada stepena korisnosti na parcijalnim režimima rada i
- što je moguće manji broj zastoja.

Prilikom koncipiranja idejnog rešenja usvojeno je da turbina toplotnu energiju izduvnih gasova predaje kotlu - utilizatoru, a da se jedan deo tih izduvnih gasova koji imaju nižu temperaturu koristi za zagrevanje svežeg vazduha, koji se uvodi u postojeći parni kotao.

Izabrana gasna turbina pokrivaće bazno opterećenje konzuma radeći oko 4400 sati godišnje na nominalnom opterećenju. Vršna opterećenja od strane konzuma će se pokrivati dodatnim sagorevanjem prirodnog gasa u postojećim parnim kotlovima koji se nalaze na „Matičnoj lokaciji“.

Tabela 2.1. Pregled gasnih turbina.

Tip turbine	Snaga turbine	Stepen kompresije	Stepen korisnosti	Temperatura na izlazu iz gasne turb.	Maseni protok	Cena instalisanog kWh
	kW	-	%	°C	kg/s	EUR
Siemens SGT 300	7900	14	31	542	29.8	900
Kawasaki GPB 80	7450	16	32	548	26.9	920
Solars Taurus 70	7965	15.5	34	528	27.6	840

Predviđeno je, takođe, da gasna turbina na nižim opterećenjima, kojih će, svakako biti u toku njene eksploatacije, radi sa parcijalnim opterećenjima, i to sa onim koja će obezbediti da njen stepen korisnosti ne padne ispod dopuštenog nivoa [9].

Radi izbora gasne turbine sa optimalnim karakteristikama za kogeneraciono postrojenje na „Matičnoj lokaciji“ čija se rekonstrukcija razmatra u ovom radu, prikupljeni su podaci o gasnim turbinama raznih svetskih proizvođača. U tabeli 2.1 prikazane su one koje bi mogle da dođu u obzir, i koje bi mogle da daju potrebnu toplotnu snagu kotlu - utilizatoru.

Na osnovu uslova projektnog zadatka, raspoloživih podataka iznetih u tabeli 2.1 i nakon konsultovanja literature i stručnjaka koji imaju iskustva u primeni gasnih turbina u kogeneracionim postrojenjima, u ovom radu je usvojeno da se primeni gasna turbina Solars Taurus 70 [12]. Važne činjenice za ovakav izbor bile su i to što:

- turbina Solars Taurus 70 klasična i predstavlja industrijsku turbinu teške konstrukcije sa relativno niskom cenom,
- veoma je pogodna za primenu u kombinovanoj proizvodnji toplotne i električne energije i za rad u teškim uslovima (veliki broj startova i zaustavljanja),
- ne zahteva posebne uslove u pogledu održavanja i što je
- dugovečna i pouzdana u toku eksploatacije.

Za odabrani tip gasne turbine je, u narednom tekstu, sproveden proračun koji treba da identifikuje osnovne parametre njenog termodinamičkog ciklusa.

Polazni podaci

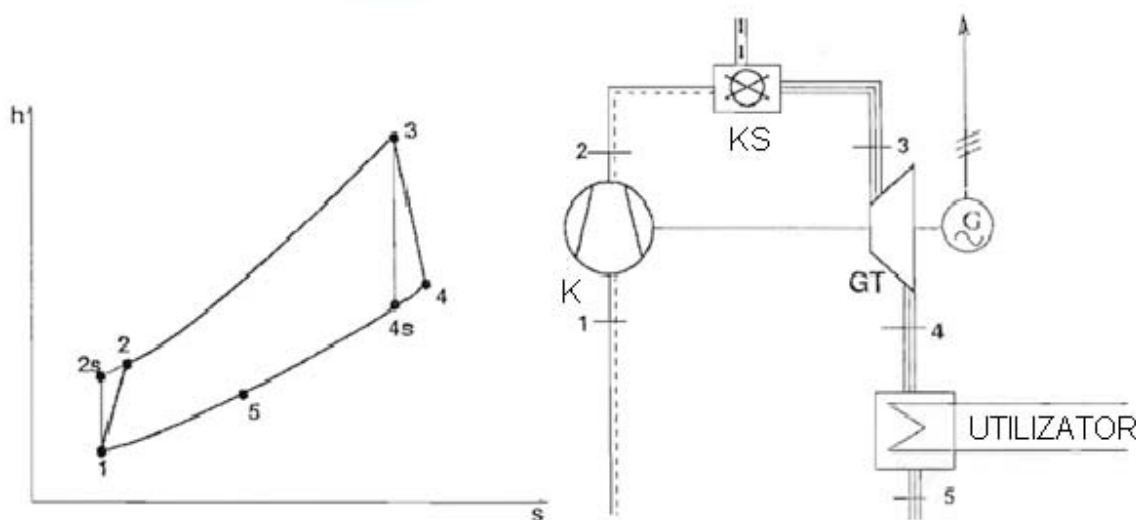
Na osnovu podataka datih u katalogu gasnih turbina i na osnovu poznavanja karakteristika modernih gasnih turbina usvojeni su sledeći polazni podaci za proračun ciklusa izabrane gasne turbine Solars Taurus 70:

- $P_{GB} = 7965 \text{ kW}$ - bruto snaga generatora,
- $t_0 = 0^\circ \text{C}$ - temperatura okoline ¹,
- $p_0 = 1 \text{ bar}$ - pritisak okoline,
- $t_3 = 1015^\circ \text{C}$ - temperatura na ulazu u turbinu (GT),
- $\eta_{ic} = 0.83$ - unutrašnji stepen korisnosti turbokompresora (K)
- $\Pi_c = 12.5$ - stepen povišenja pritiska u turbokompresoru (K)
- $\eta_{it} = 0.84$ - unutrašnji stepen korisnosti turbine (GT)
- $\eta_{GK} = 0.99$ - stepen korisnosti komore za sagorevanje (KS),
- $\eta_G = 0.97$ - stepen korisnosti generatora (G),
- $\eta_{mT} = 0.99$ - svi mehanički sistemi korisnosti.

¹ Prilikom izrade proračuna uzeta je temperatura okoline od 0°C , dok bi se u slučaju izrade studije izvodljivosti odredila temperatura koja odgovara stvarnim vrednostima perioda za koji bi vršen proračun.

Termodinamički ciklus i toplotna šema

Gasna turbina radi po Joule-vom ciklusu (slika 2.2). Turbokompresor usisava vazduh iz okoline 1. U turbokompresoru se vazduh sabija do višeg pritiska (stanje 2 na slikama 2.2 i 2.3). Komprimovani vazduh se odvodi u komoru za sagorevanje KS. Sagorevanjem gasovitog goriva u KS povišava se temperatura radnog tela sa t_2 na t_3 (stanje 3 na ulazu u gasnu turbinu GT). U gasnoj turbini ekspanzijom radnog tela dobija se mehanički rad koji se koristi za pokretanje turbokompresora K i generatora G.



Slika 2.2. *h-s dijagram ciklusa gasnih turbina* **Slika 2.3.** *Toplotna šema postrojenja*

U generatoru G mehanički rad se pretvara u električnu energiju.

Gasovi na izlazu iz turbine GT (stanja 5) imaju veoma visoku temperaturu. Oni se potom uvode u kotao - utilizator gde im se ikorišćava toplota za proizvodnju pare. Potom se dimni gasovi koriste za zagrevanje vazduha koji se usmerava ka parnom kotlu.

Proračun termodinamičkog ciklusa gasne turbine

Proračun osnovnih termodinamičkih parametara termodinamičkog ciklusa izabrane gasne turbine izložen je u okviru narednih pet tačaka.

Tačka 1 – ispred turbokompresora K:

$$\left. \begin{array}{l} t_1 := 0^\circ\text{C} \\ p_1 := 1 \text{ bar} \end{array} \right\} \quad h_1 := 0 \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tačka 2 – izentropski izlaz iz K:

$$p_{2s} := \Pi_c \cdot p_0 = 12.5 \text{ bar} \quad p_2 := 12.5 \text{ bar}$$

$$h_{2s} := 289.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad t_{2s} := 284.5^\circ\text{C}$$

Tačka 2 – stvarni izlaz iz K:

$$\eta_{ic} := \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_2 := h_1 + \left(\frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ic}} \right) = 357.605 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$t_2 := 349.3^\circ\text{C}$$

Tačka 3 – izlaz iz komore za sagorevanje, ulaz u GT:

$$\xi_{GK} := 0.1$$

$$p_3 := p_2 - \xi_{GK} \cdot p_2 = 12.375 \text{ bar}$$

$$x := 0 \quad q_1 := h(T_3, x) - h(T_2, 0)$$

$$q_1 := 1058.8 - 357.6 = 701.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$x := 1 \quad q_2 := (1 + b) \cdot h(T_3, 1) - h(T_2, 0)$$

$$q_2 := (1 + 0.0644) \cdot 1208.4 - 357.6 = 928.621$$

$$x_1 := 0.3036$$

$$\beta_{x1} := 0.018 \frac{\text{kg gasa}}{\text{kg vazduha}} \quad h_3 := 1204 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

β – odnos između mase goriva i mase vazduha

x – udeo stihijometrijskih produkata sagorevanja u produktima sagorevanja

Tačka 4s – izlaz iz GT, izentropski proces ekspanzije:

$$\xi_{1s} := 0.02$$

$$p_{4s} := \frac{p_1}{1 - \xi_{1s}} = 1.02 \text{ bar}$$

$$h_{4s} := 436.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad t_{4s} := 411.9^\circ\text{C}$$

Tačka 4: izlaz iz GT, stvarni proces ekspanzije:

$$p_4 := 1.02 \text{ bar}$$

$$h_4 := h_3 - \eta_{ic} \cdot (h_3 - h_{4s}) = 566.935 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad t_4 := 528^\circ\text{C}$$

Tačka 5 – izlaz iz kotla - utilizatora:

$$p_5 := 1.02 \text{ bar} \quad t_5 := 125^\circ\text{C}$$

$$h_5 := 129 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

U tabeli 2.2 prikazani su izračunati termodinamički parametri koji karakterišu termodinamički ciklus izabrane gasne turbine koji je prikazan na slici 2.2.

Tabela 2.2. Veličine stanja ciklusa gasne turbine

Tačka	Pritisak p (bar)	Temperatura ($^\circ\text{C}$)	Entalpija (kJ/ kg)
1	1	0	0
2s	12.5	284.5	289.66
2	12.5	349.3	357.605
3	12.375	1015	1204
4s	1.02	411.9	463.5
4	1.02	528	566.935
5	1.02	125	129

Proračun glavnih termodinamičkih parametra gasnog bloka

L_{GB} – specifični tehnički rad generatora bruto po 1 kg vazduha:

$$L_{Gb} := \eta_G \cdot \left[(1 + \beta_{x1}) \cdot (h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_{iT} \cdot \eta_{mT} - \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ic} \cdot \eta_{mT}} \right]$$

$$L_{Gb} = 288.745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Stepen korisnosti bloka bruto η_{Bb} :

$$\eta_{Bb} := \frac{P_{GB}}{Q_u}$$

$$\eta_{Bb} := \frac{L_{Gb} \cdot \eta_{GK}}{\left[(1 + \beta_{x1}) \cdot h_3 \right] - h_2} = 0.326$$

Specifična potrošnja vazduha turbopostrojenja bruto m_{TPb} :

$$m_{TPb} := \frac{1}{L_{Gb}} = 3.463 \times 10^{-3} \quad \frac{\text{kgvaz}}{\text{kJ}}$$

Specifična potrošnja toplote bloka bruto q_{Bb} :

$$q_{Bb} := \frac{Q_u}{P_{Gb}}$$

$$q_{Bb} := \frac{1}{\eta_{Bb}} = 3.07 \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kWs}}$$

Određivanje masenog protoka vazduha, produkata sagorevanja i goriva

Maseni protok vazduha M_v :

$$M_v := \frac{P_{GB}}{L_{Gb}} = 27.585 \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Maseni protok produkata sagorevanja:

$$M_{PS} := (1 + \beta_{x1}) \cdot M_v = 28.101 \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

M_G – maseni protok goriva u KS:

$$H_{dm} := 4200$$

$$M_G := \frac{P_{GB}}{\eta_{Bb} \cdot H_{dm}} = 0.582 \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

V_G – zapreminski protok goriva u KS:

$$\rho_G := 0.774$$

$$V_G := \frac{M_G}{\rho_G} = 0.751 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$m_{G,Bb}$ – specifična potrošnja goriva bloka bruto:

$$m_{G,Bb} := \frac{M_G \cdot 3600}{P_{GB}} = 0.263 \frac{\text{kg}}{\text{kWs}}$$

U tabeli 2.3. prikazani su izračunati glavni termodinamički parametri i maseni protoci gasno-turbinskog bloka.

Tabela 2.3. Glavni termodinamički parametri i maseni protoci

Termodinamička veličina	Dimenzija	Radni parametri
P_{GB}	MW	7.965
L_{GB}	kJ/kg	288.745
M_V	kg/s	27.585
m_{TPB}	kg/kJ	3463
q_{Bb}	kJ/kWh	3.07
M_G	kg/s	0.582
m_{GBb}	kg/kWh	0.263
η_{Bb}	-	0.34

Bilans gasnog bloka po I zakonu termodinamike

Bilans gasnog bloka po I zakonu termodinamike sprovedemo po 1 kg vazduha na ulazu u turbokompresor. Kontrolna granica se postavlja tako da se obuhvata čitavo postrojenje.

Dovedena energija

A – energija dovedena vazduhom:

$$\dot{A} := h_1 = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

B – toplotna energija dovedena sagorevanjem goriva u KS:

$$B := \frac{(1 + \beta_{x1}) \cdot h_3 - h_2}{\eta_{GK}} = 886.391 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dobijeni korisni rad i gubici energije:

C – Dobijeni bruto korisni električni rad G:

$$\dot{C} := L_{Gb} = 288.745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

D – dovedena energija sa izduvnim gasovima:

$$D := (1 + \beta_{x1}) \cdot h_4 = 577.577 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

E – gubici u KS:

$$E := \frac{(1 + \beta_{x1}) \cdot h_3 - h_2}{\eta_{GK}} \cdot [(1 + \beta_{x1}) \cdot h_3 - h_2] = 7.778 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

F – mehanički rad u turbokompresoru C:

$$\eta_{\text{mehC}} := 0.95$$

$$F := L_{\text{efC}} - L_{\text{iC}} \quad F := L_{\text{iC}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{mehC}}} - 1 \right)$$

$$\dot{F} := (h_2 - h_1) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{mehC}}} - 1 \right) = 3.525 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

G – mehanički GT:

$$\eta_{\text{mehT}} := 0.95$$

$$G := L_{\text{iT}} - L_{\text{efT}} \quad G := (1 - \eta_{\text{mehT}}) \cdot L_{\text{iT}}$$

$$\dot{G} := (h_3 - h_4) \cdot (1 + \beta_{x1}) \cdot (1 - \eta_{\text{mehT}}) = 6.489 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

H – gubici u generatoru G:

$$H := L_{\text{sl.efT}} - L_{Gb} \quad \dot{H} := L_{Gb} \cdot \left(\frac{1}{\eta_G} - 1 \right) = 8.93 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Određivanje količine toplote potrebne za proizvodnju pare dobijene u kotlu - utilizatoru za izabranu turbinu

Radi određivanja količine toplote potrebne za proizvodnju pare u kotlu - utilizatoru, za izabranu turbinu analiziraće se slučaj hlađenja otpadnih gasova u kotlu - utilizatoru:

- sa $t_{ul} = t_4$ na $t_{izl} = t_5 = 105^\circ \text{C}$

Izlazni gasovi iz kotla - utilizatora nikada ne smeju da izađu potpuno ohlađeni zbog opasnosti od niskotemperaturne korozije. Pošto je prirodni gas veoma čisto gorivo, izlazni gas se može ispustiti sa temperaturom od 100 °C. Ova činjenica je veoma pogodna, jer se povećava količina otpadne toplote, pa samim tim pozitivno utiče da prednosti kombinovane proizvodnje više dolaze do većeg izražaja.

Pošto je usvojeni stepen korisnosti K:

$$\eta_K := 0.98$$

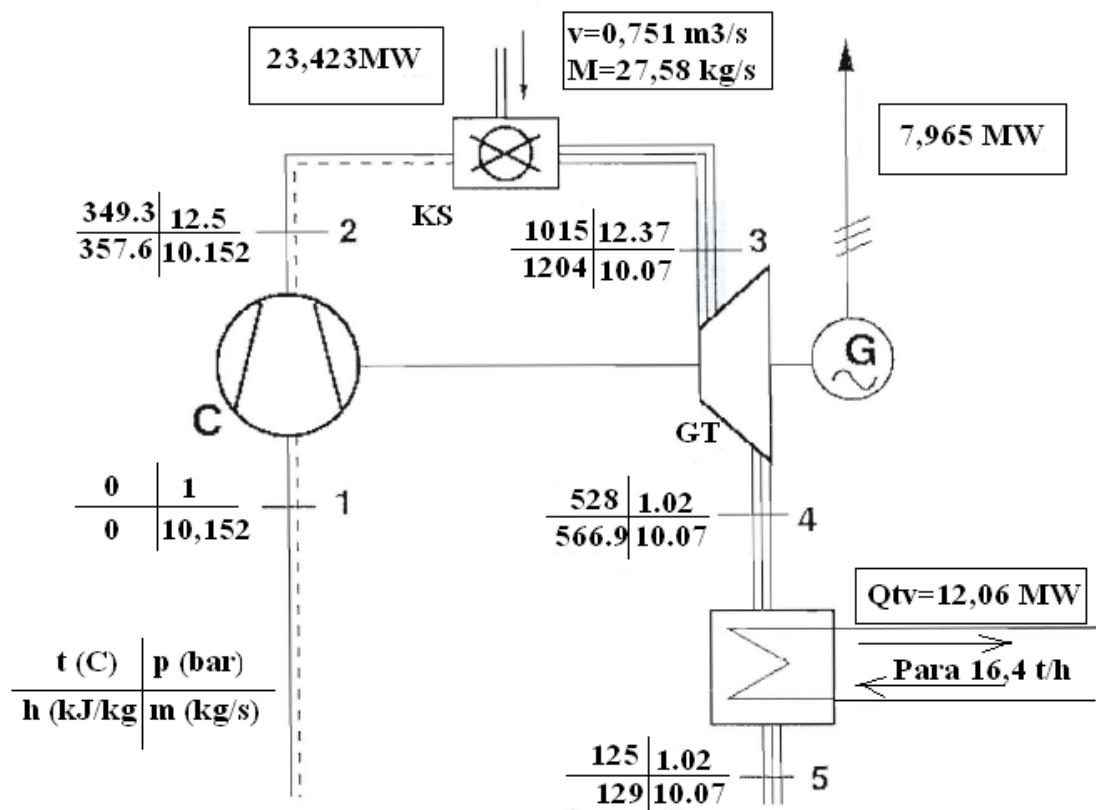
a:

$$Q_{gr} := (1 + \beta_{x1}) \cdot M_V \cdot (h_4 - h_5) \cdot \eta_K = 1.206 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

dobija se da je ukupni stepen korisnosti kombinovane proizvodnje električne i toplotne energije.

$$\eta_{KP} = \frac{P_{GB} + Q_{GR}}{Q_{GK}} = 0.83$$

Na slici 2.4 prikazani su glavni rezultati proračuna gasne turbine Solars Taurs 70.



Slika 2.4. Glavni rezultati proračuna gasne turbine Solars Taurs 70

2.3 Ekonomska analiza primene gasne turbine u Energetici D. O. O.

Ekonomska analiza treba da pokaže ekonomsku isplativost i opravdanost primene gasne turbine u „Energetika“ d.o.o..

Primenjene su tri metode analize:

- metoda „pay back period“,
- metoda proračuna troškova proizvodnje električne energije i profita i
- metoda neto sadašnje vrednosti (NPV metod).

Proračun je sproveden za slučaj primene gasne turbine tipa Solars Taurus 70 [12] snage 7965 KW sa brojem radnih sati 4400 h/god.

Cene opreme, gasa, električne struje, održavanja, i radne snage

Cene opreme, gasa, električne energije, održavanja, radne snage i izvori iz kojih su ti podaci prikupljeni dati su u tabeli 7.

Tabela 2.4. Cene opreme, gasa, električne energije, održavanja, i radne snage

Naziv	Cena	Proizvođač	Izvor
Gasnoturbinski blok	6691000 €	Solars	[12]
Gas	0,27 €/m ³	Srbijagas	[11]
Električna energija	0,074 €/kWh	Energetika d.o.o	[10]
Održavanje i radna snaga	8 €/h	-	[12]

Za proračun je uzeta cena električne energije od 0,074 €/Kwh [10] i cena goriva (prirodnog gasa) od 0,27 €/m³ [11]. Cena je određena po kursu 1 € = 110 din.

Metod „pay bach period“

Električna snaga turbine:

$$P_{GB} := 7965 \text{ kW}$$

Stepen korisnosti bloka bruto:

$$\eta_{Bb} := 0.34$$

Količina dovedene toplote koja se dovodi gorivom:

$$Q_{GK} := \frac{P_{GB}}{\eta_{Bb}} = 2.343 \times 10^4 \text{ kW}$$

Toplota potrebna za grejanje:

$$Q_{gr} := 12060 \text{ kW}$$

Stepen korisnosti kotla - utilizatora:

$$\eta_{KU} = 0.92$$

Količina toplote koja se dovodi kotlu - utilizatoru:

$$Q_{KU} := \frac{Q_{gr}}{\eta_{KU}} = 1.311 \times 10^4 \text{ kW}$$

Razlika u dovedenoj toploti nastala uvođenjem gasne turbine:

$$\Delta Q := Q_{GK} - Q_{KU} = 1.032 \times 10^4 \text{ kW}$$

Vreme rada turbine 4400 h/god.

Cena instalisanog KW – ta (specifični troškovi):

$$IT_{spec} := 84 \text{ €/kw}$$

Ukupni investicioni troškovi za gasnu turbinu:

$$IT := P_{GB} IT_{spec} = 6.691 \times 10^6 \text{ €}$$

Specifični troškovi održavanja:

$$TO_{spec} := 8 \text{ €/h}$$

Gorivo je prirodni gas.

Gustina prirodnog gasa je $\rho = 0,775 \text{ kg/m}^3$

Donja toplotna moć prirodnog gasa je $H_d = 35000 \text{ KJ/N m}^3 = 45161 \text{ KJ/kg}$.

Cena goriva je:

$$CG_{spec} := 0.27 \text{ €/m}^3$$

Cena proizvedene električne energije je:

$$C_{EE} := 0.074 \text{ €/KWh}$$

Proračun za 1 sat rada gasne turbine

Promenljivi troškovi rada po satu:

Maseni protok gasa:

$$M_G := \frac{\Delta Q}{H_D} = 0.228 \text{ Kg/s}$$

Zapreminski protok gasa po satu:

$$V_G := \frac{M_G \cdot 3600}{\rho} = 1.061 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Troškovi za gorivo za gasni blok po satu:

$$TG := V_G \cdot CG_{spec} = 286.541 \text{ €/h}$$

Troškovi održavanja i radne snage po satu:

$$TO := 8 \text{ €/h}$$

Ukupni promenljivi troškovi po satu:

$$PT_{\text{ukupni}} := TG + TO = 294.541 \text{ €/h}$$

Cena proizvedene električne energije po satu

Proizvodnja električne energije po satu:

$$EE := P_{GB} \cdot 1 = 7.965 \times 10^3 \text{ kWh}$$

Ukupna cena proizvedene električne energije po satu:

$$CEE_{\text{ukupno}} := EE \cdot C_{EE} = 589.41 \text{ €/h}$$

Ostvarena dobit za 1 sat rada gasne turbine

Ostvarena dobit od proizvedene električne energije za 1 sat:

$$D_h := CEE_{\text{ukupno}} - PT_{\text{ukupni}} = 294.869 \text{ €/h}$$

Ostvarena dobit za 1 godinu (4400) rada gasne turbine:

Ostvarena dobit za 1 godinu (4400) rada gasne turbine:

$$D_{GOD} := 4400 D_h = 1.297 \times 10^6 \text{ €}$$

Period otplate postrojenja

Investicioni troškovi instalisane gasne turbine:

$$IT = 6.691 \times 10^6 \text{ €}$$

Period otplate je:

$$PBP := \frac{IT}{D_{GOD}} = 5.157 \text{ god}$$

Proračun troškova proizvodnje električne energije i profita

Takođe, moguće je odrediti dobit na godišnjem nivou, pri čemu su investicioni troškovi već uzeti u obzir fiksnim troškovima (periodičnom otplatom) [9].

Ukupni fiksni troškovi proizvodnje mogu se prikazati sledećim izrazom:

$$FT = (\alpha + \beta) \times IT_{\text{spec}} \times P_{GB} [\text{€/god}]$$

gde je:

α – koeficijent troškova koji zavise od investicija

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4$$

α_1 – periodična otplata;

α_2 – koeficijent amortizacije

α_3 – investiciono održavanje

α_4 – premija osiguranja od neželjenih posledica

$$a_1 := \frac{q^n \cdot (q - 1)}{q^n - 1}$$

n – rok otplate kredita u godinama;

$$q = 1 + \frac{k}{100}$$

k – kamata na kredit (u %)

$$\Delta = \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4$$

Δ za turbine <100 MW 0.035

β – koeficijent fiksnih troškova koji ne zavise od investicija i obuhvata:

- troškove za platni fond zaposlenih,
- troškove za troškove potrošnog materijala,
- troškove za troškove regulisane zakonom (vodni doprinos, doprinos za zdravstvo, školstvo itd.).

Koeficijent β za turbine < 100 MW 0.02.

Primenom prethodnih izraza na izabranu turbinu Solars Taurus 70, može se odrediti ostvarena dobit na godišnjem nivou, a na način opisan u narednom tekstu.

Ukupni fiksni troškovi proizvodnje na godišnjem nivou:

$n = 20$ god

$k = 6\%$

$$q := 1 + \frac{k}{100} = 1.06$$

$$a_1 := \frac{q^n \cdot (q - 1)}{q^n - 1} = 0.087$$

$$\Delta := 0.035$$

$$a := \Delta + a_1 = 0.122$$

$$\beta := 0.02$$

$$FT := (a + \beta) \cdot IT_{\text{spec}} \cdot P_{\text{GB}} = 9.513 \times 10^5$$

a ukupni promenljivi troškovi na godišnjem nivou:

$$PT := TG_{4400} = 1.261 \times 10^6 \text{ €/god}$$

dok su ukupni godišnji troškovi gasnog bloka:

$$TR_{\text{god}} := FT + PT = 2.212 \times 10^6 \text{ €/god}$$

Iz prethodnog proizlazi da se proizvodnjom električne energije na godišnjem nivou ostvaruje prihod:

$$DEE_{\text{god}} := P_{GB} \cdot 0.0744400 = 2.593 \times 10^6 \text{ €/god}$$

i da se na godišnjem nivou ostvaruje dobit u vrednosti:

$$DO := DEE_{\text{god}} - TR_{\text{god}} = 3.813 \times 10^5 \text{ €/god}$$

Kod metode „pay bach period“, kao statičke metode ocene investicionih predloga, karakteristični su sledeći nedostaci:

- očekivani prihod nakon dostizanja paybach tačke (tačke vraćanja) nije prepoznatljiv primenom tehnike „pay bach period“ i
- realni obrazac toka novca očekivanog tokom „pay bach perioda“ je ignorisan ovom metodom.

Ovi nedostaci se mogu otkloniti primenom NPV metode tj. metodom neto sadašnje vrednosti kao metode za procenu investicionog troška.

Metoda neto sadašnje vrednosti (NPV metod)

Prethodno razmatrane metode za analizu investicija spadaju, dakle, u grupu takozvanih statičkih metoda ekonomske analize. I ako su najlakše za brzo određivanje opravdanosti investicija, neophodno je uraditi i preciznije kalkulacije (dinamičkim metodama) jer pretpostavljaju pojednostavljenja i nisu jako precizne.

Ako postoji stalan godišnji niz priliva i odliva novca tokom N godina, tada se neto sadašnja vrednost tog niza može izračunati sledećom formulom umesto sumiranja svih N sadašnjih vrednosti novčanih tokova:

$$NPV(i\%, 1 \dots N - \text{godina}) = PV(i\%, n - \text{godina}) = FV \frac{(1 + i)^n - 1}{i (1 + i)^n}$$

gde su:

$$\frac{(1 + i)^n - 1}{i (1 + i)^n} - \text{neto sadašnja vrednost,}$$

PV - sadašnja vrednost,

FV - buduća vrednost,

Ii - kamatna stopa i

N,n - godina rada (životni vek).

Ako proračun pokaže da je NPV pozitivna, to je signal da se projekat može prihvatiti. Ako je, međutim, NPV negativna, projekat treba odbaciti [9].

Primenom prethodnih izraza na izabranu turbinu Solars Taurus 70, može se odrediti ukupna neto sadašnja vrednost investicije, a na način opisan u narednom tekstu.

Ukupni fiksni troškovi proizvodnje na godišnjem nivou iznose:

$n = 20$ god

$i = 6\%$

Neto sadašnja vrednost faktora je:

$$\frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} = 11.47$$

a neto sadašnja vrednost uštede posle 20 godina:

$$D_{\text{GOD}} \frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} = 1.488 \times 10^7 \text{ €}$$

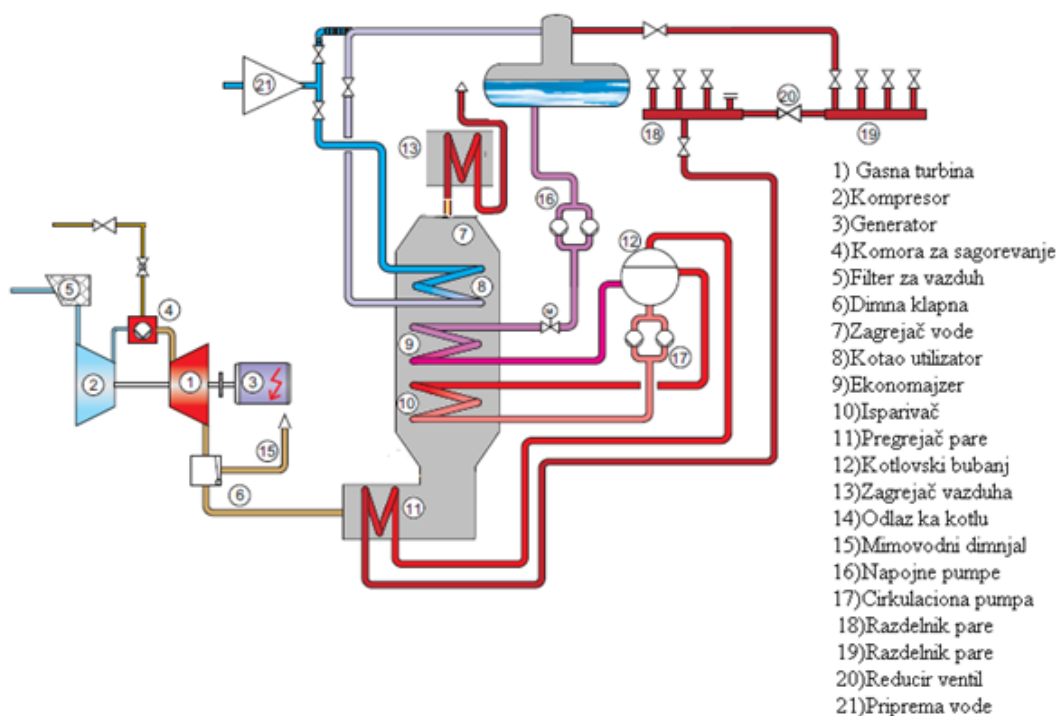
Investicioni troškovi instalisane gasne turbine u godini „0“, tj. investicioni troškovi koji se plaćaju na početku investicionog perioda su:

$$IT = 6.691 \times 10^6 \text{ €}$$

a ukupna neto sadašnja vrednost investicije iznosi:

$$NPV := 1.488 \times 10^7 - IT = 8.189 \times 10^6 \text{ €}$$

Na slici 2.5 dat je, još jednom, izdvojeno, šematski prikaz idejnog rešenja rekonstruisanog kogeneracionog postrojenja za koji je vršena tehno-ekonomska analiza.



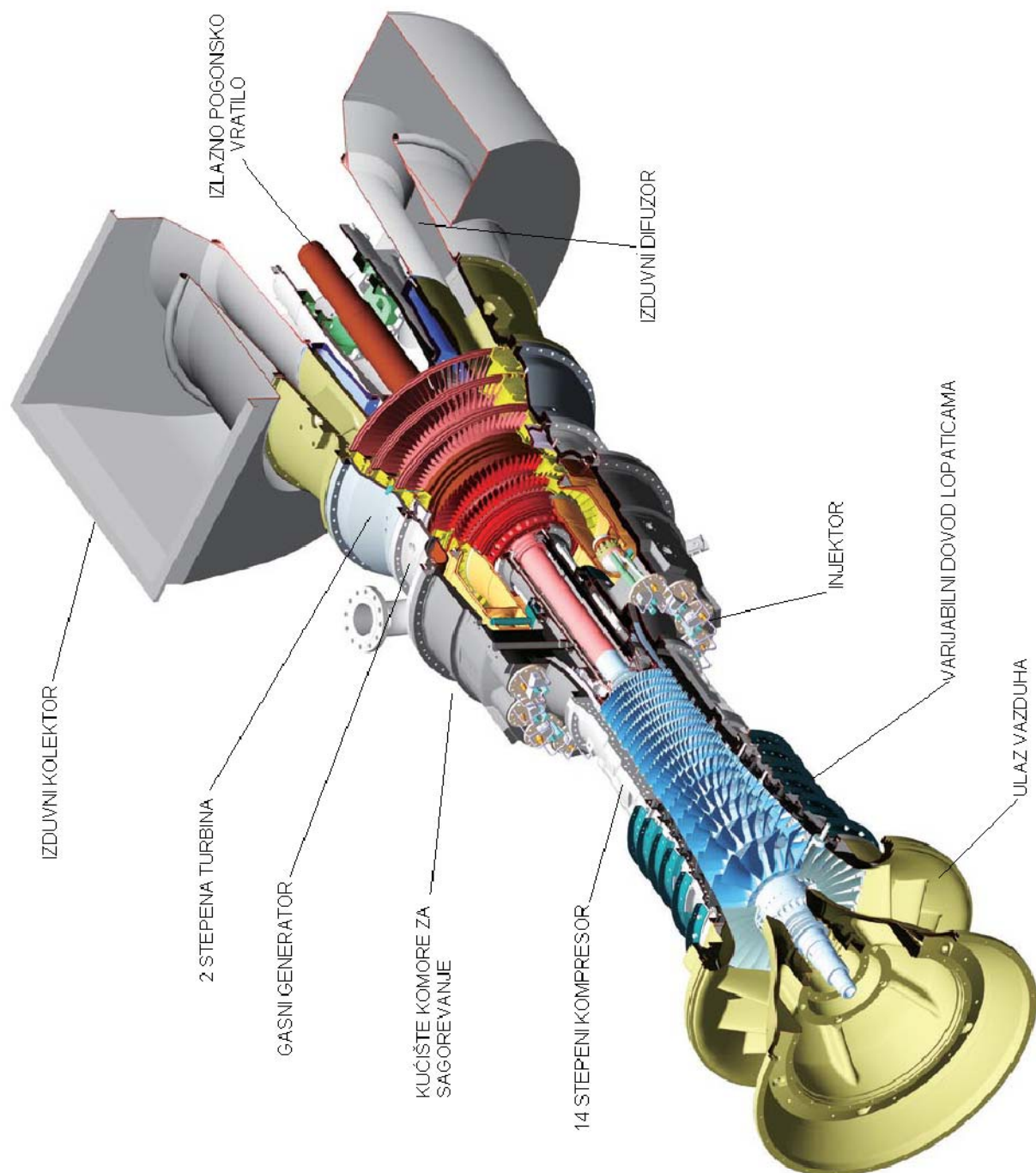
Slika 2.5. Šematski prikaz kogenerionog postrojenja

2.4 Karakteristike izabrane gasne turbine

U tabeli 2.5 navedene su osnovne karakteristike izabrane gasne turbine Solars 70 [12], a na slici 2.6 prikazan je 3D crtež ove turbine.

Tabela 2.5 Gasna turbina Solars 70 – karakteristike

Kompresor:	
Tip	Aksijalni
Broj stepena	14
Odnos kompresije	15.5:1
Ulazni protok vazduha (nominalno)	26.2 kg/s
Komora za sagorevanje:	
Tip	Prstenasta
Paljenje	Gorionik
Broj brizaljki	12
Turbinski generator:	
Tip	Reakciona
Broj stepena	2
Maksimalna brzina	15200 rpm
Turbina:	
Tip	Reakciona
Broj stepena	2
Maksimalna brzina	12000 rpm
Konstrukcija materijala:	
Kompresor	
Prednji deo	Gvožđe
Zadnji deo	WC6 Legura čelika
Komora	410 Nerđajući čelik
Izduvni difuzor	Gvožđe
Deo kućišta	Kovano gvožđe
Zaštitini premazi:	
Lopatice rotora i statora	Neorganski aluminijum
Mlaznice, prvi i drugi stepen	Plemeniti metal rasprostranjen AL.
Kompresor - Lopatice rotora i statora	Plemeniti metal rasprostranjen AL.
Karakteristike:	
Izlazna snaga	7956 KW
Toplotna snaga	10,340 KJ/kW
Izduvni protok	27,6
Izlazna temperatura	528°
Električna efikasnost	0,34
Proizvodnja pare	16,4 t/h
Dimenzije:	
Dužina	11,9 m
Širina	2,9 m
Visina	3,7 m
Težina	62935 kg



Slika 2.6. Izabrana gasna turbina Solaris Taurus 70

2.5 Sistem snabdevanja gorivom

Postojeća instalacija u „Energetika“ d.o.o za snabdevanje gasom je sa pritiskom od 4 bar, što je regulisano podstanicom u okviru „Energetike“ u koju je smešten i protokomer. S obzirom da je pritisak gasa 4 bara u okviru postrojenja postoji reduktor pritiska gasa koji je u mogućnosti da obezbedi direktno snabdevanje gasom bez potrebe za dodatnom turbokompresorskom jedinicom za gas.

2.6 Priključenje generatora na mrežu

Priključenje generatora na mrežu može biti izvedeno na dva osnovna načina i to:

1. ostrvski, kada generator radi napajajući samo sopstveni konzum koji je odvojen od ostatka elektroenergetskog sistema (EES) i
2. sinhronizovano sa mrežom, kada se generator uz pomoć naročite opreme sinhronizuje sa mrežom elektroenergetskog sistema.

Ovaj drugi način je predviđen kao stacionarni režim rada, jer pomoću takvog režima bi mogli snabdevati EES električnom energijom i ostvariti „fiding tarifu“.

U preduzeću „Energetika“ d.o.o već postoji izgrađeno elektroenergetsko postrojenje za priključenje generatora sledećih karakteristika 10MVA; 8MW; 6,3kV, kao i 25MVA; 20MW; 6,3kV, izuzetno velike snage kratkog spoja 500MVA. Postrojenje je izvedeno sa dva sistema sabirnica.

Za priključenje našeg kogenerativnog postrojenja koristio bi se već postojeći priključak „malog“ generatora (10MVA; 8MW; 6,3kV), s tim što bi moralo izvršiti retrofit opreme za sinhronizaciju.

2.7 Kotao - utilizator

Da bi se iskoristila toplota izduvnih gasova iz gasne turbine, neophodna je instalacija novog kotla na otpadnu toplotu, tzv. kotla - utilizatora. [5].

Kotlovi - utilizatori su posebno konstruisani izmenjivači toplote koji imaju namenu da što efikasnije iskoriste izlaznu toplotu dimnih gasova iz gasnih turbina, proizvodeći paru koja se može koristiti u kombinovanim gasno – parnim ili kogeneracionim energetske procesima.

Klasifikacije kotlova - utilizatora

Prema vrsti cirkulacije kotlovi – utilizatori se dele na:

- utilizatore sa prirodnom cirkulacijom vode u isparivaču i
- utilizatore sa prinudnom cirkulacijom vode u isparivaču.

Prema smeru strujanja dimnih gasova kotlovi – utilizatori se dele na:

- horizontalne
- vertikalni.

Prema radnom pritisku kotlovi – utilizatori se dele na:

- jednopritisne,
- dvopritisne i
- tropritisne.

Prema načinu dovođenja toplote kotlovi – utilizatori se dele na:

- utilizatore bez dodatnog loženja i
- utilizatore sa dodatnim loženjem u struji dimnih gasova.

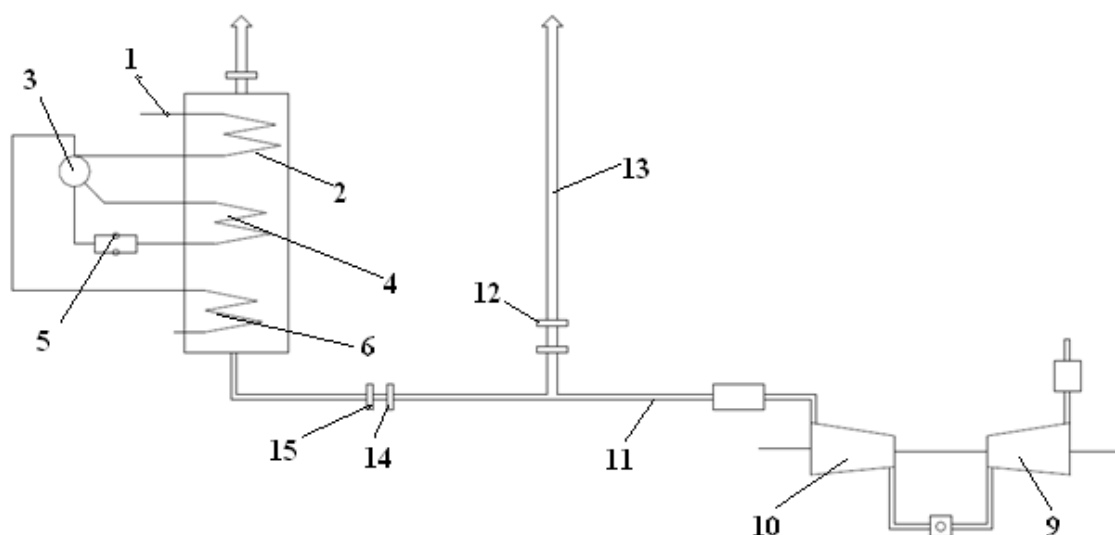
Kotlovi - utilizatori imaju (slika 2.7.b), u poređenju sa parnim kotlovima na fosilna goriva, vrlo jednostavan trakt dimnih gasova (produkata sagorevanja iz gasne turbine) sa samo jednim kanalom. Jako je važno da se projektom kotla - utilizatora obezbedi što je moguće manji pad pritiska pri strujanju gasova. Naime, svako smanjenje pada pritiska u kanalu direktno omogućava povećanje snage gasne turbine.

Trakt voda – vodena para kod kotlova - utilizatora (slika 2.7.b) može da bude znatno složeniji nego kod kotlova na fosilna goriva. Kod kotlova - utilizatora ovaj trakt može da bude izveden sa jednim, dva ili tri nivoa pritiska. Svaki nivo ima svoje:

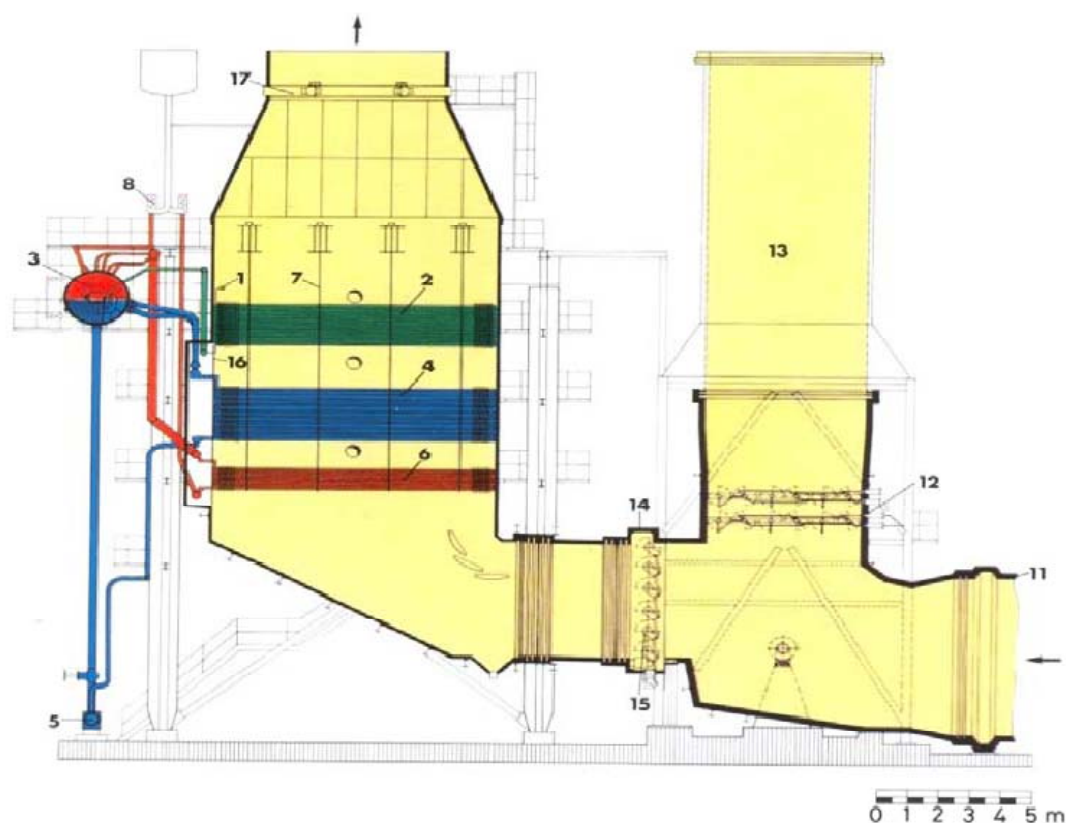
- napojnu pumpu,
- bubanj,
- isparivač i pregrejač, koji, opet, može da bude podeljen na jedan, dva ili tri paketa sa hladnjacima pare između njih (u principu, i zagrejači vode mogu da budu podeljeni na dva paketa i postavljeni u različite delove kanala).

Uz kotao - utilizator najracionalnije bi bilo ugraditi zagrejač vazduha u kojem bi se iskoristila toplota dimnih gasova nakon izlaska iz kotla - utilizatora za zagrevanje vazduha koji bi se uvodio u postojeći parni kotao.

Primer kotla - utilizatora sa vertikalnim kanalom i jednim nivom pritiska, koji bi bio primenjen u okviru ovog postrojenja, šematki prikazan je na slici 2.7.a, dok je na slici 5.7b. prikazan kotao - utilizator bez sprege s gasnom turbinom.



Slika 2.7a. Presek jednopritisnog utilizacionog postrojenja s gasnom turbinom



Slika 2.7b. Presek jednopritisnog utilizacionog postrojenja bez gasne turbine
 1 - ulaz napojna vode, 2-zagrejač vode (ekonomajzer), 3-parni bubanj, 4-isparivač, 5-cirkulaciona pumpa, 6-pregrejač pare, 7-cevni sistem, 8-sigurnosni ventil, 9-kompresor, 10-gasna turbina, 11-dimni kanal, 12-dimne klapne, 13-obilazni izlaz dimnih gasova (by – pass), 14 – dimne klapne, 15- slepa prirubnica.

2.8 Prikaz glavnih rezultata tehno-ekonomske analize

Na narednim tabelama 2.6 i 2.7 prikazani su rezultati dobijeni tehno-ekonomskom analizom gasne turbine, kao i cene ugradnje kotla - utilizatora i zagrejača vazduha.

Tabela 2.6. Prikaz dobijenih rezultata tehno-ekonomske analize

Parametri postrojenja						Metoda „pay back period“ g	Met pror. troškova i profita €/god	NPV Metoda €
Tip	El. snaga kW	Q_{gr} kW	η_{Bb}	Investicija €	Vreme rada h/god			
Taurs 70	7965	12060	34	6691000	4400	5,15	381300	8189000

Tabela 2.7. Prikaz cena utilizatora i zagrejača vazduha

Naziv	Cena €
Kotao - utilizator 16,4 t/h	1100000
Zagrejač vazduha	120000
Ukupno	1220000

Na osnovu navedene analize dolazi se do podatka da je cena izgradnje postrojenja za kombinovanu proizvodnju električne i toplotne energije, tj. cena investicije:

$$IT_{spec} + IT_{utilitator} + IT_{zagrejač vazduha} = 7911000 \text{ €},$$

a da period otplate celokupnog postrojenja iznosi 6,12 godina.

2.9 Ušteda u gorivu

Ušteda u gorivu može se izračunati na osnovu profita (dobiti) dobijenog metodom proračuna troškova proizvodnje električne energije i profita za gasnu turbinu Solars Taurs 70 [12], snage 7965 kW:

$$VG_{god} = DO / CG_{spec},$$

gde je:

VG_{god} (m^3/god) - ušteda goriva na sadašnjem nivou,

DO (€/god) – ostvarena dobit na godišnjem nivou,

CG_{spec} (€/god) – cena goriva,

i iznosi:

$$VG_{god} = DO / CG_{spec} = \frac{381300}{0,27} = 1412223 \text{ m}^3/god.$$

2.10 Analiza troškova kredita

Kako bi se realizovala investicija za kombinovanu proizvodnju električne i toplotne energije, neophodno je obezbediti velika finansijska sredstva. S obzirom na finansijsku krizu koja vlada u svetu, a samim tim i u našoj zemlji, a koja je značajan činilac u nemogućnosti

„Energetika“ d.o.o. da obezbedi ovu investiciju, neophodno je uzeti kredit na duži vremenski period.

Na narednoj slici 2.8 prikazani su parametri koji se odnose na uzeti kredit, u cilju realizacije investicije.

Analiza je urađena za kredit uzet kod Komercijalne banke A.D. Beograd, s periodom otplate od 20 godina i kamatnom stopom od 6% [13].

КОМЕРЦИЈАЛНА БАНКА АД БЕОГРАД		1,5% (1), 2% (2)	Koeficijent
		1	1,274
IME I PREZIME	Energetika D.o.o.	Iznos u EUR	Dinara
ADRESA	Kosovska 4a	0	0,00
datum	1.6.2012	Neto suma	Bruto suma
srednji kurs EUR	110,0000	0,00	0,00
EUR	8.000.000,00	Prodajni kurs EUR	
IZNOS KREDITA	880.000.000,00	114,0000	
UKUPNO ANUITETA	240		
KAMATNA STOPA u %	6,00		
BROJ ANUITETA ZA KOJI VAŽI KAMATNA STOPA	12		
KOEFICIJENT	0,007072920660		
RATA	6.224.170,18	56.583,37	
UKUPNO KREDIT SA KAMATOM	1.493.800.843,40	#####	

Slika 2.8. Prikaz analize kredita

Kao što je prikazano kredit se „uzima“ na sumu od 8000000 € sa mesečnom ratom otplate od 56583,37 €, što na godišnjem nivou iznosi 679000,44 €. Ono što je potrebno istaći je da se za period na koji se odnosi kredit (20 godina) vraća velika vrednost na osnovu kamate koja iznosi 5580008 €.

Međutim, ukoliko bi se ispoštovala odluka Vlade Republike Srbije, o garantovanim otkupnim cenama struje dobijene iz ovog izvora energije, kao i u slučaju redovnog izmirivanja obaveza EPS-a za preuzetu električnu energije iz „Energetika“ d.o.o., sigurno je da ne bi bilo problema u vraćanju uzetog kredita.

D. ZAKLJUČAK

U okviru ove studije istraženi su:

- moguće tehničko-tehnološko rešenje na „Matičnoj lokaciji“ „Energetika“ d.o.o., koje će omogućiti da se rekonstrukcijom postojećeg kotlovskog postrojenja i uvođenjem gasne turbine u proces obezbedi proizvodnja toplote i električne struje po povlašćenoj ceni, i
- finansijski i ekonomski pokazatelji takve rekonstrukcije, kao i period povraćaja uložених sredstava u rekonstrukciju.

Tehnoekonomska analiza je urađena korišćenjem tri različita metoda:

- metod „pay back period“ (PBP),
- metod proračuna troškova proizvodnje električne energije i profita PTP i
- metod neto sadašnje vrednosti (NPV metod).

Pri analizi je usvojena garantovana otkupna cena električne energije dobijena iz kogeneracije od 0,074 €/kWh i cena prirodnog gasa od 0,27 €/m³, i utvrđeno da je period otplate od 6,12 godina.

Posebno se napominje da izabrano tehničko rešenje za uvođenje gasne turbine u kogenerativni proces ispunjava sve najstrožije zahteve u pogledu životne sredine i da će doprineti opštem stepenu energetske i ekonomske efikasnosti.

E. LITERATURA

- [1] Samčović V.: Kogeneraciona postrojenja – Značaj – Izvedbe – Mogućnost i primeri rekonstrukcije postojećih klasičnih termoelektrana, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2010.
- [2] Kogeneracija.rs, pristupljeno 15.03.2012 godine
- [3] Energy-Tech Magazine, pristupljeno 24.03.2012 godine
- [4] Milovanović M. Parne turbine za kogeneracionu proizvodnju energije, Banja Luka, 2012.
- [5] Grković V.: Termoenergetska postrojenja I - Procesi i oprema, Univerzitet u Novom Sadu, FTN, Novi Sad, 2010.,
- [6] Grković V.: Toplotne turbomašine 1-Teorijski osnovi, Univerzitet u Novom Sadu, FTN, Novi Sad, 2008.
- [7] Grković V.: Toplotne turbomašine 2-Višestupne mašine, procesi i konstrukcije, Univerzitet u Novom Sadu, FTN, Novi Sad, 2008.,
- [8] Milovanović Z.: Energetske mašine - Termodinamičke i strujne osnove toplotnih turbomašina, Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet, Banja Luka, 2010.
- [9] Analiza primene gasnih turbina i gasnih motora za kombinovanu proizvodnju toplotne i električne energije u toplant Cerak u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd 2003.
- [10] Uredba o merama podsticanja za proizvodnju električne energije korišćenjem obnovljivih izvora energije i kombinovanom proizvodnjom električne i toplotne, Član 4. Vlada Republike Srbije 1.12.2009 godine.
- [11] <http://www.srbijagas.com/?q=osnovna>, Cenovnik za potrošnju prirodnog gasa, Energetika D.o.o.
- [12] <http://mysolar.cat.com/cda/layout?m=41104&x=7>, pristupljeno 21.04.2012 godine
- [13] <http://www.kombank.com/srp/tekst.asp?id=2>, pristupljeno 08.06.2012 godine