

Proračun kogeneracijskog postrojenja sa plinskim motorom

Tomić, Josip

Undergraduate thesis / Završni rad

2024

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:693172>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-24**



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Prijediplomski sveučilišni studij strojarstva

Završni rad

**PRORAČUN KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA SA
PLINSKIM MOTOROM**

Rijeka, rujan 2024.

Josip Tomić

0069091308

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Prijediplomski sveučilišni studij strojarstva

Završni rad

**PRORAČUN KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA SA
PLINSKIM MOTOROM**

Mentor: izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

Komentor: izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Rijeka, rujan 2024.

Josip Tomić

0069091308

Rijeka, 07.03.2024.

Zavod: Zavod za termodinamiku i energetiku
Predmet: Energetski sustavi

ZADATAK ZA ZAVRŠNI RAD

Pristupnik: **Josip Tomić (0069091308)**
Studij: Sveučilišni prijediplomski studij strojarstva (1010)

Zadatak: **Proračun kogeneracijskog postrojenja sa plinskim motorom / Calculation of a cogeneration plant with a gas engine**

Opis zadatka:

Potrebno je osmisliti i proračunati tehničko rješenje kogeneracijskog sustava s plinskim motorom za industrijsko postrojenje koje ima potrebu za 200 kg/h niskotlačne pare tlaka 5 bar i temperature 250°C uz istovremenu proizvodnju električne energije ukupne snage 620 kW. Kao gorivo za plinski motor koristi se prirodni plin. Za zadane uvjete treba izraditi koncept postrojenja s toplinskom shemom i proračunom energetske bilance, izbor, proračun i opis glavne opreme te proračun potrošnje goriva.

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

Zadatak uručen pristupniku: 20.03.2024.

Mentor:
izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

Komentor:
izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Predsjednik povjerenstva za
završni ispit:
izv. prof. dr. sc. Samir Žić

IZJAVA

Ja, Josip Tomić, izjavljujem da sam završni rad pod nazivom „Proračun kogeneracijskog postrojenja sa plinskim motorom“ izradio samostalno, na temelju navedene literature, znanja stečenog tijekom studiranja i uz stručno vodstvo mentora izv. prof. dr. sc. Igora Bonefačića i komentora izv. prof. dr. sc. Vladimira Glažara.

ZAHVALA

Želim se zahvaliti mentoru izv. prof. dr. sc. Igoru Bonefačiću i komentoru izv. prof. dr. sc. Vladimiru Glažaru na stručnom vodstvu, utrošenom vremenu i strpljenju tijekom izrade ovog završnog rada.

Zahvaljujem se i svojoj obitelji i prijateljima na podršci, pomoći, savjetima i razumijevanju tijekom studija. Posebno se zahvaljujem svome bratu Igoru koji me je usmjerio na upis ovog studija.

Posebna zahvala ide kolegicama Sari Kauzlarić, Nadi Hrvatin i Eni Vunderlih. Bez njihove pomoći, bodrenja i prijateljstva, ovo studiranje bilo bi uvelike otežano.

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. OSNOVE KOGENERACIJE.....	2
2.1. Pojam kogeneracije.....	2
2.2. Prednosti i nedostaci kogeneracije	3
3. KOGENERACIJSKA POSTROJENJA	5
3.1. Kogeneracijsko postrojenje s parnom turbinom.....	5
3.2. Kogeneracijsko postrojenje s plinskom turbinom	7
3.3. Kombinirano kogeneracijsko postrojenje	8
3.4. Kogeneracijsko postrojenje s motorom s unutarnjim izgaranjem	9
3.5. Kogeneracijsko postrojenje s gorivim ćelijama.....	10
4. PRORAČUN I KONCEPT KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA	12
4.1. Odabir kogeneracijskog postrojenja	12
4.2. Plinski motor.....	13
4.3. Proračun dimnih plinova	17
4.3.1. Sastav prirodnog plina	17
4.3.2. Izgaranje plinovitog goriva	18
4.3.3. Minimalna potrebna količina kisika za izgaranje	18
4.3.4. Minimalna i stvarna potrebna količina zraka za izgaranje.....	19
4.3.5. Količina sudionika smjese dimnih plinova izgaranja	20
4.3.6. Količina suhih i vlažnih plinova izgaranja.....	21
4.3.7. Srednja specifična toplina smjese dimnih plinova.....	21
4.3.8. Specifična toplina smjese dimnih plinova	24
4.4. Toplinski proračun	25
4.4.1. Karakteristične točke u postrojenju	25
4.4.2. Potrebna toplinska energija	28
4.4.3. Toplinska energija u utilizatoru.....	29

4.4.4. Provjera dodatnog loženja.....	31
4.4.5. Topline predane u utilizatoru	32
4.4.6. t-Q dijagram	33
4.5. Proračun potrošnje goriva.....	35
4.5.1. Donja ogrjevna moć goriva.....	35
4.5.2. Specifična i masena potrošnja goriva	36
4.6. Proračun energetske bilance	37
4.6.1. Energija dovedena gorivom	37
4.6.2. Električna iskoristivost.....	38
4.6.3. Toplinska iskoristivost	38
4.6.4. Gubici osjetne topline dimnih plinova.....	38
4.6.5. Ostali gubici	40
4.6.6. Gubici rashladne vode.....	40
4.6.7. Iskoristivost sustava	41
4.7. Opis rada postrojenja i toplinska shema	42
5. ZAKLJUČAK	44
LITERATURA	45
POPIS OZNAKA I KRATICA.....	48
POPIS SLIKA	51
POPIS TABLICA	52
SAŽETAK.....	53
SUMMARY	54

1. UVOD

Pri razvoju svakog energetskog sustava, na umu valja imati nekoliko čimbenika. Jedan od glavnih je energetska iskoristivost, tj. omjer dobivene i uložene energije u sustav. Poznato je da su realni termodinamički kružni procesi relativno neučinkoviti. Glavni razlog tomu jest odbacivanje velike količine toplinske energije nazad u okoliš. Zbog njezine niske kvalitete, ovu energiju u većini slučajeva ne možemo dalje iskoristiti. Ipak, u stvarnosti postoje potrošači koji bi mogli iskoristiti ovu energiju, čime bi povećali ukupnu iskoristivost sustava.

Zaštita okoliša postala je bitan čimbenik u razvoju energetskih sustava. Fosilna goriva, kao pouzdan i desetljećima razvijan izvor energije, sve se više napuštaju zbog njihovog negativnog utjecaja na okolinu. Problem se pokušava riješiti obnovljivim izvorima energije, koji još uvijek nisu dorasli preuzeti ulogu fosilnih goriva. Iako je pred obnovljivim izvorima energije svijetla budućnost, do njihovog konačnog usavršavanja preostaje vremenski period balansiranja između zaštite okoliša te jednostavnosti i pouzdanosti zadovoljavanja rastućih energetskih potreba.

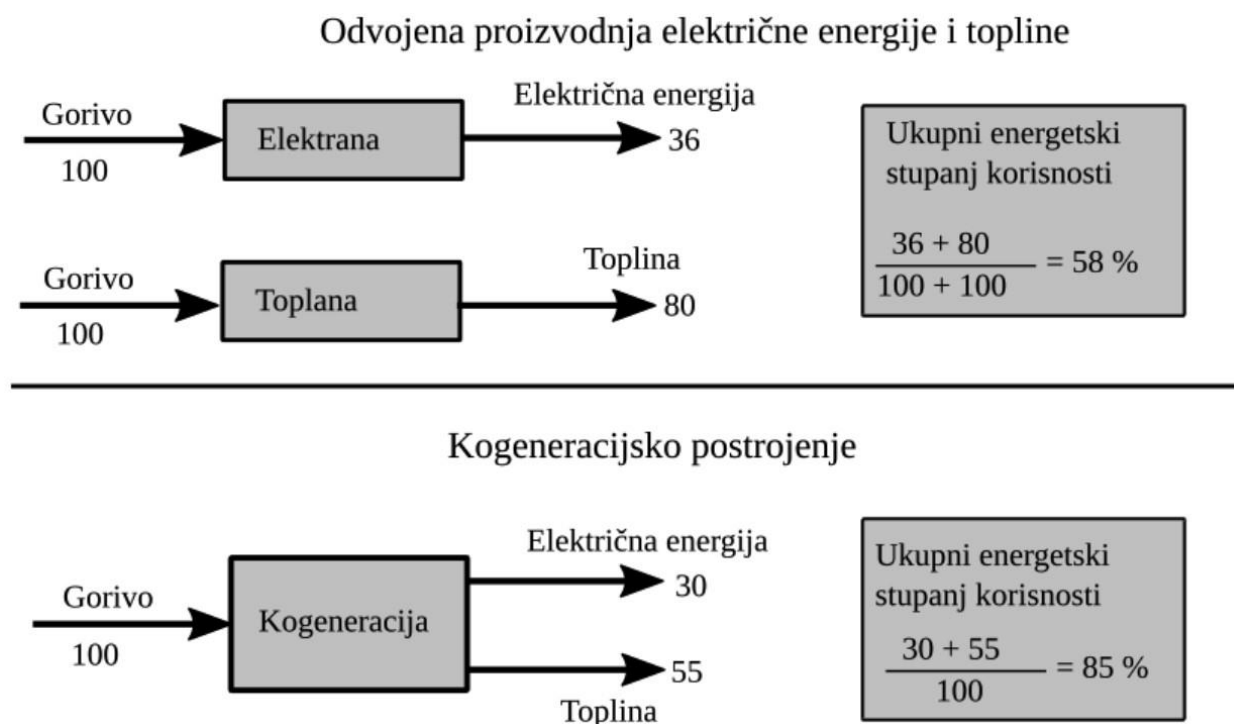
Kogeneracijski sustavi nameću se kao vrlo dobro rješenje postavljenih problema. Omogućavaju maksimalno iskorištavanje uložene energije suproizvodeći električnu i toplinsku energiju. Kao energent možemo koristiti klasična fosilna goriva, ali i razna biogoriva (bioplin, biomasa). Pravilnim razvojem ovakvih sustava mogu se efikasno zadovoljiti energetske potrebe brojnih kućanstava i industrijskih postrojenja.

Zadatak ovog rada jest izrada i proračun tehničkog rješenja kogeneracijskog sustava s plinskim motorom i prirodnim plinom kao gorivom. Sustav se nalazi unutar industrijskog postrojenja. Izraditi će se toplinska shema, proračun energetske bilance, proračun potrošnje goriva te izbor, proračun i opis glavne opreme.

2. OSNOVE KOGENERACIJE

2.1. Pojam kogeneracije

Kogeneracija (engl. *cogeneration* ili *Combined Heat and Power – CHP*) je proces istovremene proizvodnje električne i toplinske energije iz istog izvora energije [1]. Glavna ideja iza kogeneracije je povećanje energetske učinkovitosti u odnosu na klasične termoelektrane i toplane. Na slici 2.1. prikazana je razlika između odvojene i kogeneracijske proizvodnje električne i toplinske energije. Vidljivo je da ćemo u klasičnoj termoelektrani za uloženih 100 jedinica goriva dobiti 36 jedinica električne energije, odnosno stupanj energetske iskoristivosti od 36%. Klasična toplana ima iskoristivost od 80%, što nas dovodi do ukupne energetske iskoristivosti od 58%. Kogeneracijski režim proizvodnje električne i toplinske energije ima stupanj iskoristivosti od 85%, što je skoro 30% efikasnije od odvojenog režima proizvodnje [2].



Suvišno je reći da je za odvijanje učinkovite kogeneracije nužno osigurati potrošače i toplinske i električne energije [3]. Stoga se kogeneracija primjenjuje upravo u takvim slučajevima: od raznih velikih industrijskih postrojenja (kemijska industrija, industrija celuloze i papira, industrija hrane, tekstilna industrija) i centraliziranih toplinskih sustava za kućanstva, pa sve do manjih primjena na razini pojedinih bolnica, sveučilišta ili stambenih zgrada. Povijest kogeneracije počinje početkom 20. stoljeća, kada su se energane počele integrirati unutar

naseljenih mjesta za potrebe centraliziranog grijanja. Ovi sustavi gube na popularnosti tijekom 1940-ih zbog niskih cijena goriva, ali se interes ponovno pobudio 1970-ih godina, uslijed naftnih šokova i ponovnog rasta cijena. Interes za ove sustave sve više raste, uslijed njihove ekonomske isplativosti [4, 1].

2.2. Prednosti i nedostaci kogeneracije

Glavna prednost kogeneracije je već opisana poboljšana energetska učinkovitost, iz koje proizlaze druge prednosti. Jedna od tih prednosti je ušteda potrošnje goriva, a time i energije. Za slučaj prikazan na slici 2.1., u kogeneracijski režim proizvodnje potrebno je uložiti malo više od 136 jedinica goriva kako bismo dobili istu količinu električne i toplinske energije proizvedene u odvojenom režimu proizvodnje (36 jedinica električne i 80 jedinica toplinske energije), gdje je uloženo 200 jedinica goriva. Energiju štedimo i pozicioniranjem kogeneracijskog sustava blizu potrošača, čime smanjujemo gubitke koji se javljaju u prijenosu i distribuciji energije na velike udaljenosti. Smanjena potrošnja goriva znači i smanjene emisije štetnih plinova u atmosferu u odnosu na odvojenu proizvodnju energije. Primjenom obnovljivih izvora energije kao što su biogoriva, bioplin ili biomasa možemo još više smanjiti negativni učinak na okoliš. Prednost kogeneracije očituje se i u poboljšanoj pouzdanosti i otpornosti korisnika na vanjske čimbenike i utjecaje. Kogeneracijski sustavi mogu raditi neovisno od električne mreže, u raznim kritičnim uvjetima i time osigurati isporuku energije potrošaču u bilo kojem trenutku. Ukoliko se na određenom području (grad, regija, država, kontinent) instalira dovoljna količina ovakvih sustava, poboljšava se energetska neovisnost i sigurnost istog [5].

Jedan od glavnih nedostataka kogeneracije je visoka cijena početnog ulaganja. Pojedini manjim korisnicima ovo može predstavljati problem. Ipak, zbog visoke efikasnosti sustava i samostalne proizvodnje energije, investicija će se isplatiti kroz određeno razdoblje kontinuirane eksploatacije postrojenja. Kogeneracijski sustavi su veoma kompleksni. Zahtijevaju visoku stručnost i znanje operatera te su troškovi održavanja i popravaka visoki, što opet može predstavljati problem manjim i tehnički potkapacitiranim korisnicima. Samostalna proizvodnja energije donosi i druge nedostatke u pogledu osjetljivosti na promjenjivu ponudu i cijene goriva te kompleksnih zakonskih regulativa koje samostalni proizvođači moraju poštivati. Sljedeći nedostatak kogeneracije očituje se u smanjenoj fleksibilnosti sustava u uvjetima promjenjive potrebe energije. Efikasnost sustava će se smanjivati ukoliko ne postoji dovoljna potražnja i električne i toplinske energije [6, 7].

Prije konačne odluke o instalaciji kogeneracijskog postrojenja, potencijalni korisnici moraju sagledati sve prednosti i nedostatke, čimbenike i okolnosti u kojima djeluju ili posluju te tek tada pristupiti investiciji. Gledajući širu sliku, prednosti nadmašuju nedostatke te bi kogeneracija trebala imati što veći udio u modernom energetsom sektoru.

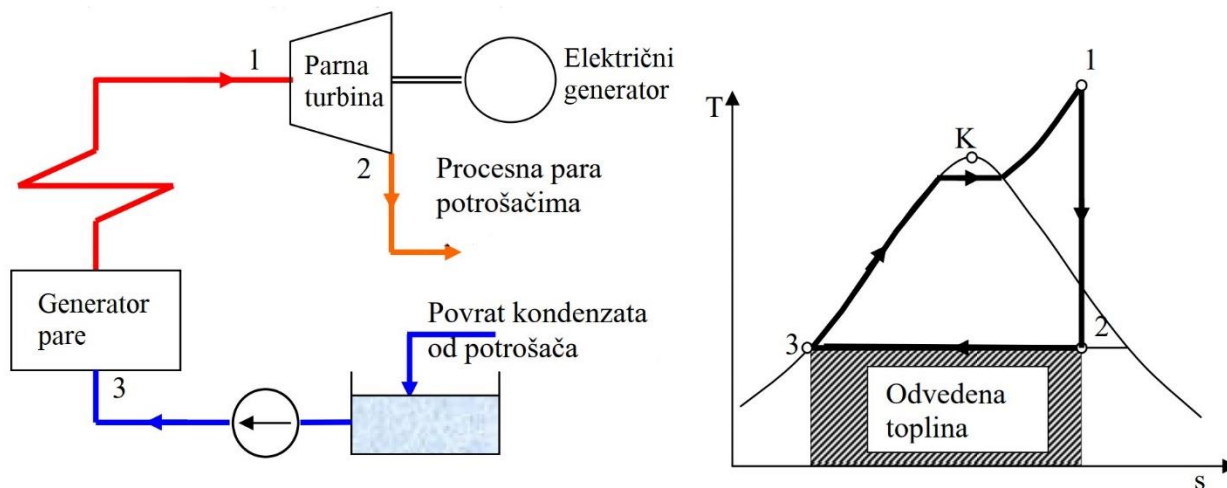
3. KOGENERACIJSKA POSTROJENJA

Kogeneracijska postrojenja (sustave) možemo razlikovati prema vrsti toplinskog stroja koji mehaničkim radom pokreće električni generator i proizvodi električnu energiju, a istovremeno služi kao izvor toplinske energije. Osnovne vrste postrojenja su [3]:

- kogeneracijsko postrojenje s parnom turbinom
- kogeneracijsko postrojenje s plinskom turbinom
- kombinirano kogeneracijsko postrojenje
- kogeneracijsko postrojenje s motorom s unutrašnjim izgaranjem
- kogeneracijsko postrojenje s gorivim ćelijama

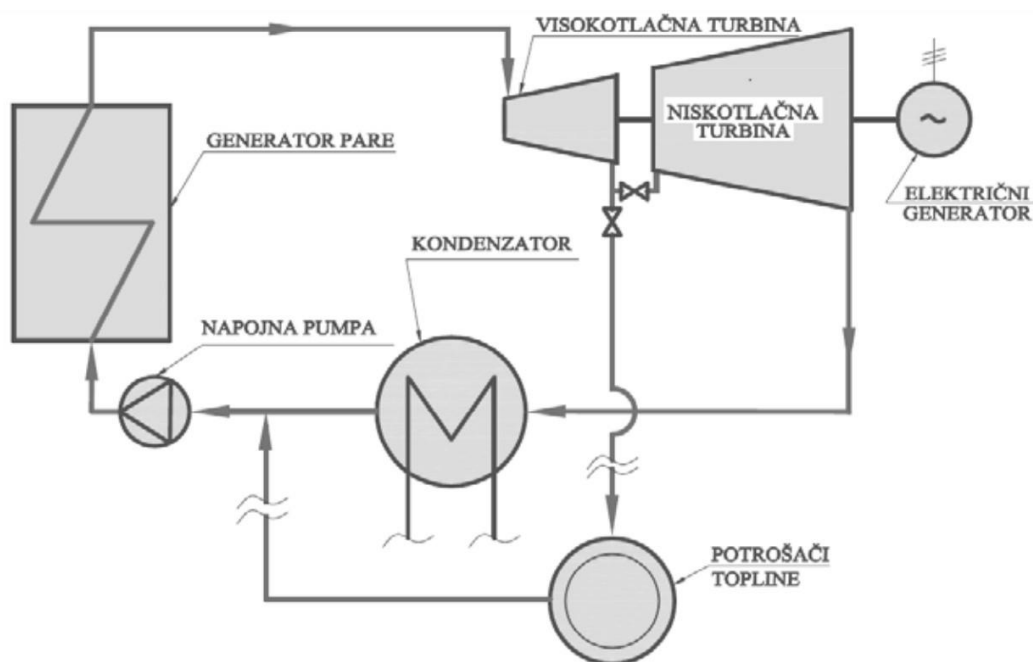
3.1. Kogeneracijsko postrojenje s parnom turbinom

Kogeneracijsko postrojenje s parnom turbinom temelji se na klasičnom parnoturbinskom postrojenju čiji se rad može opisati Clausius-Rankine-ovim kružnim procesom. Proces započinje u generatoru pare, gdje dovodimo toplinu u proces za isparavanje radnog medija (vode). Nakon isparavanja, vodena se para još dovodi do stanja pregrijanosti, ekspandira u parnoj turbini koja pokreće generator koji proizvodi električnu energiju. U klasičnom postrojenju izlazna para iz turbine odlazi u kondenzator, ukapljuje se predajući time oko 50% ukupne energije uložene u proces nazad u okoliš [3]. U kogeneracijskom postrojenju, ova toplina će se distribuirati potrošačima toplinske energije. Postrojenje nema kondenzator, a tlak pare na izlazu iz turbine je bitno viši od atmosferskoga. Zbog toga se ovakav tip turbine naziva protutlačnom turbinom [8], a analogno tome i ovakav tip kogeneracijskog sustava (slika 3.1.).



Slika 3.1. Kogeneracijsko postrojenje s protutlačnom turbinom s prikazom u T-s dijagramu [9]

Ovakav tip parnog kogeneracijskog postrojenja izgleda kao najidealniji realno mogući parni proces. Najveći „gubitaš“ energije, kondenzator, uklonjen je iz procesa, a ostali gubitci unutar samog procesa (generator pare, cijevi, turbina) su minimalni. Međutim, ukoliko postoje oscilacije u potrebama električne i toplinske energije, postrojenje postaje nepraktično. Ovaj nedostatak rješava se ugradnjom kondenzacijske turbine (turbina gdje izlazna para odlazi u kondenzator, tlak je niži od atmosferskog [8]) uz regulirano oduzimanje pare. Električna energija regulira se protokom pare kroz kondenzacijski dio turbine, a toplinska energija se regulira promjenom oduzimanja pare iz turbine. Naravno, što je udio topline vraćene okolini u kondenzatoru veći, to je iskoristivost procesa manja. Osim fleksibilnosti, postrojenje s kondenzacijskom turbinom (slika 3.2.) pruža sigurnost i autonomiju u pogledu opskrbe električnom energijom, jer ne moramo namirivati razlike iste iz vanjskih izvora kao što je to slučaj kod postrojenja sa protutlačnom turbinom [10].

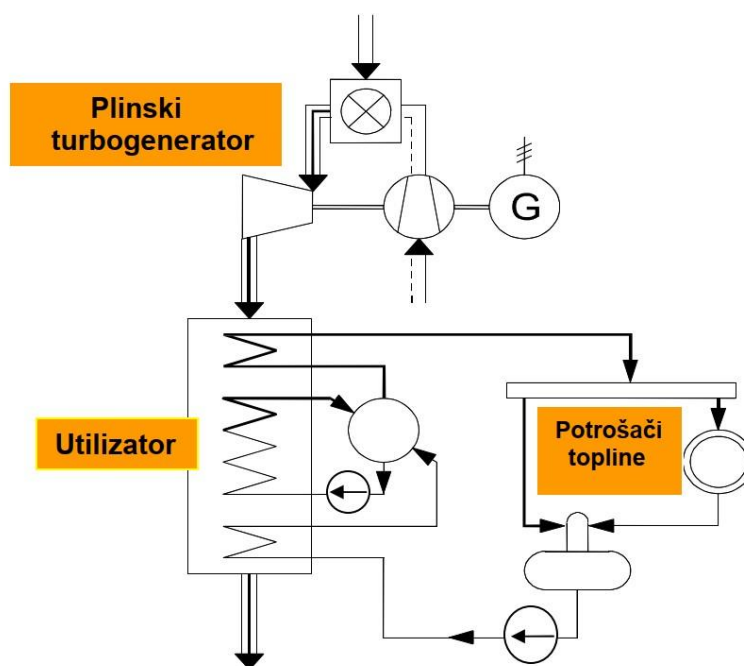


Slika 3.2. Kogeneracijsko postrojenje s kondenzacijskom turbinom [11]

Prednost parnih kogeneracijskih postrojenja odlikuje se u fleksibilnosti odabira pogonskog goriva. S obzirom da se radni medij procesa ne miješa direktno s produktima izgaranja, gorivo može biti bilo što: od fosilnih goriva i raznih nusprodukata iz procesne industrije do raznih biogoriva. Parna turbina može se ukomponirati unutar solarnog kogeneracijskog sustava, čime se iskorištava još jedan obnovljivi izvor energije. Nedostaci se očituju u manjem stupnju iskoristivosti električne energije te većem vremenu pokretanja u odnosu na druge kogeneracijske sustave [4].

3.2. Kogeneracijsko postrojenje s plinskom turbinom

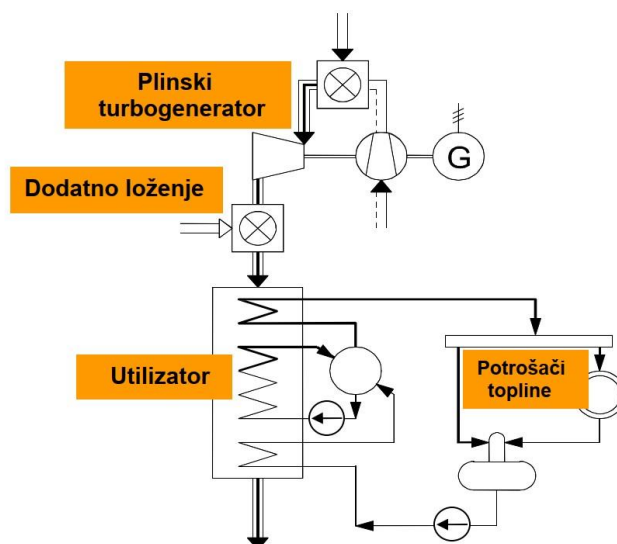
Kogeneracijska postrojenja bazirana na plinskoj turbini predstavljaju nadogradnju plinskih energetskih sustava čiji se rad temelji na Joule-Braytonovom procesu. U kompresoru se zrak komprimira kako bi u komori izgaranja mogao izgarati s gorivom. Nakon izgaranja u komori, radni medij ekspanrira u turbini dajući tako mehanički rad za pokretanje električnog generatora. Kao što je bio slučaj kod parnih postrojenja, najveći dio uložene energije u proces gubi se na izlazu iz turbine. Kod kogeneracijskog postrojenja s plinskom turbinom (slika 3.3.), otpadna toplina će se također iskoristiti razvođenjem daljnjim potrebnim potrošačima, ali na drugi način. Pošto se ta toplina mora dostaviti potrošačima u obliku vodene pare koja nije radni medij u plinskom procesu, koristiti će se poseban toplinski uređaj (izmjenjivač topline) pod nazivom utilizator. U njemu vrući dimni plinovi iz turbine (mogu doseći temperature i do 520 °C [10]) predaju svoju toplinu vodi koja isparava, a daljnja se para distribuira potrošačima.



Slika 3.3. Kogeneracijsko postrojenje s plinskom turbinom [3]

U slučaju da se želi osigurati veća fleksibilnost i autonomija sustava, tada se u struju dimnih plinova može uvesti dodatno loženje (slika 3.4.). Time se preciznije može regulirati rad plinske turbine te osigurati dostatna potreba i za toplinskom i za električnom energijom [10].

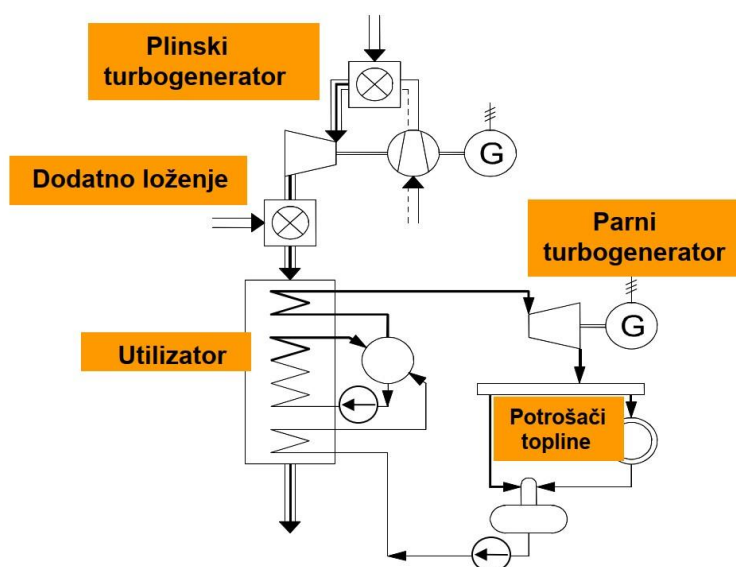
Prednosti ovakvih sustava očituju se u niskim investicijskim troškovima, brzim vremenima pokretanja sustava te visokom efikasnosti i pouzdanosti. Nedostatci su veće emisije štetnih plinova te ovisnost efikasnosti sustava o vanjskim čimbenicima (uvjeti okolnog zraka, postoji li dodatno loženje ili ne itd.) [4].



Slika 3.4. Kogeneracijsko postrojenje s plinskom turbinom uz dodatno loženje [3]

3.3. Kombinirano kogeneracijsko postrojenje

Nastavak poboljšanja efikasnosti kogeneracijskog plinskog procesa predstavlja kombinirano kogeneracijsko postrojenje s plinskom i parnom turbinom (slika 3.5.). Umjesto direktnog razvođenja toplinske energije korisnicima iz utilizatora, dodaje se protutlačna turbina. Time se dodatno povećava efikasnost i fleksibilnost cjelokupnog sustava.

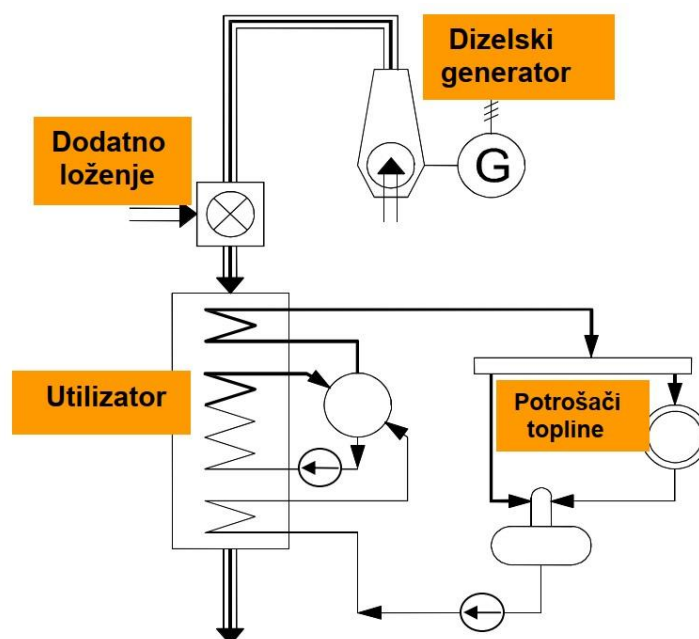


Slika 3.5. Kombinirano kogeneracijsko postrojenje [3]

Dodavanje protutlačne turbine predstavlja i dodatni investicijski trošak, što mora biti ekonomski opravdano. Načelno, dodavanje svakog poboljšanja kogeneracijskog sustava koje iziskuje dodatne investicijske troškove zahtjeva pažljive analize na temelju kojih će se vidjeti ekonomska isplativost istog.

3.4. Kogeneracijsko postrojenje s motorom s unutarnjim izgaranjem

Za potrebe kogeneracije može se upotrijebiti i još jedan toplinski stroj, klipni motor s unutarnjim izgaranjem. Izgaranje smjese goriva i zraka unutar cilindra uzrokuje pravocrtno gibanje klipa. Povezivanjem klipa s koljenastim vratilom pravocrtno gibanje pretvaramo u rotacijsko i dobivamo koristan mehanički rad. Ispuhivanjem izgorjene smjese zraka i goriva iz cilindra proces može započeti ponovno. U kogeneracijskom postrojenju mehanički rad motora koristimo za pogon generatora električne energije, dok se toplinska energija može dobiti iz četiri različita izvora: ispuha dimnih plinova, topline dobivene hlađenjem motora, topline dobivene hlađenjem ulja za podmazivanje te topline dobivene hlađenjem turbopuhala (ukoliko ga motor posjeduje). Iako je izvora mnogo, ova toplina ne može proizvesti visokokvalitetnu paru. Česti su i slučajevi gdje se u struju dimnih plinova mora uvoditi dodatno loženje (slika 3.6.) [12].

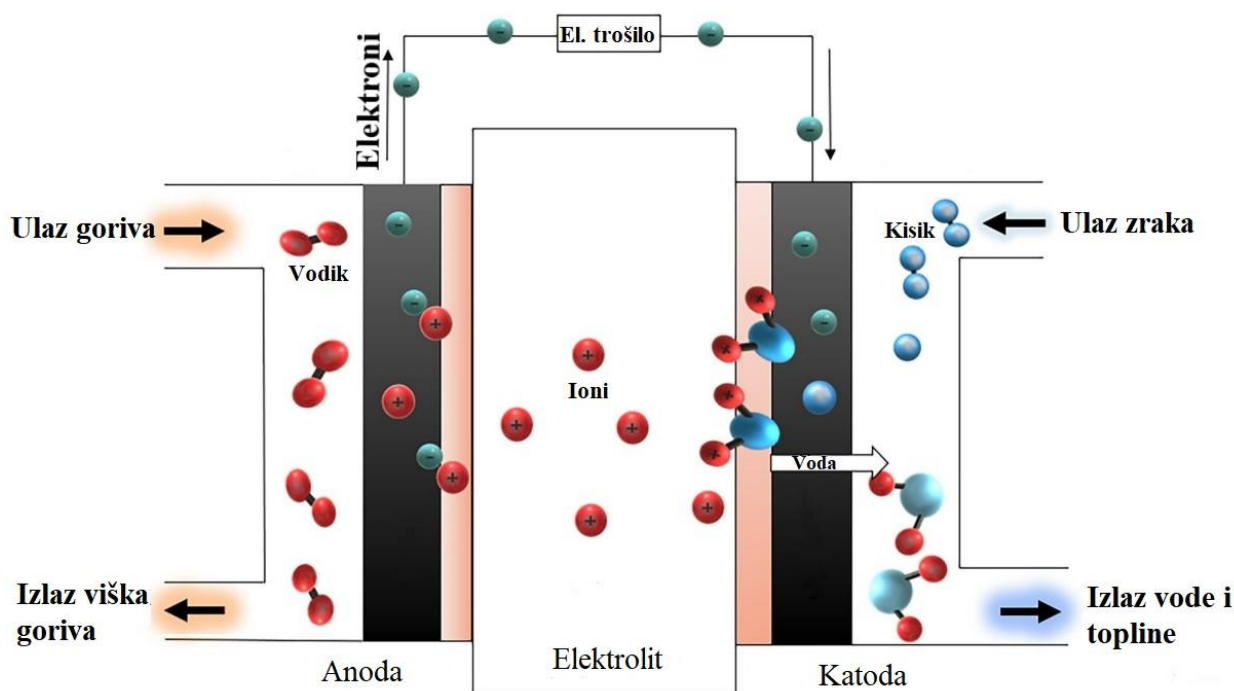


Slika 3.6. Kogeneracijsko postrojenje s dizelskim motorom uz dodatno loženje [3]

Upotreba klipnog motora u svrhe kogeneracije donosi slične prednosti kao i plinska turbina: visoka efikasnost, jednostavnost i robusnost, brzina pokretanja sustava te niski investicijski troškovi. Razlika je ta što plinska turbina ima veću temperaturu ispušnih plinova od motora. Također, sustavi s motorom s unutarnjim izgaranjem su relativno jednostavniji i investicijski povoljniji od sustava s plinskim turbinama. Zbog toga se motori s unutarnjim izgaranjem najčešće koriste u stambenim i javnim objektima (bolnice, sveučilišta) za potrebe grijanja jer nema smisla proizvoditi visokokvalitetnu paru za potrošače koji to ne zahtijevaju [10, 12].

3.5. Kogeneracijsko postrojenje s gorivim ćelijama

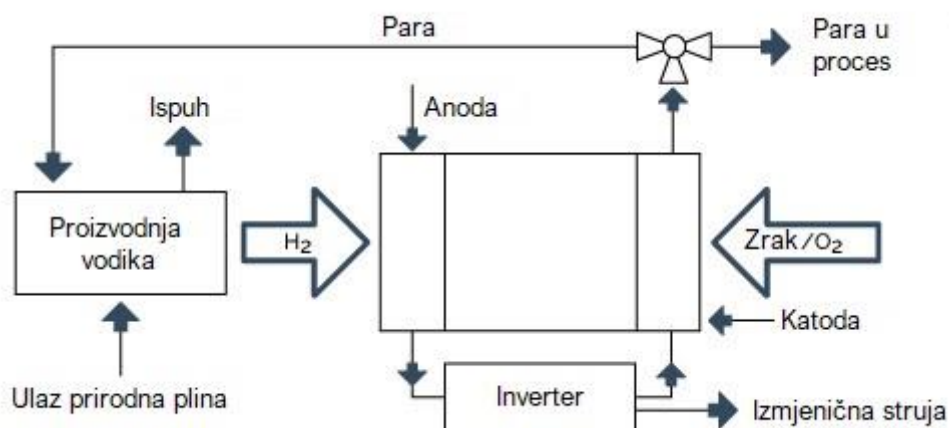
Gorive ćelije (slika 3.7.) su uređaji koji elektrokemijskom reakcijom pretvaraju kemijsku energiju goriva u električnu i toplinsku energiju. Tehnologiju je 1839. otkrio velški znanstvenik William Grove, a počela se intenzivnije razvijati 1950-ih godina za potrebe američkog svemirskog programa. Glavni dijelovi gorive ćelije su dvije elektrode: negativno nabijena anoda i pozitivno nabijena katoda, te elektrolit koji se nalazi između njih. Proces započinje uvođenjem vodika u anodu, gdje se raspada na protone i elektrone. Protoni će proći kroz elektrolit, a elektroni kroz vanjski električni krug pritom generirajući električnu struju. Protoni i elektroni ponovno se ujedinjuju na drugoj strani gorive ćelije, katodi. Tamo se spajaju s kisikom iz zraka proizvodeći pritom vodu i toplinu [13].



Slika 3.7. Prikaz gorive ćelije [14]

Gorive ćelije razlikujemo prema vrsti elektrolita, a za kogeneracijske sustave najčešće se primjenjuju gorive ćelije s fosfornom kiselinom, tekućim karbonatom, krutim oksidom i krutim polimerom. Svaki navedeni elektrolit ima različitu radnu temperaturu, time i različita područja primjene za kogeneracijsku proizvodnju. Gorive ćelije s krutim polimerom i fosfornom kiselinom postižu radne temperature od 100 do 200 °C što ih čini pogodnima za primjene centraliziranih grijanja i proizvodnje niskotlačne pare. Ćelije s tekućim karbonatom i krutim oksidom postižu temperature od 600 do 1000 °C te se mogu primijeniti u veće industrijske svrhe [15]. Osim sustava gorivih ćelija, ovakav tip kogeneracijskog postrojenja (slika 3.8.) sadrži i: sustav za dobivanje

vodika iz prirodnoga plina pomoću vodene pare i topline, uređaj za pretvaranje istosmjerne u izmjeničnu električnu struju (inverter) te sustav za rekuperaciju toplinske energije koji proizvodi toplu vodu i vodenu paru [3].



Slika 3.8. Kogeneracijsko postrojenje s gorivom ćelijom [16]

Prednosti kogeneracijskih sustava s gorivim ćelijama očituju se u visokoj efikasnosti sustava (65-85%), smanjenoj emisiji štetnih plinova u okoliš, smanjenom zagađenju bukom, brzim i jednostavnim pokretanjem i održavanjem sustava zbog manjka pokretnih dijelova. Kao i svaka tehnologija u razvoju, gorive ćelije „pate“ od visoke cijene i tehnološko-tehničke neusavršenosti sustava. Zbog toga je njihova široka primjena još uvijek nemoguća, ali daljnji razvoj i istraživanje tehnologije u doglednoj budućnosti obećava riješiti navedene probleme [3,4].

4. PRORAČUN I KONCEPT KOGENERACIJSKOG POSTROJENJA

4.1. Odabir kogeneracijskog postrojenja

Odabir odgovarajuće vrste kogeneracijskog sustava je složen proces koji zahtijeva detaljnu analizu i planiranje. Nakon što je odlučeno da postoji opravdanost proizvodnje energije iz kogeneracijskog sustava, pristupa se razmatranju faktora koji se moraju uzeti u obzir kako bi cjelokupan sustav bio optimalan i isplativ. Prvo valja sagledati prednosti i nedostatke svake vrste kogeneracijskog sustava, odnosno toplinskog stroja koji ga pokreće. Tu u obzir treba uzeti količinske i kvalitativne potrebe za energijom (koliko je električne i toplinske energije potrebno, hoće li se toplinska energija isporučivati u obliku visokokvalitetne ili niskokvalitetne pare ili tople vode). Ukoliko određeni potrošač zahtjeva manje količine električne energije te toplinsku energiju u obliku tople vode, više će smisla imati upotreba motora s unutarnjim izgaranjem nego parne turbine. Na umu treba imati i: varijabilnost potražnje energije tijekom određenog razdoblja, dostupnost i logistiku pogonskog goriva, veličinu cjelokupnog postrojenja u odnosu na dostupan prostor, mogućnost povezivanja s energetsom mrežom kako bi se nadoknadili eventualni gubici ili distribuirali eventualni viškovi energije, pravne regulative koje se odnose na instalaciju i rad kogeneracijskih postrojenja, mogućnost proširivanja kapaciteta u budućnosti te pouzdanost i jednostavnost održavanja postrojenja [17].

Tijekom razmatranja svih ovih faktora u obzir se mora uzeti i cijena. Kao što je već spomenuto, mora postojati opravdanost proizvodnje energije iz kogeneracije, što se može utvrditi financijskom analizom. Glavni i najveći trošak kogeneracijskog postrojenja je početno ulaganje u sustav. Ovaj se trošak može djelomično umanjiti državnim subvencijama i/ili smanjenom kamatom na kreditno zaduženje. Zatim slijede troškovi pogonskog goriva i održavanja postrojenja. Svi se ovi troškovi razlikuju ovisno o vrsti kogeneracijskog postrojenja. S druge strane, prihodi se mogu ostvariti na dva načina: uštedom na troškovima energije zbog samostalne proizvodnje (ukoliko će investitor koristiti proizvedenu energiju za zadovoljavanje svojih potreba) ili zaradom na prodaji energije vanjskim potrošačima. Bilo kako, mora se napraviti procjena povrata investicije, vremenskog okvira unutar kojeg će se početna investicija isplatiti kroz dva prethodno opisana načina. U obzir se moraju uzeti i rizici poput: oscilacija u cijenama i dostupnosti goriva, oscilacija u tržišnim cijenama energije, rast kamatnih stopa, promjene zakonskih regulativa te promjene u pogledu novih tehnoloških inovacija i tržišnih uvjeta. Uz adekvatno upravljanje rizicima i dugoročno planiranje, kogeneracijski sustavi mogu pružiti značajne financijske i energetske prednosti [18, 19].

Cilj ovog rada je osmisliti i proračunati kogeneracijski sustav koji je namijenjen pružati energiju industrijskom postrojenju. Potreba za električnom energijom je ukupne snage 620 kWe, dok se potreba za toplinskom energijom očituje u obliku niskotlačne pare tlaka 5 bar i temperature 250 °C te masenog protoka 200 kg/h. Sustav s plinskim motorom predstavlja odličan izbor za ovakav tip industrijskog postrojenja. Ne proizvodi se visokokvalitetna para, pa nema potrebe za skupljim investicijama u pogledu parne ili plinske turbine. Prirodni plin je jeftino, dostupno i ekološki prihvatljivo gorivo. Sustav je relativno jednostavan, robustan i fleksibilan, što ga čini popularnim izborom za industrijske potrebe. Jedan ovakav sustav prikazan je na slici 4.1. Instaliran je u tvornici Gavrilovića u Petrinji.



Slika 4.1. Kogeneracijsko postrojenje s plinskim motorima u Gavriloviću [20]

4.2. Plinski motor

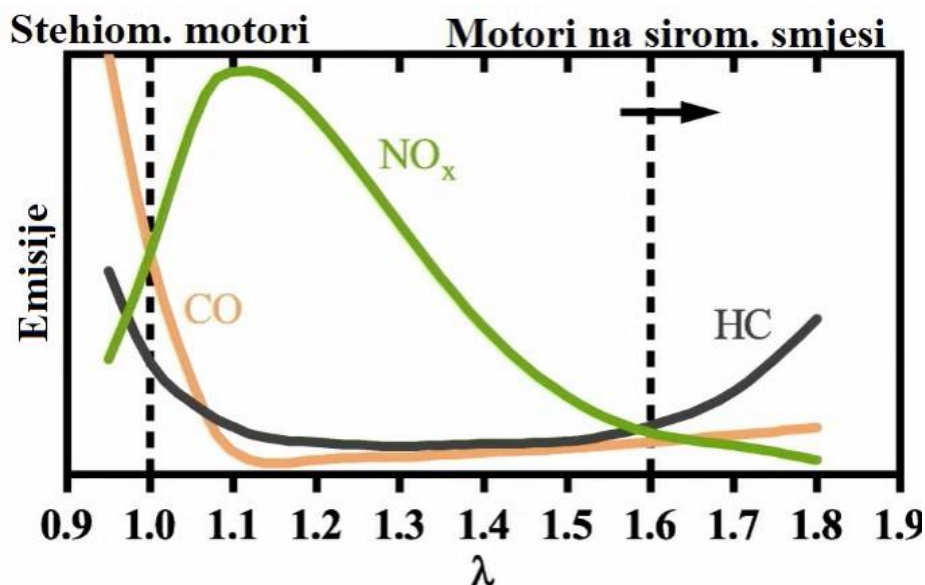
Plinski motor je vrsta motora s unutarnjim izgaranjem koji za pogonsko gorivo koristi prirodni ili neku drugu vrstu plina (deponijski plin, bioplin). Princip rada dijeli s Ottovim motorom, gdje se goriva smjesa u cilindru upaljuje električnom iskrom iz svjećice. Za razliku od Otto motora kojima je pogonsko gorivo benzin, prirodni plin ima oktanski broj od 120 do 130 (benzin ima najveći oktanski broj 100), što omogućuje veći kompresijski omjer, time i veću snagu i iskoristivost motora. Kompresijski omjeri za plinske motore kreću se od 12:1 do 15:1 [21]. Mnogi su plinski motori derivati dizelskih motora, odnosno koriste iste dijelove motora (blok motora,

koljenasto vratilo, ležajeve, bregasto vratilo, klipnjaču). Ipak, dizelski motori rade na puno većim tlakovima nego plinski, što znači da će iskoristivost istog motora biti veća u dizelskoj varijanti. Samo najveći plinski motori mogu izjednačiti ili premašiti iskoristivost dizelskog motora iste veličine. Proizvođači ovaj problem rješavaju tako da se promjer klipa poveća 5 do 10 posto u odnosu na dizelsku varijantu, čime se može izjednačiti snaga i iskoristivost. Troškovi po jedinici snage su otprilike isti i za dizelske i za plinske motore. Međutim, plinski motori, zbog smanjenog opterećenja u radu, imaju veću trajnost dijelova u odnosu na dizelske motore, što smanjuje troškove održavanja [15].

Generalno gledajući, plinski se motori mogu podijeliti prema tri kategorije: prema broju taktova, prema načinu punjenja cilindra i prema gorivoj smjesi s kojom rade. Prema broju taktova postoje dvotaktni i četverotaktni plinski motori [22]. Velikom većinom su zastupljeni motori koji rade na četiri takta zbog svojih prednosti u pogledu pouzdanosti, boljeg podmazivanja, efikasnosti i ekološke prihvatljivosti.

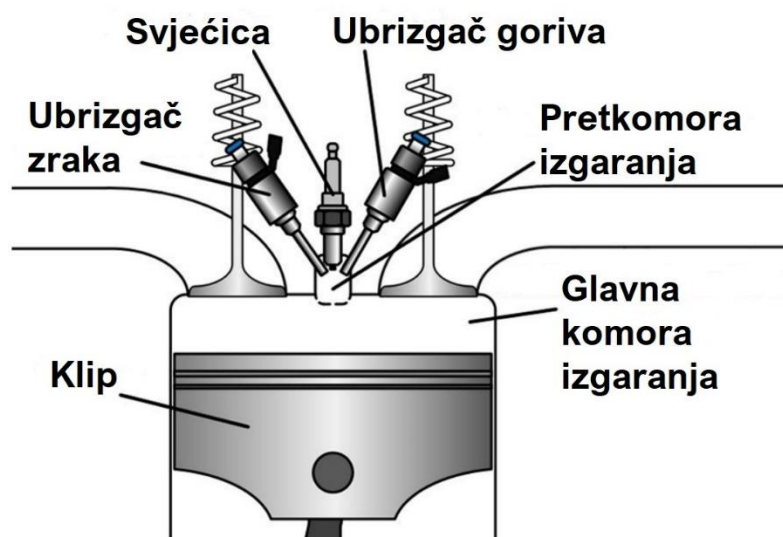
Prema načinu punjenja cilindra postoje motori bez prednabijanja (atmosferski motori) i motori s prednabijanjem. Postupkom prednabijanja komprimira se zrak koji ulazi u cilindar čime se povećava njegova količina, što znači da će u njemu izgoriti više goriva te da će se povećati snaga motora. Za pogon kompresora zraka može se koristiti koljenasto vratilo motora (mehaničko prednabijanje) ili turbina na pogon ispušnih plinova (prednabijanje turbopuhalom). Kod plinskih motora najčešće se koristi prednabijanje turbopuhalom kako bi se poboljšala iskoristivost motora.

Zadnja podjela se odnosi na vrstu gorive smjese, odnosno količinu zraka unutar iste. Omjer zraka i goriva određuje se pretičkom zraka i označava se malim grčkim slovom lambda (λ , biti će dio ovog proračuna). Ukoliko je λ manji od 1, smjesa je bogata, odnosno u njoj se nalazi više goriva nego zraka. Motor će tada imati veću snagu, ali će ispuštati više štetnih emisija u okoliš. Smjesa u kojoj se nalazi jednaka količina goriva i zraka naziva se stehiometrijska (λ je jednak 1). Snaga motora će se smanjiti, kao i emisije štetnih plinova. Kao što je vidljivo na grafu sa slike 4.2; emisije štetnih plinova su najmanje kada je λ (znatno) veći 1, odnosno kada motor radi sa siromašnom smjesom goriva i zraka. Plinski motor koji radi na siromašnoj smjesi ima najmanju snagu od sva tri nabrojana slučaja. Međutim, veliki plinski motori koji se koriste u kogeneracijskim postrojenjima dizajnirani su kako bi radili na siromašnoj smjesi. Ukoliko je izabran motor odgovarajuće veličine i ako radi na punom kapacitetu, imati će dovoljno snage te će mu iskoristivost biti maksimalno optimizirana [22].



Slika 4.2. Graf ovisnosti emisija o faktoru pretička zraka [23]

Kod motora koji rade s (vrlo) siromašnom smjesom goriva i zraka, javlja se problem s paljenjem smjese goriva i zraka. Ovaj se problem rješava pomoću pretkomore izgaranja, koja se nalazi iznad cilindra i glavne komore izgaranja (slika 4.3.). U pretkomori svjećica pali bogatu smjesu čija se fronta plamena giba prema glavnoj komori izgaranja, gdje upaljuje siromašnu smjesu [23].



Slika 4.3. Prikaz pretkomore izgaranja unutar cilindra [24]

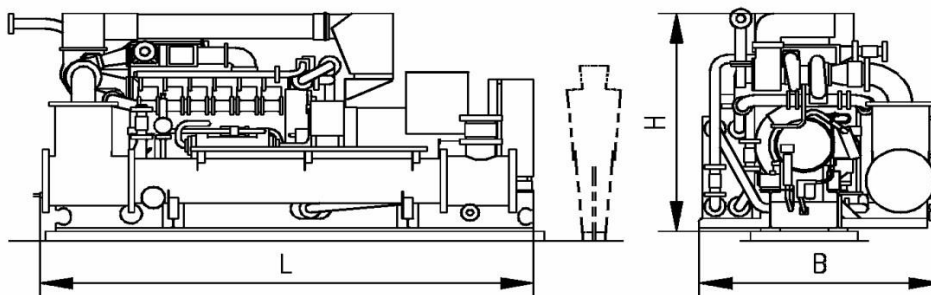
Na tržištu se nude brojna tehnička rješenja plinskih motora mnogih proizvođača: Caterpillar i Cummins iz Sjedinjenih Američkih Država, Wärtsilä iz Finske, Rolls-Royce iz Ujedinjenog Kraljevstva, INNIO Group iz Austrije, MAN i Siemens iz Njemačke, Mitsubishi i Kawasaki iz Japana te Ningbo C.S.I. iz Kine [25]. Za ovo kogeneracijsko postrojenje odabran je

motor austrijskog proizvođača Jenbacher, koji je uz Waukesha-u dio INNIO grupe. Jenbacher je specijaliziran za proizvodnju plinskih motora u svrhu proizvodnje energije. Od svog prvog plinskog motora iz 1957. godine isporučili su više od 25 000 motora u 100 zemalja širom svijeta. U trenutnom portfelju imaju pet serija motora, električnih snaga od 250 kW do 10,6 MW [26]. Odabrani motor dolazi iz serije tipa 3, Jenbacher J312 (oznaka JMS 312 GS-N.L) ukupne električne snage 625 kW (slika 4.4.).



Slika 4.4. Motor Jenbacher J312 [27]

Prema tehničkoj specifikaciji [28], motor može proizvesti toplinsku energiju do snage 731 kW uz ukupnu iskoristivost motora do 86,4%. Proizvođač nudi tri konfiguracije motora: osnovnu varijantu za proizvodnju električne energije, varijantu za kogeneracijsku proizvodnju (uključeni svi izmjenjivači topline) te kontejnersku varijantu spremnu za brzu instalaciju (uključeni razni kontrolni sustavi i sustavi hlađenja te ostala dodatna oprema). Varijanta za kogeneraciju je široka i visoka 2,3 m, dugačka 4,7 m te težine 9400 kg (operacijska težina 9900 kg).



Slika 4.5. Prikaz nacрта i bokocrta motora Jenbacher J312 [28]

4.3. Proračun dimnih plinova

4.3.1. Sastav prirodnog plina

Za vršenje svih daljnjih proračuna dimnih plinova prvo je potrebno poznavati sastav goriva, odnosno udjele pojedinih kemijskih elemenata (sudionika) unutar same smjese goriva. To se može saznati kromatografskom analizom prirodnog plina, čiji su podaci preuzeti sa stranice Plinacro-a [29]. Podaci u tablici 4.1. predstavljaju srednju dnevnu vrijednost molnih udjela pojedinih sudionika u smjesi. Podaci su dobiveni na mjernom mjestu MRS Rijeka Istok stream 1 u razdoblju od 30.5.2024. u 6:00 sati do 31.5.2024. u 6:00 sati.

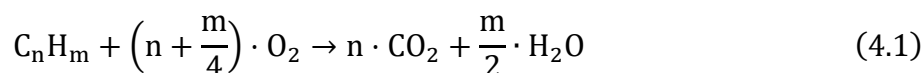
Tablica 4.1. Molni udjeli sudionika prirodnog plina [29]

N2 (mol %)	0,54977	n-C5 (mol %)	0
CO2 (mol %)	0,000234	i-C5 (mol %)	0
C1 (mol %)	92,23297	neo-C5 (mol %)	0
C2 (mol %)	7,186765	C6 (mol %)	-
C3 (mol %)	0,02751	C6+ (mol %)	0
C3+ (mol %)	0,030257	C7 (mol %)	-
n-C4 (mol %)	0,001532	C8 (mol %)	-
i-C4 (mol %)	0,001215	C9+ (mol %)	-

Iz tablice se može vidjeti da je ova smjesa prirodnog plina sastavljena od: dušika (oznaka N2), ugljikovog dioksida (oznaka CO2), metana (oznaka C1, kemijska formula CH₄), etana (oznaka C2, kemijska formula C₂H₆), propana (oznaka C3, kemijska formula C₃H₈), normalnog butana (oznaka n-C4, kemijska formula C₄H₁₀) te izobutana (oznaka i-C4, kemijska formula C₄H₁₀). Oznaka C3+ predstavlja sumu svih ugljikovodika s tri ili više atoma ugljika, stoga se ne uzima u obzir jer su ti ugljikovodici već zasebno predstavljeni u tablici (propan, normalni butan te izobutan).

4.3.2. Izgaranje plinovitog goriva

Izgaranje je egzoterman kemijski proces pri kojem dolazi do oksidacije gorivih elemenata (ugljik, vodik, sumpor) pri čemu se oslobađaju značajne količine toplinske energije. Izgaranjem kemijsku energiju pohranjenu u gorivu pretvaramo u toplinsku energiju uz koju još nastaju i drugi produkti izgaranja (dimni plinovi i drugi ostatci goriva). Da bi uopće došlo do reakcije potrebno je istovremeno prisustvo tri čimbenika: goriva (gorivih elemenata), zraka (kisika) i temperature paljenja [30]. Također, tvari međusobno reagiraju samo u određenim omjerima. Stoga je potrebno poznavati stehiometrijske jednadžbe izgaranja pojedinih gorivih elemenata. Pošto se ova smjesa goriva sastoji samo od ugljikovodika, opća stehiometrijska jednadžba izgaranja ugljikovodika u plinovitim gorivima glasi:

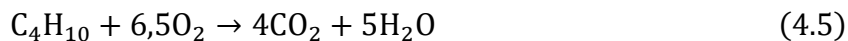
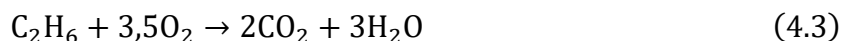


gdje je:

n – broj atoma ugljika u ugljikovodiku

m – broj atoma vodika u ugljikovodiku

Uvrštavanjem broja atoma u jednadžbu 4.1 dobiju se stehiometrijske jednadžbe izgaranja, redom metana, etana, propana i butana (normalni butan i izobutan će se razmatrati skupa, jer imaju istu kemijsku formulu):



4.3.3. Minimalna potrebna količina kisika za izgaranje

Pošto stehiometrijske jednadžbe navedene u prethodnom potpoglavlju nisu praktične za korištenje u praksi, koristiti će se prilagođena jednadžba za minimalno potrebnu količinu kisika za izgaranje:

$$o_m = 0,5 \cdot (r_{CO} + r_{H_2}) + 2 \cdot r_{CH_4} + 3 \cdot r_{C_2H_6} + \sum \left(x + \frac{y}{4}\right) \cdot r_{C_xH_y} - r_{O_2} \quad (4.6)$$

gdje je:

r_i – volumni udio pojedinog sudionika u gorivu

x – broj atoma ugljika u ugljikovodiku

y – broj atoma vodika u ugljikovodiku

Formula zahtjeva uvrštavanje volumnih udjela koji su u plinskim smjesama jednaki molnim udjelima, stoga se u izraz se uvrštavaju podaci o molnim udjelima iz tablice 4.1, te se rješavanjem izraza dobije konačno rješenje:

$$o_m = 2 \cdot 0,92233 + 3 \cdot 0,07187 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,00028 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,00003$$

$$o_m = 2,0618 \frac{m_n^3 O_2}{m_n^3 G}$$

4.3.4. Minimalna i stvarna potrebna količina zraka za izgaranje

Pošto se izgaranje događa uz prisustvo zraka, koji je plinska smjesa kisika i dušika, nakon određivanja minimalno potrebne količine kisika potrebno je odrediti minimalnu količinu zraka potrebnu za izgaranje prema formuli:

$$l_{\min} = \frac{o_m}{0,21} \quad (4.7)$$

Konstanta 0,21 u nazivniku izraza predstavlja volumni udio kisika u zraku (21%). Uvrštavanjem i rješavanjem izraza dobivamo:

$$l_{\min} = \frac{2,0618}{0,21} = 9,8182 \frac{m_n^3}{m_n^3 G}$$

Kako bi se uvijek osigurala potrebna količina zraka u ložištu, minimalna količina zraka za izgaranje množi se s faktorom pretička (viška) zraka čime se dobiva stvarna potrebna količina zraka:

$$l_{stv} = \lambda \cdot l_{\min} \quad (4.8)$$

gdje je:

λ – faktor pretička zraka

Ukoliko je faktor λ manji od 1, izgaranje je nepotpuno zbog nedostatka zraka (kisika) potrebnog za izgaranje. Ukoliko je faktor λ veći od 1, izgaranje se događa uz višak zraka. U oba navedena slučaja nastaju gubici, zbog nepotpunog izgaranja ili zbog osjetne topline koja se gubi izlaskom viška dimnih plinova iz ložišta. Stoga, faktor pretička zraka ne smije biti niti prevelik niti premalen, a u ovom slučaju on će se odrediti prema grafu sa slike 4.2. Iz grafa je vidljivo da motori koji rade na siromašnoj smjesi (izabrani motor Jenbacher J312 radi na siromašnoj smjesi) imaju pretičak zraka veći od 1,6. Stoga će se za vrijednost faktora pretička zraka usvaja se $\lambda = 1,6$. Uvrštavanjem podataka u izraz 4.8. dobivamo:

$$l_{stv} = 1,6 \cdot 9,8182$$

$$l_{stv} = 15,7091 \frac{m_n^3}{m_n^3 G}$$

4.3.5. Količina sudionika smjese dimnih plinova izgaranja

Nakon proračuna podataka potrebnih za izgaranje, na redu je proračun podataka vezanih za dimne plinove. Sastav dimnih plinova ovisi o količini i raspodjeli zraka za izgaranje. U ovom slučaju izgaranje se događa uz dovoljnu količinu i dobru raspodjelu zraka (potpuno izgaranje). Stoga, smjesa dimnih plinova sastoji se od sljedećih sudionika: ugljikovog dioksida (CO_2), kisika (O_2), dušika (N_2) i vodene pare (H_2O). Njihova se količina može izračunati preko sljedećih izraza:

Količina ugljikovog dioksida:

$$[CO_2] = r_{CO_2} + \sum x \cdot r_{C_xH_y} \quad (4.9)$$

$$[CO_2] = r_{CO_2} + 1 \cdot r_{CH_4} + 2 \cdot r_{C_2H_6} + 3 \cdot r_{C_3H_8} + 4 \cdot r_{C_4H_{10}}$$

$$[CO_2] = 0,000002 + 1 \cdot 0,92233 + 2 \cdot 0,07187 + 3 \cdot 0,00028 + 4 \cdot 0,00003$$

$$[CO_2] = 1,0670 \frac{m_n^3}{m_n^3}$$

Količina kisika:

$$[O_2] = 0,21 \cdot (\lambda - 1) \cdot l_{min} \quad (4.10)$$

$$[O_2] = 0,21 \cdot (1,6 - 1) \cdot 9,8182$$

$$[O_2] = 1,2371 \frac{m_n^3}{m_n^3}$$

Količina dušika:

$$[N_2] = 0,79 \cdot \lambda \cdot l_{\min} + r_{N_2} \quad (4.11)$$

$$[N_2] = 0,79 \cdot 1,6 \cdot 9,8182 + 0,00550 = 12,4157 \frac{m_n^3}{m_n^3}$$

Količina vodene pare:

$$[H_2O] = \sum 0,5 \cdot y \cdot r_{C_xH_y} \quad (4.12)$$

$$[H_2O] = 0,5 \cdot 4 \cdot r_{CH_4} + 0,5 \cdot 6 \cdot r_{C_2H_6} + 0,5 \cdot 8 \cdot r_{C_3H_8} + 0,5 \cdot 10 \cdot r_{C_4H_{10}}$$

$$[H_2O] = 0,5 \cdot 4 \cdot 0,92233 + 0,5 \cdot 6 \cdot 0,07187 + 0,5 \cdot 8 \cdot 0,00028 + 0,5 \cdot 10 \cdot 0,00003$$

$$[H_2O] = 2,0615 \frac{m_n^3}{m_n^3}$$

4.3.6. Količina suhих i vlažnih plinova izgaranja

Količina suhих plinova izgaranja predstavlja ukupnu količinu svih dimnih plinova izgaranja umanjenu za količinu vodene pare:

$$V_s = [CO_2] + [O_2] + [N_2] \quad (4.13)$$

$$V_s = 1,0670 + 1,2371 + 12,4157$$

$$V_s = 14,7198 \frac{m_n^3}{m_n^3}$$

Količina vlažnih dimnih plinova izgaranja predstavlja ukupnu količinu svih dimnih plinova, odnosno sumu suhих dimnih plinova i vodene pare:

$$V_{vl} = [CO_2] + [O_2] + [N_2] + [H_2O] = V_s + [H_2O] \quad (4.14)$$

$$V_{vl} = 14,7198 + 2,0615$$

$$V_{vl} = 16,7813 \frac{m_n^3}{m_n^3}$$

4.3.7. Srednja specifična toplina smjese dimnih plinova

Specifična toplina predstavlja količinu topline koju je potrebno dovesti jedinici količine tvari (kg ili kmol) kako bi joj se temperatura povisila za jednu jedinicu temperature (K ili °C). Specifična toplina se mijenja s temperaturom, a pošto smjesa dimnih plinova nema konstantnu

temperaturu, potrebno je odrediti njezinu srednju specifičnu toplinu. Prvi korak je izračun volumnih udjela svih sudionika smjese dimnih plinova prema sljedećim izrazima:

$$r[\text{CO}_2] = \frac{[\text{CO}_2]}{V_{\text{vl}}} = \frac{1,0670}{16,7813} = 0,0636 = 6,36\% \quad (4.15)$$

$$r[\text{O}_2] = \frac{[\text{O}_2]}{V_{\text{vl}}} = \frac{1,2371}{16,7813} = 0,0737 = 7,37\% \quad (4.16)$$

$$r[\text{N}_2] = \frac{[\text{N}_2]}{V_{\text{vl}}} = \frac{12,4157}{16,7813} = 0,7399 = 73,99\% \quad (4.17)$$

$$r[\text{H}_2\text{O}] = \frac{[\text{H}_2\text{O}]}{V_{\text{vl}}} = \frac{2,0615}{16,7813} = 0,1228 = 12,28\% \quad (4.18)$$

Za izračun srednje specifične topline potrebno je poznavati karakteristične temperature dimnih plinova. Prva karakteristična temperatura je ona ohlađenih dimnih plinova, iznosi 180 °C, te je uzeta proizvoljno. Druga karakteristična temperatura je 485 °C, temperatura na kojoj dimni plinovi izlaze iz motora, očitana iz specifikacije odabranog motora [28].

Prije izračuna srednje specifične topline smjese dimnih plinova, potrebno je odrediti srednju specifičnu toplinu svakog sudionika smjese dimnih plinova. Za česte plinove dane su vrijednosti srednjih specifičnih toplina od 0 do 3000 °C (za neke plinove do 1000 °C) u tablici [31]. Vrijednosti su poredane po temperaturama koje su višekratnici broja 100 (0, 100, 200...), pa se srednja specifična toplina za bilo koju drugu temperaturu aproksimira linearnom interpolacijom prema izrazu:

$$C_{\text{pi}}|_0^t = C_{\text{pi}}|_0^{t_{\text{niža}}} + \frac{t - t_{\text{niža}}}{t_{\text{viša}} - t_{\text{niža}}} \cdot (C_{\text{pi}}|_0^{t_{\text{viša}}} - C_{\text{pi}}|_0^{t_{\text{niža}}}) \quad (4.19)$$

gdje je:

t – zadana temperatura

$t_{\text{niža}}$ – temperatura koja je prva niža u tablici od zadane

$t_{\text{viša}}$ – temperatura koja je prva viša u tablici od zadane

Sukladno svemu prethodnom, računati će se srednja specifična toplina svakog sudionika smjese dimnih plinova za dvije karakteristične temperature. Temperature koje su potrebne za izračun prema izrazu 4.19 iznose:

$$\begin{array}{ll}
 t_{1,dp} \text{ viša} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C} & t_{2,dp} \text{ viša} = 500 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 t_{1,dp} = 180 \text{ }^{\circ}\text{C} & t_{2,dp} = 485 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 t_{1,dp} \text{ niža} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C} & t_{2,dp} \text{ niža} = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{array}$$

Srednja specifična toplina cijele smjese za određenu temperaturu predstavlja sumu umnožaka volumnih udjela svakog sudionika u smjesi dimnih plinova s njihovim pripadajućim srednjim specifičnim toplinama:

$$C_{p,s}|_0^t = \sum r_i \cdot C_{pi}|_0^t \quad (4.20)$$

gdje je:

r_i – volumni udio pojedinog sudionika smjese dimnih plinova

Rezultati prethodno opisanog proračuna srednjih specifičnih toplina prema izrazima 4.19 i 4.20 dani su u tablicama 4.2. i 4.3. Volumni udjeli svakog sudionika smjese izračunati su u izrazima od 4.15 do 4.18, a podaci o srednjim specifičnim toplinama za više i niže temperature preuzeti su iz tablice [31].

Tablica 4.2. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 485 °C

Sudionici	r_i	$C_{pi} _0^{400}$	$C_{pi} _0^{500}$	$C_{pi} _0^{485}$	$r_i \cdot C_{pi} _0^{485}$
CO ₂	0,063582975	43,25	44,573	44,37455	2,82146591
O ₂	0,073718526	30,878	31,334	31,2656	2,30485394
N ₂	0,739853138	29,601	29,864	29,82455	22,0657869
H ₂ O	0,122845361	35,09	35,63	35,549	4,36702974
$\sum r_i \cdot C_{pi} _0^{485}$					31,5591365

Tablica 4.3. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 180 °C

Sudionici	r_i	$C_{pi} _0^{100}$	$C_{pi} _0^{200}$	$C_{pi} _0^{180}$	$r_i \cdot C_{pi} _0^{180}$
CO ₂	0,063582975	38,112	40,059	39,6696	2,52231119
O ₂	0,073718526	29,538	29,931	29,8524	2,20067492
N ₂	0,739853138	29,144	29,228	29,2112	21,611998
H ₂ O	0,122845361	33,741	34,118	34,0426	4,18197549
$\sum r_i \cdot C_{pi} _0^{180}$					30,5169596

Rezultati proračuna srednje specifične topline smjese dimnih plinova za dvije karakteristične temperature iznose:

$$C_{p,s}|_0^{485} = 31,5591 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

$$C_{p,s}|_0^{180} = 30,5170 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Srednja specifična toplina smjese dimnih plinova računa se prema izrazu:

$$C_{p,dp}|_{t_{1,dp}}^{t_{2,dp}} = \frac{C_{p,s}|_0^{t_{2,dp}} \cdot t_{2,dp} - C_{p,s}|_0^{t_{1,dp}} \cdot t_{1,dp}}{t_{2,dp} - t_{1,dp}} \quad (4.21)$$

$$C_{p,dp}|_{180}^{485} = \frac{C_{p,s}|_0^{485} \cdot 485 - C_{p,s}|_0^{180} \cdot 180}{485 - 180}$$

$$C_{p,dp}|_{180}^{485} = \frac{31,5591 \cdot 485 - 30,5170 \cdot 180}{485 - 180}$$

$$C_{p,dp}|_{180}^{485} = 32,1742 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

4.3.8. Specifična toplina smjese dimnih plinova

U prethodnom potpoglavlju izračunata je molna srednja specifična toplina smjese dimnih plinova kojoj je mjerna jedinica kJ/kmol K. Za daljnji proračun praktično je znati srednju specifičnu toplinu koja za mjernu jedinicu količine tvari uzima kg, odnosno gdje je mjerna jedinica specifične topline kJ/kg K. Veza ove dvije specifične topline je molna masa smjese dimnih plinova koja se računa prema izrazu:

$$m_{dp} = \sum r_i \cdot m_i \quad (4.22)$$

gdje je:

r_i – volumni udio pojedinog sudionika smjese dimnih plinova

m_i – molna masa pojedinog sudionika smjese dimnih plinova

Volumni udjeli svakog sudionika smjese izračunati su u izrazima od 4.15 do 4.18, dok su molne mase očitane iz tablice srednjih specifičnih toplina [31] i dane u tablici 4.4.

Tablica 4.4. Molne mase sudionika smjese dimnih plinova

Sudionici	m_i
CO ₂	44,01
O ₂	32
N ₂	28,02
H ₂ O	18,016

Uvrštavanjem podataka u izraz 4.22 dobivamo:

$$m_{dp} = r_{CO_2} \cdot m_{CO_2} + r_{O_2} \cdot m_{O_2} + r_{N_2} \cdot m_{N_2} + r_{H_2O} \cdot m_{H_2O}$$

$$m_{dp} = 0,0636 \cdot 44,01 + 0,0737 \cdot 32 + 0,7399 \cdot 28,02 + 0,1228 \cdot 18,016 = 28,1011 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Specifična toplina smjese dimnih plinova po jedinici kg računa se prema izrazu:

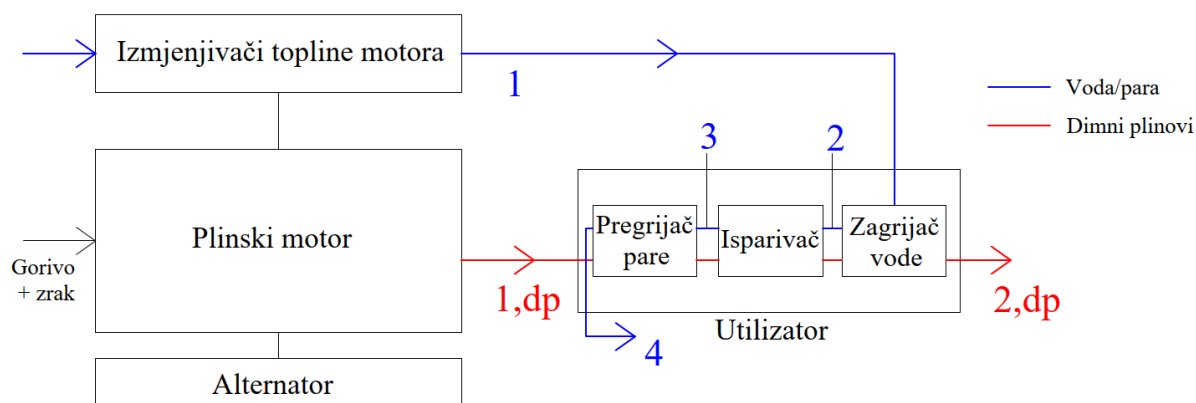
$$c_{p,dp} = \frac{C_{p,dp}}{m_{dp}} \quad (4.23)$$

$$c_{p,dp} = \frac{32,1742}{28,1011} = 1,1449 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

4.4. Toplinski proračun

4.4.1. Karakteristične točke u postrojenju

Za toplinski proračun potrebno je poznavati određene fizikalne veličine u karakterističnim točkama postrojenja. Koncept postrojenja i pozicije karakterističnih točaka prikazane su na slici 4.6.



Slika 4.6. Koncept postrojenja

Ideja je da se napojna voda prvo predgrijava toplinom koju motor proizvodi svojim radom. Nakon toga ulazi u utilizator u kojemu se toplina dimnih plinova motora predaje napojnoj vodi kako bi postala para.

Temperatura, tlak i protok pare u točki 4, na izlasku iz utilizatora, zadani su te iznose:

$$t_4 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_4 = 5 \text{ bar}$$

$$\dot{D}_4 = \dot{D}_p = 200 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Tlak i protok pare će biti jednaki kroz sve četiri karakteristične točke.

Fizikalna veličina koja nam omogućuje praktičan izračun topline naziva se entalpija. Za točku 4, specifična entalpija će se očitati iz tablice pregriijane pare [32] za tlak od 5 bara i temperaturu od 250 °C, kao što je prikazano u tablici 4.5.

Tablica 4.5. Izvadak iz tablice pregriijane pare [32]

Tablica 3.4 Pregriijana vodena para (H₂O) (nastavak)

Temperatura t °C	2,5 bar			3,0 bar			4,0 bar			5,0 bar		
	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)
0	0,0010000	0,2	0,0000	0,0010000	0,3	0,0000	0,0010000	0,5	0,0000	0,0009999	0,6	0,0000
20	0,0010017	84,0	0,2964	0,0010017	84,1	0,2964	0,0010017	84,1	0,2964	0,0010016	84,2	0,2964
40	0,0010078	167,6	0,5716	0,0010078	167,7	0,5716	0,0010078	167,7	0,5716	0,0010077	167,8	0,5716
50	0,0010120	209,4	0,7032	0,0010120	209,5	0,7031	0,0010120	209,5	0,7030	0,0010119	209,6	0,7029
60	0,0010170	251,2	0,8305	0,0010170	251,3	0,8304	0,0010170	251,3	0,8303	0,0010169	251,4	0,8302
80	0,0010289	335,0	1,0747	0,0010288	335,1	1,0746	0,0010288	335,1	1,0745	0,0010287	335,1	1,0744
100	0,0010434	419,0	1,3067	0,0010434	419,1	1,3066	0,0010433	419,1	1,3063	0,0010433	419,1	1,3063
120	0,0010603	503,7	1,5269	0,0010602	503,7	1,5268	0,0010602	503,7	1,5265	0,0010601	503,7	1,5265
140	0,7445	2745	7,118	0,6171	2740	7,025	0,0010798	589,1	1,738	0,0010797	589,1	1,738
150	0,7647	2766	7,168	0,6344	2762	7,077	0,4709	2745	6,928	0,0010906	632,1	1,840
160	0,7845	2787	7,216	0,6512	2783	7,126	0,4840	2776	6,980	0,3839	2767	6,864
180	0,8234	2827	7,308	0,6838	2824	7,218	0,5094	2818	7,077	0,4047	2812	6,965
200	0,8618	2867	7,395	0,7161	2864	7,306	0,5341	2859	7,166	0,4249	2854	7,056
220	0,9000	2908	7,478	0,7482	2905	7,389	0,5585	2900	7,251	0,4448	2896	7,141
240	0,9380	2948	7,557	0,7802	2946	7,470	0,5827	2941	7,332	0,4644	2937	7,224
250	0,9570	2968	7,596	0,7961	2966	7,509	0,5948	2962	7,371	0,4742	2958	7,264
260	0,9758	2988	7,634	0,8120	2986	7,547	0,6068	2982	7,410	0,4839	2979	7,304
280	1,0133	3029	7,709	0,8436	3027	7,623	0,6307	3023	7,486	0,5031	3020	7,380

Očitana entalpija iznosi:

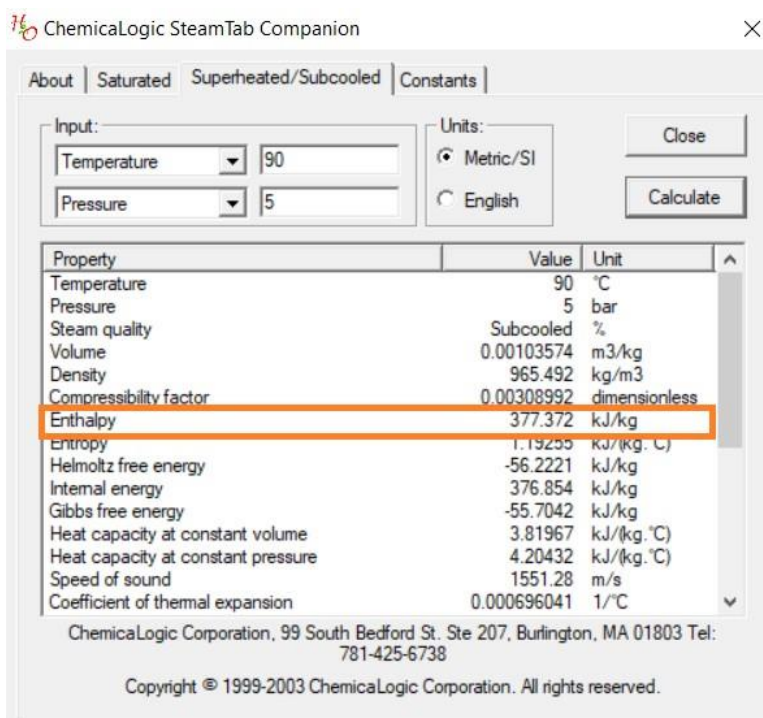
$$h_4 = 2958 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Računati će se i topline predane u svakom dijelu utilizatora. Za taj dio proračuna potrebne su specifične entalpije u točkama 1, 2 i 3. Kako bi se očitala entalpija za točku 1 iz tablice pregriijane pare, potrebni su temperatura i tlak. Tlak je poznat (5 bar), dok će se temperatura očitati iz tehničke specifikacije motora [28]. Temperatura na ulazu u utilizator jednaka je temperaturi rashladne vode na izlazu motora te iznosi:

$$t_1 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pošto u tablici pregrijane pare nisu navedene vrijednosti za 90 °C, vrijednost specifične entalpije može se aproksimirati linearnom interpolacijom ili se može upotrijebiti jedan od računalnih programa za izračun vrijednosti stanja pare. Jedan takav program je ChemicalLogic SteamTab Companion, pomoću kojeg je očitana vrijednost specifične entalpije za točku 1 (slika 4.7.):

$$h_1 = 377,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



Slika 4.7. Prikaz očitavanja specifične entalpije iz programa SteamTab Companion

Specifične entalpije prije i poslije isparivača (točke 2 i 3) mogu se saznati preko tablice zasićene pare [33]. Za razliku od tablice pregrijane pare, ovdje je potrebno poznavati samo jednu veličinu (tlak ili temperatura) jer se izobara i izoterma u zasićenom području preklapaju. Poznat je tlak od 5 bar te se iz tablice 4.6. može očitati temperatura i specifične entalpije za točke 2 i 3:

Tablica 4.6. Izvadak iz tablice zasićene pare [33]

Tablica 3.2

Zasićena vodena para (H₂O) (pri danom tlaku) (nastavak)

Tlak p bar	Tempera- tura t_s °C	Specifični volumen		Gustoća		Specifična entalpija		Toplina isparivanja r kJ/kg	Specifična entropija	
		Kaplje- vine v' m ³ /kg	Pare v'' m ³ /kg	Kaplje- vine ρ' kg/m ³	Pare ρ'' kg/m ³	Kaplje- vine h' kJ/kg	Pare h'' kJ/kg		Kaplje- vine s' kJ/(kg K)	Pare s'' kJ/(kg K)
5.0	151.84	0.0010927	0.3747	915,2	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
5,2	153,32	0,0010943	0,3612	913,8	2,769	646,5	2750	2104	1,875	6,809
5,4	154,76	0,0010960	0,3485	912,4	2,869	652,7	2752	2099	1,890	6,796
5,6	156,16	0,0010976	0,3368	911,1	2,969	658,8	2754	2095	1,904	6,784
5,8	157,52	0,0010992	0,3258	909,8	3,069	664,7	2755	2090	1,918	6,772

Temperatura je za obje točke ista, dok se specifična entalpija za točku 2 očitava iz stupca za kapljevine (na ulasku u isparivač voda je još uvijek vrela kapljevine), a za točku 3 iz stupca za pare (voda je nakon isparivanja suhozasićena para):

$$t_2 = t_3 = 151,84 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 640,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 = 2749 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Iz tehničke specifikacije motora očitani su još i protok dimnih plinova koji iznosi:

$$\dot{D}_{dp} = 3358 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Svi dosad očitani podaci iz tehničke specifikacije motora prikazani su u tablici 4.7.

Tablica 4.7. Izvadak iz tehničke specifikacije motora [28]

Additional information:		
Sound pressure level (engine, average value 1m)	dB(A)	95
Sound pressure level exhaust gas (1m, 30° off engine)	dB(A)	115
Exhaust gas mass flow rate, wet	kg/h	3.358
Exhaust gas volume, wet	Nm³/h	2.656
Max. admissible exhaust back pressure after engine	mbar	60
Exhaust gas temperature at full load	°C [8]	485
Combustion air mass flow rate	kg/h	3.245
Combustion air volume	Nm³/h	2.510
Max. inlet cooling water temp. (intercooler)	°C	40
Max. pressure drop in front of intake-air filter	mbar	10
Return temperature	°C	70
Forward temperature	°C	90
Hot water flow rate	m³/h	31,4

4.4.2. Potrebna toplinska energija

Snaga toplinske energije koja je potrebna za proizvodnju pare zadanih parametara računa se između stanja pare na izlazu i ulazu utilizatora (između točaka 4 i 1) prema izrazu:

$$\dot{Q}_{\text{potr}} = \dot{D}_p \cdot (h_4 - h_1) \quad (4.24)$$

Pošto je protok pare zadan u kg/h, a mjerna jedinica za snagu toplinske energije (kW = kJ/s) zahtijeva unos protoka u kg/s, zadani se protok dijeli s 3600 (1 h = 3600 s) čime dobivamo:

$$\dot{Q}_{\text{potr}} = \frac{200}{3600} \cdot (2958 - 377,4)$$

$$\dot{Q}_{\text{potr}} = 143,37 \text{ kW}$$

4.4.3. Toplinska energija u utilizatoru

Snaga toplinske energije sadržana u dimnim plinovima iz ispuha motora, odnosno dobivena iz dimnih plinova u utilizatoru, računa se između stanja dimnih plinova na ulazu i izlazu u utilizator (između točaka 2,dp i 1,dp) prema izrazu:

$$\dot{Q}_{\text{UT}} = \dot{D}_{\text{dp}} \cdot c_{\text{p,dp}} \cdot (t_{2,\text{dp}} - t_{1,\text{dp}}) \cdot \eta_{\text{UT}} \quad (4.25)$$

gdje je:

$$\eta_{\text{UT}} - \text{iskoristivost utilizatora, uzeto } \eta_{\text{UT}} = 0,9$$

Uvrštavanjem u izraz dobivamo:

$$\dot{Q}_{\text{UT}} = \frac{3358}{3600} \cdot 1,1449 \cdot (485 - 180) \cdot 0,9$$

$$\dot{Q}_{\text{UT}} = 293,16 \text{ kW}$$

Iz rezultata proračuna, vidljivo je da je snaga toplinske energije dobivene iz dimnih plinova u utilizatoru mnogo veća od snage toplinske energije potrebne za proizvodnju pare. Stoga će ovaj višak topline preuzeti dimni plinovi. Pošto će manje topline predati vodi, temperatura dimnih plinova na izlasku iz utilizatora će biti viša od pretpostavljenih 180 °C. Postavljanjem bilance topline potrebne za proizvodnju pare i topline u utilizatoru saznati će se nova temperatura dimnih plinova na izlasku iz utilizatora:

$$\dot{D}_{\text{dp}} \cdot c_{\text{p,dp}} \cdot (t_{2,\text{dp}} - t_{1,\text{dp}}) \cdot \eta_{\text{UT}} = \dot{D}_{\text{p}} \cdot (h_4 - h_1) \quad (4.26)$$

Nakon što se iz izraza 4.26 izrazi tražena temperatura dimnih plinova dobiva se:

$$t_{1,\text{dp}} = t_{2,\text{dp}} - \frac{\dot{D}_{\text{p}} \cdot (h_4 - h_1)}{\dot{D}_{\text{dp}} \cdot c_{\text{p,dp}} \cdot \eta_{\text{UT}}}$$

$$t_{1,dp} = 485 - \frac{\frac{200}{3600} \cdot (2958 - 377,4)}{\frac{3358}{3600} \cdot 1,1449 \cdot 0,9}$$

$$t_{1,dp} = 335,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pošto će temperatura dimnih plinova na izlazu iz utilizatora biti viša od početno pretpostavljene, povisiti će se i inicijalno pretpostavljena srednja specifična toplina dimnih plinova. Stoga će se usvojiti nešto niža temperatura od proračunate koja iznosi:

$$t_{1,dp} = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ponoviti će se proračun srednje specifične topline smjese dimnih plinova za novu temperaturu opisan u potpoglavlju 4.3.7. Nove temperature potrebne za izračun prema izrazu 4.19. iznose:

$$t_{1,dp} \text{ viša} = 400 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{1,dp} \text{ niža} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Novi rezultat proračuna prema izrazima 4.19 i 4.20 dan je u tablici 4.8. Volumni udjeli svakog sudionika smjese izračunati su u izrazima od 4.15 do 4.18, a podaci o srednjim specifičnim toplinama za više i niže temperature preuzeti su iz tablice [31].

Tablica 4.8. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 330 °C

Sudionici	r_i	$C_{pi} _0^{300}$	$C_{pi} _0^{400}$	$C_{pi} _0^{330}$	$r_i \cdot C_{pi} _0^{330}$
CO ₂	0,063582975	41,755	43,25	42,2035	2,68342409
O ₂	0,073718526	30,4	30,878	30,5434	2,25161442
N ₂	0,739853138	29,383	29,601	29,4484	21,7874911
H ₂ O	0,122845361	34,575	35,09	34,7295	4,26635797
$\sum r_i \cdot C_{pi} _0^{330}$					30,9888876

Srednja specifična toplina smjese dimnih plinova od 330 °C iznosi:

$$C_{p,s}|_0^{330} = 30,9889 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Nova srednja specifična toplina smjese dimnih plinova računa se prema izrazu 4.21. Uvrštavanjem u izraz dobivamo:

$$C_{p,dp}|_{330}^{485} = \frac{C_{p,s}|_0^{485} \cdot 485 - C_{p,s}|_0^{330} \cdot 330}{485 - 330}$$

$$C_{p,dp}|_{330}^{485} = \frac{31,5591 \cdot 485 - 30,9889 \cdot 330}{485 - 330} = 32,7732 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Nova specifična toplina smjese dimnih plinova po jedinici kg računa se prema izrazu 4.23. Uvrštavanjem u izraz dobivamo:

$$c_{p,dp} = \frac{32,7732}{28,1011} = 1,1663 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Nova snaga toplinske energije sadržana u dimnim plinovima iz ispuha motora računa se prema izrazu 4.25. Uvrštavanjem u izraz dobivamo:

$$\dot{Q}_{UT} = \frac{3358}{3600} \cdot 1,1663 \cdot (485 - 330) \cdot 0,9$$

$$\dot{Q}_{UT} = 151,76 \text{ kW}$$

4.4.4. Provjera dodatnog loženja

Za utilizacijski sustav treba utvrditi hoće li biti potrebno dodatno loženje u struji dimnih plinova kojim će se nadomjestiti nedostatak toplinske energije potrebne za proizvodnju pare. Provjera se vrši prema dva uvjeta. Pri uvjet jest taj da snaga toplinske energije dobivene iz dimnih plinova u utilizatoru mora biti veća od snage toplinske energije potrebne za proizvodnju pare:

$$\dot{Q}_{UT} > \dot{Q}_{potr} \quad (4.27)$$

$$151,76 \text{ kW} > 150,32 \text{ kW}$$

Vidljivo je da je prvi uvjet zadovoljen.

Drugi uvjet je pozitivan temperaturni gradijent između dimnih plinova i vode na izlasku iz zagrijača:

$$\Delta T = T_{dp,ZV} - T_2 \quad (4.28)$$

gdje je:

$T_{dp,ZV}$ – temperatura dimnih plinova na izlasku iz zagrijača vode

T_2 – temperatura napojne vode na izlasku iz zagrijača vode (točka 2), $t_2 = 151,84^\circ\text{C} \rightarrow$

$T_2 = 424,84 \text{ K}$

Kako je temperatura dimnih plinova na izlasku iz zagrijača vode nepoznata, odrediti će se postavljanjem bilance topline dimnih plinova i vode za taj dio:

$$\dot{D}_{dp} \cdot c_{p,dp} \cdot (T_{dp,zv} - T_{1,dp}) = \dot{D}_p \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.29)$$

gdje je:

$$T_{1,dp} - \text{temperatura ohlađenih dimnih plinova, } t_{1,dp} = 330 \text{ °C} \rightarrow T_{1,dp} = 603 \text{ K}$$

Nakon što se iz izraza 4.29 izrazi tražena temperatura dimnih plinova dobiva se:

$$T_{dp,zv} = T_{1,dp} + \frac{\dot{D}_p \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{D}_{dp} \cdot c_{p,dp}}$$

$$T_{dp,zv} = 603 + \frac{\frac{200}{3600} \cdot (640,1 - 377,4)}{\frac{3358}{3600} \cdot 1,1663}$$

$$T_{dp,zv} = 616,42 \text{ K}$$

Uvrštavanjem u izraz 4.28 dobivamo:

$$\Delta T = T_{dp,zv} - T_2$$

$$\Delta T = 616,42 - 424,84$$

$$\Delta T = 191,58 \text{ K}$$

Dobiven je pozitivan temperaturni gradijent, zadovoljen je i drugi uvjet te dodatno loženje nije potrebno

4.4.5. Topline predane u utilizatoru

Snaga toplinske energije koja je s dimnih plinova predana radnom mediju (napojnoj vodi) u zagrijaču vode računa se između stanja u karakterističnim točkama 2 i 1 prema izrazu:

$$\dot{Q}_{zv} = \dot{D}_p \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.30)$$

$$\dot{Q}_{zv} = \frac{200}{3600} \cdot (640,1 - 377,4)$$

$$\dot{Q}_{zv} = 14,59 \text{ kW}$$

Snaga toplinske energije koja je s dimnih plinova predana radnom mediju u isparivaču računa se između stanja u karakterističnim točkama 3 i 2 prema izrazu:

$$\dot{Q}_{\text{isp}} = \dot{D}_p \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_{\text{isp}} = \frac{200}{3600} \cdot (2749 - 640,1)$$

$$\dot{Q}_{\text{isp}} = 117,16 \text{ kW}$$

Snaga toplinske energije koja je s dimnih plinova predana radnom mediju (pari) u pregrijaču pare računa se između stanja u karakterističnim točkama 4 i 3 prema izrazu:

$$\dot{Q}_{\text{preg}} = \dot{D}_p \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_{\text{preg}} = \frac{200}{3600} \cdot (2958 - 2749)$$

$$\dot{Q}_{\text{preg}} = 11,16 \text{ kW}$$

Sumiranjem rezultata dobivenim izrazima 4.30, 4.31 i 4.32 dobiva se snaga toplinske energije potrebne za proizvodnju pare, čime se potvrđuje ispravnost proračuna iz izraza 4.24:

$$\dot{Q}_{\text{potr}} = \dot{Q}_{\text{zv}} + \dot{Q}_{\text{isp}} + \dot{Q}_{\text{preg}} \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{\text{potr}} = 14,59 + 117,16 + 11,61$$

$$\dot{Q}_{\text{potr}} = 143,37 \text{ kW}$$

4.4.6. t-Q dijagram

Dijagram ovisnosti temperature o toplini, ili t-Q dijagram, predstavlja izvrstan alat za analizu postrojenja koji za generator pare koriste utilizator. Dijagramom grafički prikazujemo snagu toplinske energije dimnih plinova i snagu toplinske energije predane radnom mediju kroz dvije linije. Ukoliko se one u bilo kojoj točki sijeku, temperatura dimnih plinova nije dovoljna za proizvodnju pare željenih parametara. Najkritičnija točka (eng. *pinch point*) je ona na izlazu iz zagrijača vode, te je upravo u toj točki razmak između dviju linija najmanji. Ukoliko se linije ne završavaju u istoj vrijednosti apscise, proizvedena toplina nije dostatna za proizvodnju pare ili je ima viška. Uzimajući u obzir prethodna dva pravila, pogledom na dijagram odmah možemo utvrditi imamo li dovoljno topline i temperature za proizvodnju pare, tj. ima li potrebe za dodatnim loženjem. Korištenjem alata koji imaju mogućnost dinamičkog prikaza grafova (naprimjer Excel), može se vidjeti utječe li promjena parametara dimnih plinova i/ili pare na mogućnost proizvodnje željene toplinske energije.

Za izradu dijagrama koristiti će se već izračunati podaci o temperaturama i toplinama dimnih plinova i radnog medija (vode/vodene pare). Podaci za svaku točku su prikazani u tablicama 4.9. i 4.10.

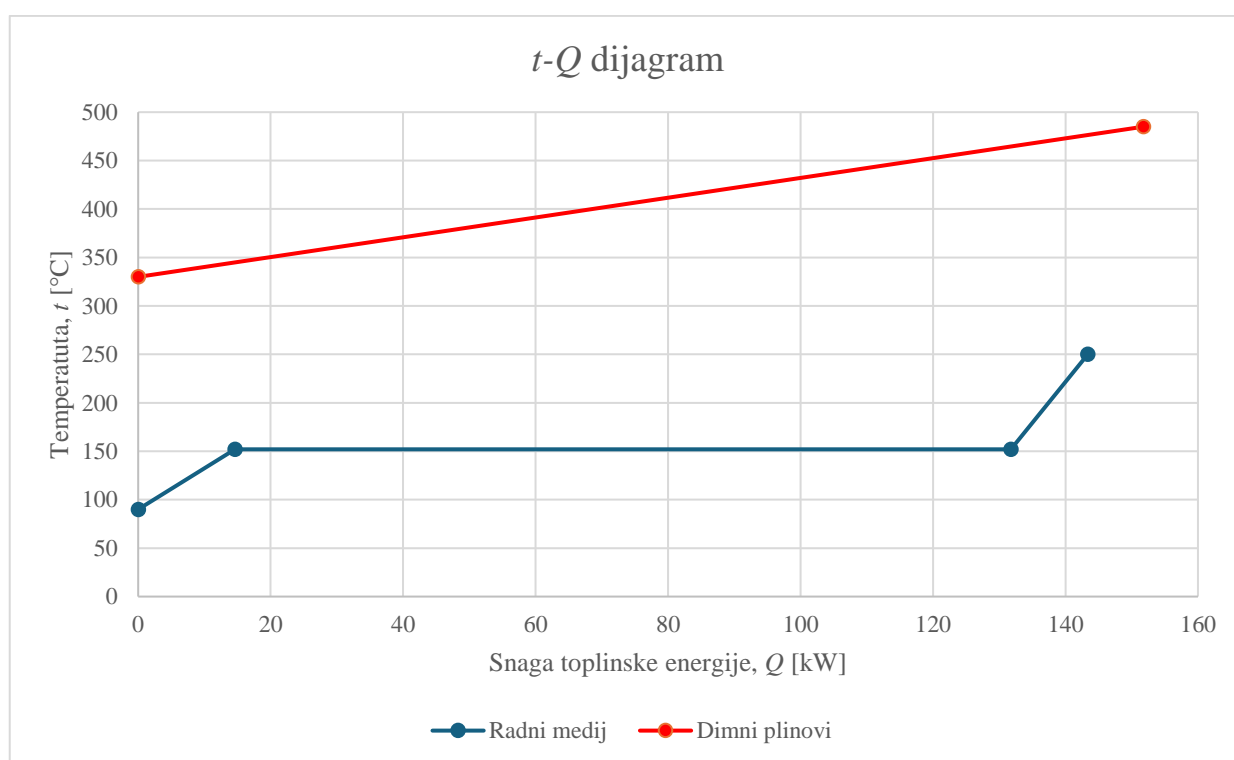
Tablica 4.9. Podaci za točke linije radnog medija

Točke	1	2	3	4
t [°C]	90	151,84	151,84	250
\dot{Q} [kW]	0	14,59	131,76	143,37

Tablica 4.10. Podaci za točke linije dimnih plinova

Točke	1	2
t [°C]	330	485
\dot{Q} [kW]	0	151,76

Temeljem podataka iz tablica 4.8. i 4.9. konstruiran je t-Q dijagram prikazan na slici 4.8.



Slika 4.8. t-Q dijagram

Analizom dijagrama potvrđuje se proračun iz potpoglavlja 4.4.4. Linije se ne sijeku u niti jednoj točki, vidljiv je pozitivan gradijent temperatura u kritičnoj točki izračunat izrazom 4.28. Linja snage toplinske energije dimnih plinova duža je od linije snage toplinske energije predane vodi, proizvodi se dovoljno topline za proizvodnju pare što je potvrđeno izračunom izraza 4.27.

4.5. Proračun potrošnje goriva

4.5.1. Donja ogrjevna moć goriva

Ogrjevna moć predstavlja količinu topline koja nastaje izgaranjem jedinice količine goriva. Razlikuju se dvije vrste ogrjevnih moći. Gornja ogrjevna moć uzima u obzir oslobođenu toplinu kondenzacije vodene pare kada se plinovi izgaranja ohlade na temperaturu nižu od temperature kondenzacije. Donja ogrjevna moć ne uzima u obzir toplinu kondenzacije (dimni plinovi ohlađeni na temperaturi višoj od temperature kondenzacije vodene pare) [34]. Unatoč tome što postoji iskoristiva toplinska energija dobivena kondenzacijom, u inženjerskoj praksi najčešće se koristi donja ogrjevna moć jer kondenzacija vode može predstavljati problem (korozija). Rijetki primjer iskorištavanja topline kondenzacije su kondenzacijski kotlovi u sustavima grijanja.

Donja ogrjevna moć gorive plinske smjese računa se prema sljedećem izrazu:

$$H_d = \sum r_i \cdot H_{di} \quad (4.34)$$

gdje je:

r_i – volumni udio pojedinog sudionika u gorivu, očitano iz tablice 4.1.

H_{di} – gornja ogrjevna moć pojedinog sudionika u gorivu, očitano iz tablice 4.11.

Tablica 4.11. Donja ogrjevna moć plinova [35]

PLIN	SAŽETA FORMULA	H_d [kJ/kmol]	m [kg/kmol]
acetilen	C_2H_2	1 265 418	26,04
benzol	C_6H_6	3 143 156	78,11
i-butan (izobutan)	C_4H_{10}	2 648 235	58,12
n-butan (butan)	C_4H_{10}	2 654 934	58,12
butilen	C_4H_8	2 549 677	56,11
etan	C_2H_6	1 425 731	30,07
etilen	C_2H_4	1 333 454	28,05
metan	CH_4	800 893	16,03
propan	C_3H_8	2 041 400	44,1
propilen	C_3H_6	1 937 358	42,08
ugljični monoksid	CO	283 446	28,01
vodik	H_2	241 118	2,016

S obzirom da je ogrjevna moć za normalan butan i izobutan različita, uzeti će se u obzir volumni udio izobutana iz tablice 4.1. Uvrštavanjem podataka u izraz 4.34 dobivamo:

$$H_d = H_{dCH_4} \cdot r_{CH_4} + H_{dC_2H_6} \cdot r_{C_2H_6} + H_{dC_3H_8} \cdot r_{C_3H_8} + H_{dn-C_4H_{10}} \cdot r_{n-C_4H_{10}} + H_{di-C_4H_{10}} \cdot r_{i-C_4H_{10}}$$

$$H_d = 800893 \cdot 0,92233 + 1425731 \cdot 0,07187 + 2041400 \cdot 0,00028 + 2654934 \cdot 0,00002 + 2648235 \cdot 0,00001$$

$$H_d = 841785,8005 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Kako bi se dobila donja ogrjevna moć po jedinici kg, prethodno dobiveni rezultat dijeli se s molnom masom goriva prema izrazu:

$$H_d = \frac{H_d \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right]}{m_g} \quad (4.35)$$

gdje je:

m_g – molna masa goriva, očitana iz kromatografske analize plina [29] te iznosi 17,126 kg/kmol

Uvrštavanjem podataka dobiva se:

$$H_d = \frac{841785,8005}{17,126} = 49152,5050 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.5.2. Specifična i masena potrošnja goriva

Kako bi se izračunala masena potrošnja goriva, potrebno je poznavati specifičnu potrošnju goriva motora, koja je očitana iz tehničke specifikacije motora [28] (tablica 4.12.).

Tablica 4.12. Izvadak iz specifikacije motora, specifična potrošnja goriva [28]

Engine data:		
Engine type		J 312 GS-C05
Configuration		V 70°
No. of cylinders		12
Bore	mm	135
Stroke	mm	170
Piston displacement	lit	29,20
Nominal speed	rpm	1.500
Mean piston speed	m/s	8,5
Mean effe. press. at stand. power and nom. sp	bar	17,70
Compression ratio	Epsilon	11,8
ISO standard fuel stop power ICFN	kW	646
Spec. fuel consumption of engine	kWh/kWh	2,43
Specific lube oil consumption	g/kWh	0,30
Weight dry	kg	3.500
Filling capacity lube oil	lit	230
Based on methane number	MZ	70

Specifična potrošnja goriva motora u jedinici kg/kWh dobiva se tako da se očitana specifična potrošnja iz tablice $B_{sp} = 2,43 \text{ kWh/kWh}$ podijeli s donjom ogrjevnom moći goriva:

$$B_{sp} = \frac{B_{sp} \left[\frac{\text{kWh}}{\text{kWh}} \right]}{H_d} \quad (4.36)$$

Skraćivanjem mjernih jedinica za ovaj izraz dobiju se $\frac{\text{h kg}}{\text{kWh s}}$. Kako bi se sat u brojniku i sekunda u nazivniku pokratili, brojnik će se pomnožiti s 3600 (1 h = 3600 s), čime se dobiva:

$$B_{sp} = \frac{2,43 \cdot 3600}{49152,5050}$$

$$B_{sp} = 0,1780 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

Masena potrošnja motora dobiva se množenjem specifične potrošnje s snagom električne energije koju motor proizvodi $P_{el} = 625 \text{ kW}$:

$$B = B_{sp} \cdot P_{el} \quad (4.37)$$

$$B = 0,1780 \cdot 625$$

$$B = 111,2354 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

4.6. Proračun energetske bilance

4.6.1. Energija dovedena gorivom

Proračunom energetske bilance utvrđuje se količina energije koja je dovedena u promatrani sustav te njezinu pretvorbu kroz isti, bilo kroz korisne oblike energije ili kroz gubitke. Prva točka proračuna energetske bilance je izračun snage energije dovedene gorivom prema izrazu:

$$\dot{Q}_{dov} = B \cdot H_d \quad (4.38)$$

$$\dot{Q}_{dov} = \frac{111,2354}{3600} \cdot 49152,5050$$

$$\dot{Q}_{dov} = 1518,75 \text{ kW}$$

4.6.2. Električna iskoristivost

Iskoristivost električne energije koja se dobije iz energije dovedene gorivom računa se:

$$\eta_e = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{dov}} \quad (4.39)$$
$$\eta_e = \frac{625}{1518,75}$$
$$\eta_e = 0,4115 = 41,15\%$$

4.6.3. Toplinska iskoristivost

Iskoristivost toplinske energije koja se dobije iz energije dovedene gorivom računa se:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{potr}}{\dot{Q}_{dov}} \quad (4.40)$$
$$\eta_t = \frac{143,37}{1518,75}$$
$$\eta_t = 0,0944 = 9,44\%$$

4.6.4. Gubici osjetne topline dimnih plinova

Nakon što su dimni plinovi izvršili svoju funkciju u utilizatoru, odvođe se u dimnjak s temperaturom višom od okolne, čime se gubi toplinska energija koja se mogla teoretski iskoristiti. Snaga ove osjetne topline računa se prema sljedećem izrazu:

$$\dot{Q}_{osj} = \dot{D}_{dp} \cdot c_{p,dp \text{ izl}} \cdot (t_{1,dp} - t_{ok}) \quad (4.41)$$

gdje je:

t_{ok} – temperatura okoline, usvojeno $t_{ok} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$c_{p,dp \text{ izl}}$ – specifična toplina dimnih plinova na izlazu utilizatora, računa se kao srednja specifična toplina od t_{ok} do $t_{1,dp}$, može se aproksimirati tako da se računa od $0 \text{ }^\circ\text{C}$ do $t_{ok} + t_{1,dp}$

Proračun specifične topline smjese dimnih plinova na izlazu jednak je onom opisanom u potpoglavljima 4.3.7. i 4.3.8. Temperature potrebne za izračun prema izrazu 4.19. iznose:

$$t_{dp \text{ izl viša}} = 400 \text{ °C}$$

$$t_{dp \text{ izl}} = t_{ok} + t_{1,dp} = 330 + 20 = 350 \text{ °C}$$

$$t_{dp \text{ izl niža}} = 300 \text{ °C}$$

Rezultat proračuna prema izrazima 4.19 i 4.20 dan je u tablici 4.13. Volumni udjeli svakog sudionika smjese izračunati su u izrazima od 4.15 do 4.18, a podaci o srednjim specifičnim toplinama za više i niže temperature preuzeti su iz tablice [31].

Tablica 4.13. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 350 °C

Sudionici	r_i	$C_{pi} _0^{300}$	$C_{pi} _0^{400}$	$C_{pi} _0^{350}$	$r_i \cdot C_{pi} _0^{350}$
CO ₂	0,063582975	41,755	43,25	42,5025	2,7024354
O ₂	0,073718526	30,4	30,878	30,639	2,25866191
N ₂	0,739853138	29,383	29,601	29,492	21,8197487
H ₂ O	0,122845361	34,575	35,09	34,8325	4,27901104
$\sum r_i \cdot C_{pi} _0^{350}$					31,0598571

Srednja specifična toplina smjese dimnih plinova od 350 °C iznosi:

$$C_{p,s}|_0^{350} = 31,0599 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Specifična toplina smjese dimnih plinova na izlazu utilizatora po jedinici kg računa se prema izrazu 4.23. Uvrštavanjem u izraz dobivamo:

$$c_{p,dp \text{ izl}} = \frac{C_{p,s}|_0^{350}}{m_{dp}}$$

$$c_{p,dp \text{ izl}} = \frac{31,0599}{28,1011}$$

$$c_{p,dp \text{ izl}} = 1,1053 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Uvrštavanjem u izraz 4.41 dobivamo:

$$\dot{Q}_{osj} = \frac{3358}{3600} \cdot 1,1053 \cdot (330 - 20)$$

$$\dot{Q}_{osj} = 340,23 \text{ kW}$$

Gubici osjetne topline računaju se prema izrazu:

$$gub_{osj} = \frac{\dot{Q}_{osj}}{\dot{Q}_{dov}} \quad (4.42)$$

$$gub_{osj} = \frac{340,23}{1518,75}$$

$$gub_{osj} = 0,2240 = 22,40\%$$

4.6.5. Ostali gubici

Ostali gubici postrojenja (mehanički gubici, gubici zračenja motora, utilizatora...) procijenjeni su na 5% ukupne energije dovedene gorivom:

$$gub_{ost} = 0,05 \cdot \dot{Q}_{dov} \quad (4.43)$$

$$gub_{ost} = 0,05 \cdot 1518,75$$

$$gub_{ost} = 75,94 \text{ kW}$$

4.6.6. Gubici rashladne vode

Ostala je još jedna velika kategorija gubitaka, a to su gubici topline koji su odvedeni rashladnom vodom sustava (turbopuhalo, ulje motora i rashladna voda motora). Snaga toplinske energije odvedene rashladnom vodom sustava računa se tako da se od ukupno dovedene energije oduzmu dobivena energija i gubici:

$$\dot{Q}_{rv} = \dot{Q}_{dov} - P_{el} - \dot{Q}_{potr} - \dot{Q}_{osj} - gub_{ost} \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{rv} = 1518,75 - 625 - 143,37 - 340,23 - 75,94$$

$$\dot{Q}_{rv} = 334,22 \text{ kW}$$

Gubitak energije rashladne vode računa se prema izrazu:

$$gub_{rv} = \frac{\dot{Q}_{rv}}{\dot{Q}_{dov}} \quad (4.45)$$

$$gub_{rv} = \frac{334,22}{1518,75}$$

$$gub_{rv} = 0,2201 = 22,01\%$$

4.6.7. Iskoristivost sustava

Iskoristivost sustava omjer je dobivene korisne energije i energije dovedene gorivom:

$$\eta = \eta_e + \eta_t \quad (4.46)$$

$$\eta = 0,4115 + 0,0944$$

$$\eta = 0,5059 = 50,59\%$$

Kada se u obzir uzme reklamirana iskoristivost od 86,4%, sustav ispada neefikasan. Glavni razlog tomu je velika količina toplinske energije koja se odbacuje u okolinu preko rashladne vode sustava. Ova se energija može upotrijebiti u svrhe grijanja određenog prostora, ali i predstavlja odličan manevarski prostor za budućnost. Ukoliko postrojenje bude zahtijevalo veću količinu pare i/ili povećanje njezine kvalitete, sustav je uz malene preinake spreman odgovoriti na postavljene izazove. Uzeći u obzir gubitke rashladne vode, maksimalna iskoristivost sustava je:

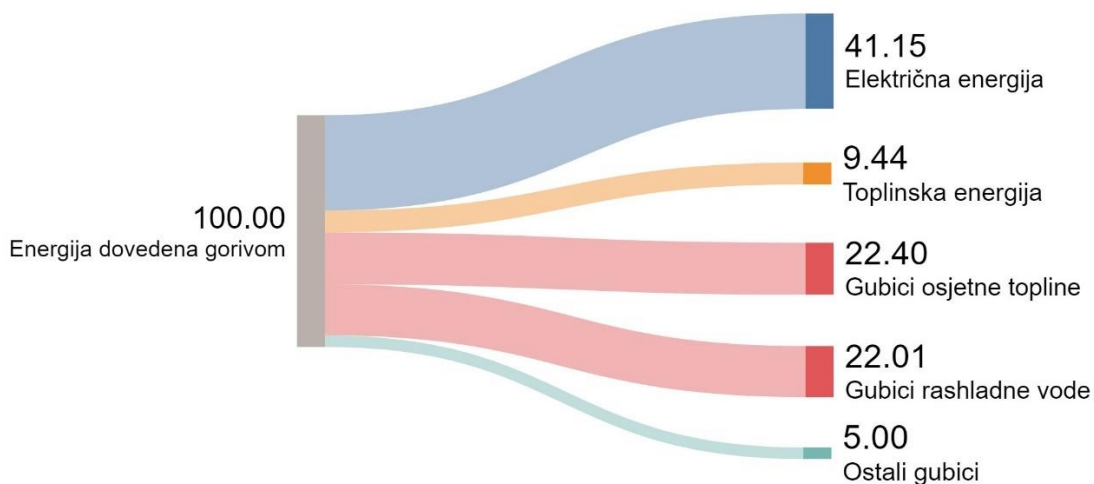
$$\eta_{\max} = \eta_e + \eta_t + gub_{rv} \quad (4.47)$$

$$\eta_{\max} = 0,4115 + 0,0944 + 0,2201$$

$$\eta_{\max} = 0,7260 = 72,60\%$$

Također, dodatna se energija krije u gubicima osjetne topline. Ukoliko se od sustava bude zahtijevala veća kvaliteta i/ili količina pare, temperatura dimnih plinova na izlasku iz utilizatora se može spustiti. Time će se u utilizatoru dobiti više energije, a sustav će se sve više približavati reklamiranoj iskoristivosti od 86,4%.

Na slici 4.9. prikazan je Sankey-ev dijagram energetske tokova u sustavu.



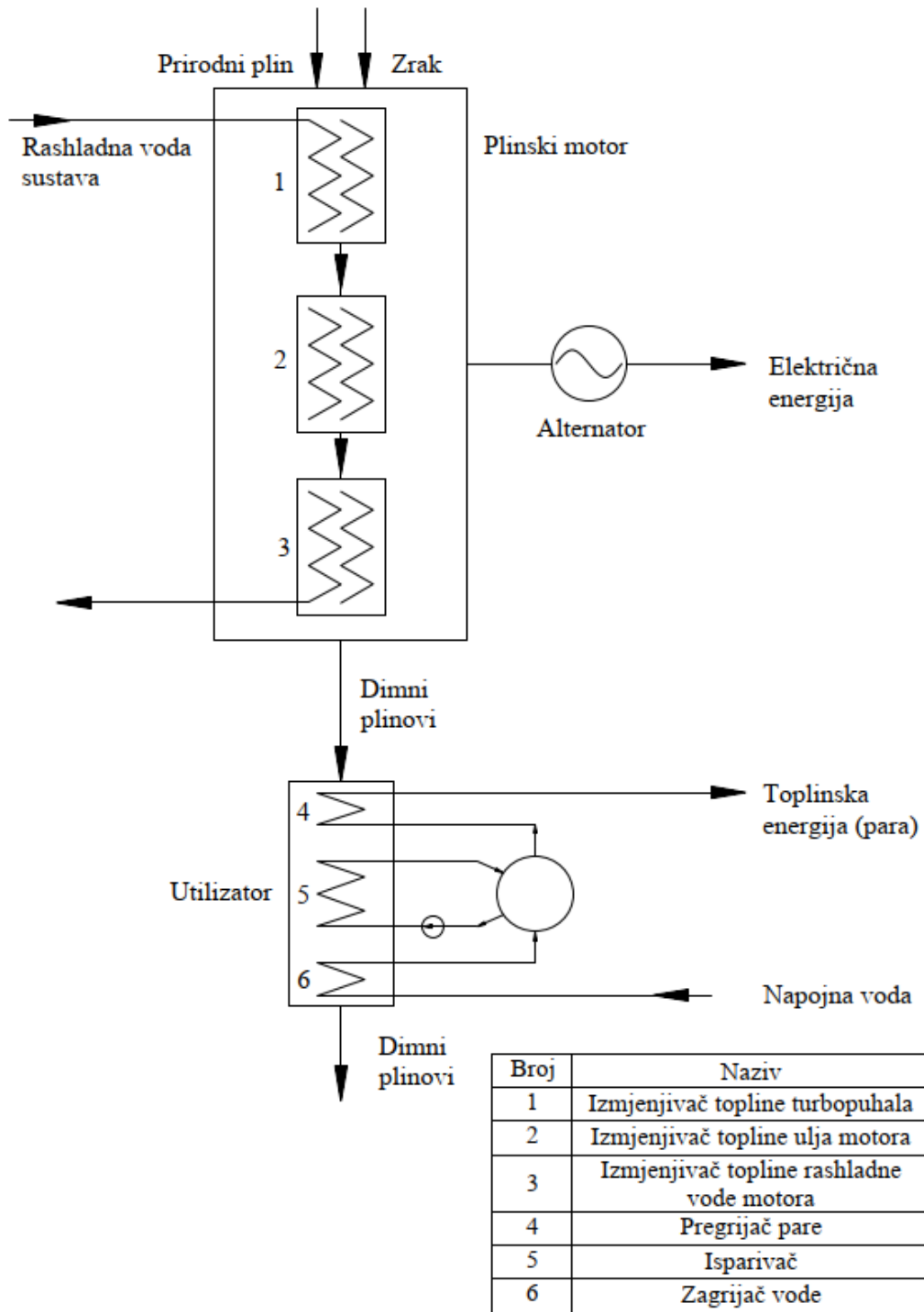
Slika 4.9. Sankey dijagram

4.7. Opis rada postrojenja i toplinska shema

U plinski motor ulaze prirodni plin i zrak. Zrak se dodatno komprimira u kompresoru, ulazi u pretkomoru izgaranja gdje se miješa s gorivom. Ova bogata smjesa izgaranja upaljuje se pomoću svjećice, a fronta plamena bogate smjese pali siromašnu smjesu u glavnoj komori izgaranja, odnosno cilindru. Izgaranje ove smjese uzrokuje pravocrtno gibanje klipa koje se preko koljenastog vratila pretvara u rotacijsko. Rotacijskim gibanjem pogoni se alternator te se generira električna energija koja ide dalje prema potrošačima. Plinovi izgaranja napuštaju cilindar, pogone turbinu za pogon već spomenutog kompresora zraka, te odlaze u kotao utilizator. U njega ulazi napojna voda, koja se prvo predgrijava u zagrijaču vode do stanja vrele kapljevine. Nakon toga ulazi u parni bubanj, gdje cirkulacijskom pumpom ide prema isparivaču. Tamo postaje suhozasićena para, vraća se u parni bubanj te opet nazad u utilizator u pregrijač pare. Ovako pregrišana para odlazi potrošačima. Time je toplinska energija s dimnih plinova prešla na paru, i to prvo u pregrijaču, zatim u isparivaču te na kraju u zagrijaču vode. Dimni plinovi napuštaju utilizator te odlaze u okoliš.

Motor proizvodi toplinu i svojim radom, ne samo preko dimnih plinova. Kako bi se osigurale optimalne performanse, motor se hladi rashladnom vodom. Osim samog motora, hladi se i njegovo ulje i turbopuhalo.

Na slici 4.10. prikazana je toplinska shema postrojenja. Jedina razlika u odnosu na koncept postrojenja (slika 4.6.) jest ta da se napojna voda ne predgrijava toplinom samog motora, ulja i turbopuhala, jer ispušni plinovi predaju dovoljno topline u utilizatoru. Ukoliko se temperatura napojne vode na povratku od potrošača smanji, može se smanjiti i izlazna temperatura dimnih plinova, čime će se povećati količina topline dostupna za proizvodnju pare u utilizatoru.



Slika 4.10. Toplinska shema postrojenja

5. ZAKLJUČAK

Održivost, efikasnost i decentralizacija energije samo su neki od termina koji se danas u energetici spominju sve više i više. Kogeneracijska postrojenja mogu i trebaju biti dio odgovora na energetske izazove budućnosti. Njihova visoka energetska učinkovitost, fleksibilnost u pogledu pogonskog stroja i goriva te energetska otpornost dobivena njihovom instalacijom dovoljni su razlozi da današnje društvo kogeneraciji posveti više pažnje.

Izbor odgovarajuće vrste kogeneracijskog sustava predstavlja nimalo lagan zadatak. U ovom radu analizirano je i proračunato kogeneracijsko postrojenje s plinskim motorom. Ovu dokazanu tehnologiju odlikuju prednosti u pogledu pouzdanosti, robusnosti, efikasnosti i brzine pokretanja sustava. Primjene ove tehnologije možemo pronaći u brojnim stambenim i javnim objektima, ali i u industriji, za čije je potrebe ovaj kogeneracijski sustav namijenjen. Izračun je pokazao ukupnu energetska učinkovitost od preko 50%. Kada se u obzir uzmu brojni primjeri sličnih postrojenja gdje učinkovitost doseže preko 80, pa čak i 90%, sustav ne ispada učinkovit. Međutim, u obzir se mora uzeti ušteda ostvarena suproizvodnjom električne i toplinske energije kogeneracijom, već spomenuta prednost energetske decentralizacije i otpornosti te mogućnost proširenja kapaciteta u budućnosti, što radi zadovoljavanja vlastitih i/ili vanjskih potreba. Tada ovaj sustav izgleda vrlo efikasan, razuman i isplativ.

Glavni zadatak inženjera je pretvorba ideja u stvarnost. Ideja o potpunoj energetskej tranziciji na obnovljive izvore energije u brzom vremenskom roku nije lako izvediva, a energetske potrebe sve više rastu. Upravo ovo predstavlja veliki zadatak za inženjere energetičare: stvoriti i implementirati rješenja za ovo prijelazno razdoblje. Primjenom dokazanih i pouzdanih tehnologija kao što je plinski motor, njihovom nadogradnjom kako bi zadovoljili ekološke standarde (npr. motori na siromašnoj smjesi) te maksimiziranjem učinkovitosti kroz kogeneracijske sustave mogu se umanjiti negativni utjecaji i na okoliš i na energetska sigurnost.

LITERATURA

- [1] Çengel, Y. A.; Boles, M. A.; Kanoglu, M.: "Thermodynamics: An Engineering Approach, 9th Edition", McGraw-Hill, New York, 2019.
- [2] Borovec, B.; Senčić, T.: "Usporedba troškova drvoprerađivačkog pogona sa kogeneracijskim energetske sustavom na drvenu sječku i klasičnog drvoprerađivačkog pogona", Politehnika, Vol. 1, br. 1, str. 57-67, Rijeka, 2017.
- [3] Prelec, Z.: "Energetski sustavi", predavanja, Tehnički fakultet, Rijeka, 2023.
- [4] Dincer, I.; Rosen, M. A.: "Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning", Elsevier, Amsterdam, 2015.
- [5] United States Environmental Protection Agency: "CHP Benefits", s Interneta, <https://www.epa.gov/chp/chp-benefits>, 23. travnja 2024.
- [6] Medium: "The Advantages and Disadvantages of CHP Combined Heat and Power", s Interneta, <https://medium.com/@lhouvan/the-advantages-and-disadvantages-of-chp-combined-heat-and-power-29d33d7f229f>, 24. travnja 2024.
- [7] The Energy Desk: "The Advantages and Disadvantages of CHP", s Interneta, <https://www.theenergydesk.co.uk/news/advantages-disadvantages-chp/>, 24. travnja 2024.
- [8] Guzović, Z.; Majcen, M.: "Tehnička enciklopedija, sv. 13: Turbina, toplinska", Leksikografski zavod Miroslav Krleža, Zagreb, 1997.
- [9] Sutlović, I.: "Energetika: Kogeneracija", s Interneta, https://www.fkit.unizg.hr/_download/repository/8A_predavanje_Energetika_UE_prema_pred_u_Power_pointu_kogeneracija.pdf, 23. svibnja 2024.
- [10] Prelec, Z.: "Energetika u procesnoj industriji", Školska knjiga, Zagreb, 1994.
- [11] Vukša, T.: "Integracija toplinskog spremnika u kombi kogeneracijsko postrojenje", završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2018.
- [12] Breeze, P.: "Power Generation Technologies, 3rd Edition", Newnes, Oxford, 2019.
- [13] Hinrichs, D.: "Encyclopedia of Energy, Volume 1: Cogeneration", Elsevier, Cambridge, 2004.
- [14] Silaa, M. Y. i dr.: "Design and Implementation of High Order Sliding Mode Control for PEMFC Power System", Energies, Vol. 13, br. 17, 2020.

- [15] United States Environmental Protection Agency: "Catalog of CHP Technologies", s Interneta, https://www.epa.gov/sites/default/files/2015-07/documents/catalog_of_chp_technologies.pdf, 9. svibnja 2024.
- [16] Understanding CHP: "4.4 Fuel Cells", s Interneta, <https://understandingchp.com/chp-applications-guide/4-4-fuel-cells/>, 23. svibnja 2024.
- [17] OpExWorks: "Factors Influencing Cogeneration Choice", s Interneta, https://www.opexworks.com/KBase/Energy_Management/Cogeneration/Factors_Influencing_Cogeneration_Choice.htm, 26. kolovoza 2024.
- [18] Gołębiewski, M.; Galant-Gołębiewska, M.: "Economic Model and Risk Analysis of Energy Investments Based on Cogeneration Systems and Renewable Energy Sources", Energies, Vol. 14, br. 22, 2021.
- [19] Reilly, K. S.; Baumann, C. T.: "Valuation Of Cogeneration Plants: Things To Consider", The M&TS Journal, Vol. 29, br. 1, str. 33-40, Deerfield, 2013.
- [20] Enerkon: "Kogeneracijsko postrojenje s plinskim motorima u Gavriloviću", s Interneta, <https://www.enerkon.hr/kogeneracijsko-postrojenje-s-plinskim-motorima-na-prirodni-plin/>, 26. kolovoza 2024.
- [21] Breeze, P.: "Piston Engine-Based Power Plants", Academic Press, London, 2018.
- [22] Lubrication Explained: "Gas engines - what makes them different from diesel and petrol?", s Interneta, <https://www.youtube.com/watch?v=7Brwa3D5emY>, 17. kolovoza 2024.
- [23] Lott, P.; Deutschmann, O.: "Lean-Burn Natural Gas Engines: Challenges and Concepts for an Efficient Exhaust Gas Aftertreatment System", Emission Control Science Technoogy, Vol. 7, br. 1, str. 1–6, 2021.
- [24] Song, R. i dr.: "A control-oriented combustion model for a turbulent jet ignition engine using liquid fuel", International Journal of Engine Research, Vol. 19, br. 8, str. 813-826, 2018.
- [25] Global Energy and Power Industry News: "Top 10 Gas Engines Companies in the World", s Interneta, <https://www.linkedin.com/pulse/top-10-gas-engines-companies-world-crnbf>, 26. kolovoza 2024.
- [26] Jenbacher: "About", s Interneta, <https://www.jenbacher.com/en/about>, 26. kolovoza 2024.
- [27] Jenbacher: "Jenbacher J312", s Interneta, <https://www.jenbacher.com/en/gas-engines/type-3/j312>, 26. kolovoza 2024.

- [28] Gas Engine Exchange: "Gas Engine Exchange Jenbacher 312.pdf", s Interneta, <https://www.gasengineexchange.com/landing/file/Gas%20Engine%20Exchange%20Jenbacher%20312.pdf>, 28. kolovoza 2024.
- [29] Plinacro: "Kvaliteta prirodnog plina - objava podataka", s Interneta, https://www.plinacro.hr/UserDocsImages/Objave%20kromatografi/20240501_20240531_-_Sastav_plina_20240604.xlsx?vel=817029, 8. lipnja 2024.
- [30] Sutlović, I.: "Energetika: Izgaranje", s Interneta, https://www.fkit.unizg.hr/download/repository/7_predavanje_Energetika_Izgaranje.pdf, 12. lipnja 2024.
- [31] "Srednje specifične topline za plinove", dodatni materijali s kolegija Termodinamika I, Tehnički fakultet, 2021.
- [32] Ražnjević, K.: "Tablica 3.4. Pregrijana vodena para", dodatni materijali s kolegija Termodinamika I, Tehnički fakultet, 2021.
- [33] Ražnjević, K.: "Tablica 3.3. Zasićena vodena para pri danom tlaku", dodatni materijali s kolegija Termodinamika I, Tehnički fakultet, 2021.
- [34] Trp, A.; Lenić, K.: "Termodinamika I", predavanja, Tehnički fakultet, Rijeka, 2021.
- [35] "Praktične jednadžbe za izračunavanje produkata izgaranja", dodatni materijali s kolegija Termodinamika I, Tehnički fakultet, 2021.

POPIS OZNAKA I KRATICA

B	masena potrošnja goriva [kg/h]
B_{sp}	specifična potrošnja goriva [kWh/kWh], [kg/kWh]
$C_{p,dp} \Big _{t_{1,dp}}^{t_{2,dp}}$	molna srednja specifična toplina smjese dimnih plinova [kJ/kmol K]
$c_{p,dp}$	specifična toplina smjese dimnih plinova [kJ/kg K]
$c_{p,dp \text{ izl}}$	specifična toplina smjese dimnih plinova na izlazu iz utilizatora [kJ/kg K]
$C_{pi} \Big _0^t$	srednja specifična toplina pojedinog sudionika smjese dimnih plinova za određenu temperaturu [kJ/kmol K]
$C_{p,s} \Big _0^t$	srednja specifična toplina smjese dimnih plinova za određenu temperaturu [kJ/kmol K]
$[CO_2]$	količina ugljikovog dioksida [m_n^3 / m_n^3]
\dot{D}_{dp}	protok dimnih plinova [kg/h]
\dot{D}_p	protok pare [kg/h]
gub_{osj}	gubici osjetne topline
gub_{ost}	ostali gubici postrojenja
gub_{rv}	gubici rashladne vode
h_1, h_2, h_3, h_4	entalpija pare/vode u karakterističnim točkama [kJ/kg]
$[H_2O]$	količina vodene pare [m_n^3 / m_n^3]
H_d	donja ogrjevna moć goriva [kJ/kmol], [kJ/kg]
H_{di}	gornja ogrjevna moć pojedinog sudionika u gorivu [kJ/kmol]
l_{min}	minimalna potrebna količina zraka za izgaranje [$m_n^3 / m_n^3 G$]
l_{stv}	stvarno potrebna količina zraka za izgaranje [$m_n^3 / m_n^3 G$]
m, y	broj atoma vodika u ugljikovodiku
m_{dp}	molna masa smjese dimnih plinova [kg/kmol]
m_g	molna masa goriva [kg/kmol]

m_i	molna masa pojedinog sudionika smjese dimnih plinova [kg/kmol]
n, x	broj atoma ugljika u ugljikovodiku
$[N_2]$	količina dušika [m_n^3 / m_n^3]
$[O_2]$	količina kisika [m_n^3 / m_n^3]
o_m	minimalna potrebna količina kisika za izgaranje [$m_n^3 O_2 / m_n^3 G$]
P_{el}	snaga električne energije [kW]
p_4	tlak pare [bar]
r_i	volumni udio pojedinog sudionika u gorivu, pojedinog sudionika smjese dimnih plinova
t_1, t_2, t_3, t_4	temperatura pare/vode u karakterističnim točkama [°C]
$t_{1,dp}, t_{2,dp}$	temperatura dimnih plinova u karakterističnim točkama [°C]
$t_{dp\ izl}$	temperatura dimnih plinova na izlazu iz utilizatora [°C]
$t_{niža}, t_{viša}$	temperatura koja je prva niža/viša u tablici srednjih specifičnih toplina od zadane [°C]
t_{ok}	temperatura okoline [°C]
T_2	temperatura napojne vode na izlasku iz zagrijača vode (točka 2) [K]
$T_{1,dp}$	temperatura ohlađenih dimnih plinova [K]
$T_{dp,ZV}$	temperatura dimnih plinova na izlasku iz zagrijača vode [K]
V_s	količina suhih plinova izgaranja [m_n^3 / m_n^3]
V_{vl}	količina vlažnih plinova izgaranja [m_n^3 / m_n^3]
\dot{Q}_{dov}	snaga energije dovedene gorivom [kW]
\dot{Q}_{isp}	snaga toplinske energije predana u isparivaču [kW]
\dot{Q}_{osj}	snaga osjetne toplinske energije odvedene u okoliš [kW]
\dot{Q}_{potr}	snaga toplinske energije potrebna za proizvodnju pare [kW]
\dot{Q}_{preg}	snaga toplinske energije predana u pregrijaču pare [kW]
\dot{Q}_{UT}	snaga toplinske energije dobivena iz dimnih plinova u utilizatoru [kW]
\dot{Q}_{zv}	snaga toplinske energije predana u zagrijaču vode [kW]

\dot{Q}_{rv}	snaga toplinske energije odvedene rashladnom vodom [kW]
ΔT	temperaturni gradijent [K]
η	iskoristivost sustava
η_e	iskoristivost električne energije
η_{max}	maksimalna iskoristivost sustava
η_t	iskoristivost toplinske energije
η_{UT}	iskoristivost utilizatora
λ	faktor pretička zraka

POPIS SLIKA

Slika 2.1. Usporedba odvojene i kogeneracijske proizvodnje energije [2]	2
Slika 3.1. Kogeneracijsko postrojenje s protutlačnom turbinom s prikazom u T-s dijagramu [9]..	5
Slika 3.2. Kogeneracijsko postrojenje s kondenzacijskom turbinom [11]	6
Slika 3.3. Kogeneracijsko postrojenje s plinskom turbinom [3]	7
Slika 3.4. Kogeneracijsko postrojenje s plinskom turbinom uz dodatno loženje [3].....	8
Slika 3.5. Kombinirano kogeneracijsko postrojenje [3].....	8
Slika 3.6. Kogeneracijsko postrojenje s dizelskim motorom uz dodatno loženje [3]	9
Slika 3.7. Prikaz gorive ćelije [14]	10
Slika 3.8. Kogeneracijsko postrojenje s gorivom ćelijom [16]	11
Slika 4.1. Kogeneracijsko postrojenje s plinskim motorima u Gavriloviću [20].....	13
Slika 4.2. Graf ovisnosti emisija o faktoru pretička zraka [23].....	15
Slika 4.3. Prikaz pretkomore izgaranja unutar cilindra [24]	15
Slika 4.4. Motor Jenbacher J312 [27]	16
Slika 4.5. Prikaz nacrtu i bokocrtu motora Jenbacher J312 [28]	16
Slika 4.6. Koncept postrojenja	25
Slika 4.7. Prikaz očitavanja specifične entalpije iz programa SteamTab Companion	27
Slika 4.8. t-Q dijagram	34
Slika 4.9. Sankey dijagram.....	41
Slika 4.10. Toplinska shema postrojenja	43

POPIS TABLICA

Tablica 4.1. Molni udjeli sudionika prirodnog plina [29]	17
Tablica 4.2. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 485 °C	23
Tablica 4.3. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 180 °C	23
Tablica 4.4. Molne mase sudionika smjese dimnih plinova.....	25
Tablica 4.5. Izvadak iz tablice pregrijane pare [32]	26
Tablica 4.6. Izvadak iz tablice zasićene pare [33].....	27
Tablica 4.7. Izvadak iz tehničke specifikacije motora [28].....	28
Tablica 4.8. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 330 °C	30
Tablica 4.9. Podaci za točke linije radnog medija.....	34
Tablica 4.10. Podaci za točke linije dimnih plinova.....	34
Tablica 4.11. Donja ogrjevna moć plinova [35].....	35
Tablica 4.12. Izvadak iz specifikacije motora, specifična potrošnja goriva [28]	36
Tablica 4.13. Rezultati proračuna srednje specifične topline za smjesu dimnih plinova od 350 °C	39

SAŽETAK

U ovom radu objašnjen je i analiziran pojam kogeneracije. Predstavljene su osnovne vrste kogeneracijskih postrojenja, njihove prednosti i mane. Predstavljene su izazovi i faktori koji utječu na odabir odgovarajuće vrste kogeneracijskog sustava. Prema zadatku izrađen je proračun kogeneracijskog postrojenja s plinskim motorom koje mora zadovoljiti energetske potrebe industrijskog postrojenja. Predstavljen je plinski motor kao toplinski stroj pogodan za kogeneraciju, kao i podjela istog prema osnovnim tehnologijama. Proračunom je obuhvaćen izbor motora, proračun dimnih plinova, koncept postrojenja, toplinski proračun, proračun potrošnje goriva i proračun energetske bilance. Na kraju, dan je opis rada i toplinska shema postrojenja.

KLJUČNE RIJEČI: kogeneracijsko postrojenje, plinski motor, prirodni plin, kogeneracija, kogeneracijski sustavi, proračun, dimni plinovi, potrošnja goriva, energetska bilanca

SUMMARY

In this paper, the concept of cogeneration is explained and analyzed. Basic types of cogeneration plants, their advantages and disadvantages are presented. Challenges and factors influencing the selection of the appropriate type of cogeneration system are presented. According to the task, the calculation of a cogeneration plant with a gas engine was made, which must meet the energy needs of the industrial plant. The gas engine as a heat engine suitable for cogeneration is presented, as well as its classification according to basic technologies. Calculation includes engine selection, flue gas calculation, plant concept, thermal calculation, fuel consumption calculation and energy balance calculation. At the end, a description of the operation and thermal scheme of the plant is given.

KEY WORDS: cogeneration plant, gas engine, natural gas, cogeneration, cogeneration systems, calculation, flue gases, fuel consumption, energy balance