SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

TERMODINAMIČKA ANALIZA I OPTIMIZACIJA RADA BRODSKOGA POGONSKOGA SPOROHODNOG DIZELSKOGA MOTORA S KORIŠTENJEM OTPADNE TOPLINE

Doktorska disertacija

Mirko Grljušić

Rijeka, 2012.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

TERMODINAMIČKA ANALIZA I OPTIMIZACIJA RADA BRODSKOGA POGONSKOGA SPOROHODNOG DIZELSKOGA MOTORA S KORIŠTENJEM OTPADNE TOPLINE

Doktorska disertacija

Mirko Grljušić

Mentor: Red. Prof. Dr. Sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Ko-mentor: Red. Prof. Dr. Sc. Neven Ninić, dipl. ing.

Rijeka, 2012.

Danici i Marinu

Sažetak

Cijene goriva nezaustavljivo rastu, a ekološki problemi vezano za izgaranje fosilnih goriva postaju alarmantni. S druge strane, čak i najefikasniji stroj današnjice, sporohodni dizelski motor, 50% energije sadržane u gorivu otpušta u atmosferu u obliku topline sadržane u ispušnim plinovima i rashladnoj vodi.

Cilj ovog rada je istražiti kogeneracijsko (CHP) postrojenje koje bi ovu izgubljenu energiju niske temperature, vratilo u energetsko postrojenje tankera za prijevoz nafte od 166 700/153 100 tDW (Suezmax size) za sve potrebe grijanja i proizvodnju električne energije tijekom plovidbe. Analizom mogućih rješenja odabrano je CHP postrojenje. Odabrana su i dva radna fluida te termodinamički procesi. Za potrebe istraživanja izrađuje se matematički model i promatraju se opterećenja glavnog motora od 50% do 100% *SMCR*.

Analiza rezultata proračuna, pokazala je da parno turbinsko postrojenje u proizvodnji rada/električne energije za potrebe broda ne daje značajnije uštede čak ni kod proizvodnje 620 kWe.

Drugo razmatrano CHP postrojenje s R245fa radnim fluidom u nadkritičnom Rankine-ovom ciklusu, potpuno pokriva sve potrebe za električnom energijom i toplinom uz manju količinu izgaranja dodatnog goriva.

Abstract

Fuel prices are going up, and ecological problems due to fossil fuel combustion are becoming alarming. On the other hand, even the most efficient contemporary machines – slow-speed diesel engines release into atmosphere 50% of energy from the fuel, in the form of heat included in exhaust gases and cooling water.

The goal of this work is to research a cogeneration plant (CHP) which would utilize this waste low-temperature energy in the oil tanker 166 700/153 100 tDW (Suezmax size) power plant for all heating and electricity requirements during the ship sail.

After analyses of different configurations, the CHP Plant was selected with two working fluids and the corresponding thermodynamic processes. A mathematical model was created and applied in analysis of the plant performance for the main engine load of 50% to 100% *SMCR*.

An analysis of obtained results showed that the steam turbine plant did not result in significant fuel savings, even at power output of 620 kWe.

On the other side, a CHP plant with R245fa fluid using supercritical Rankine cycle entirely covered all demands for electrical energy and heat, burning a small quantity of additional fuel only.

Ključne riječi: *brodski dizelski motor, kogeneracija, Rankine-ov ciklus, organski fluid*

Keywords: *Marine Diesel engine, combine heat and power production, Rankine cycle, organic fluid*

Predgovor

Ovaj rad je nastao kao rezultat mog dugogodišnjeg bavljenja pogonskim i pomoćnim brodskim postrojenjima u praksi, godina dana provedena na brodovima Atlantske plovidbe iz Dubrovnika kao asistent stroja, radeći u Brodograđevnoj industriji Split, Jugoturbini Karlovac i privatnoj tvrtki GM turbo d.o.o. iz Splita, te dugogodišnjim nastavnim i znanstvenim iskustvom na području motora s unutrašnjim izgaranjem, toplinskih turbina, parnih kotlova, pogonskih i pomoćnim strojeva i uređaja na FSB-u u Zagrebu i FESB-u u Splitu.

Prateći znanstvenu i stručnu literaturu, uočio sam brojne pokušaje da se poboljša efikasnost brodskog pogonskog postrojenja, koristeći prvenstveno energiju sadržanu u ispušnim plinovima pogonskog motora.

Za analizu sam odabrao konkretan slučaj u brodogradilištu Split, i analizirao strojarnicu najvećeg broda izgrađenog u splitskom brodogradilištu. Predloženi model je primijenjen na pogonskom sustavu tankera Donat izgrađenog s pogonskim dizelskim motorom MAN B&W 6S70MC za Tankersku plovidbu iz Zadra.

Kontaktirao sam proizvođača pogonskog i pomoćnih motora tvrtku MAN B&W u nadi dobivanja potrebnih dodatnih informacija i tehničkih materijala-publikacija, ali nažalost dostupni su bili samo materijali javno objavljeni na konferencijama i preko interneta. Srećom, MAN B&W omogućuje preko CEAS_ERD preuzimanje svih osnovnih podataka za sve tipove motora u rasponu od 35 do 100% opterećenja. Svi korišteni MAN B&W podaci prikazani su u uvodnim dijelu proračuna.

Kako sam u predloženom CHP postrojenju predvidio zamjenu pomoćnog motora parno turbinskim generatorom, kontaktirao sam tvrtke Peter Brotherhood Ltd i AALBORG Industries proizvođače parnih turbina i kotlova, a koje u suradnji s MAN B&W te WÄRTSILÄ-om razvijaju slične WHR sustave, nažalost nisam dobio nikakav odgovor.

S druge strane moram istaknuti iskrenu i nesebičnu pomoć Prof. dr. sc. Vladimira Medice, mentora, te Prof. dr. sc. Nevena Ninića ko-mentora, na svesrdnoj pomoći tijekom izrade ovog rada, te na usmjeravanju, bodrenju i podršci kada mi je to uistinu bilo potrebno.

Kod određivanja konkretnih podataka potrebnih za proračun parogeneratorskog postrojenja i izmjenjivača topline veliku i nesebičnu pomoć pružio mi je Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec s Tehničkog fakulteta u Rijeci, na čemu mu se iskreno zahvaljujem.

Kako već niz godina surađujem na području kompresora s Prof. dr. sc. Nikolom Stošić, sa City University London, u rujnu 2011. proveo sam preko Erasmus programa tjedan dana na njihovom koledžu. Tom prigodom sam upoznao Prof. dr. sc. Iana Smitha, (profesora Termodinamike, Kompresora i Termoenergetskih postrojenja) s kojim sam imao izuzetno korisnu raspravu o mom radu, i koji mi je sugerirao da se kod odabiranja organskog fluida priklonim freonu R245fa zbog njegovih ekoloških karakteristika, te predložio da se ispita nadkritičan ciklus. Ovom prigodom mu se najiskrenije zahvaljujem.

Također se zahvaljujem djelatnicima *Tvornice Dizel motora „Split“*, koji su mi tehničkom dokumentacijom i podacima ispitivanja glavnog i pomoćnih motora pomagali tijekom izrade ovog rada, posebno pok. Vinku Ugrini i Srđanu Štambuku, dipl. inženjerima strojarstva, našim nekadašnjim studentima. Veliku pomoć vezano za kompletnu strojarnicu Nov. 447, pružio mi je Joško Božić dipl. inž. stroj. samostalni projektant u strojo-odjelu Konstrukcije Brodosplita.

Kada su zatrebali podaci eksploatacije MT Donat, pomoć mi je hitro i stručno pružio doktorand Branko Lalić dipl. inž. brodostrojarstva, upravitelj stroja, a sada asistent na Pomorskom fakultetu u Splitu.

Kod izrade slika u Microsoft Visio pomogao mi je znanstveni novak katedre za Termodinamiku, termotehniku i toplinske strojeve na FESB-u, dr. sc. Ivan Tolj-Tomić, na čemu mu se iskreno zahvaljujem.

Zahvaljujem i svima ostalima koji su mi pomogli savjetima ili diskusijama u izradi ovog rada.

Posebnu zahvalnost dugujem svojoj obitelji, na pruženoj podršci, a supruzi Danici i sinu Marinu na velikom strpljenju i odricanju tijekom izrade ove disertacije. Bože, oprosti mi što nisam odustao.

Autor

SADRŽAJ

1. UVOD **1**

2. CILJ ISTRAŽIVANJA **4**

3. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA **5**

3.1. MODELI MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM 5

3.2. MODELI KOMPONENTI SUSTAVA HLAĐENJA I GRIJANJA BRODSKIH POSTROJENJA 6

3.2.1. Modeli cjevovoda **7**

3.2.2 Modeli izmjenjivača topline **7**

3.3. MODELI KORIŠTENJA OTPADNE TOPLINE BRODSKOGA POGONSKOGA SUSTAVA U PROIZVODNJI RADA 7

3.3.1. MAN-B&W prijedlog korištenja otpadne topline ispušnih plinova **8**

3.3.1.1. Koncept i razmještaj Termoefikasnog sustava 9

3.3.1.2. Performanse glavnog motora u Termoefikasnom sustavu 11

3.3.1.3. Kotao na ispušne plinove i parni sustav 12

3.3.1.4. Proizvodnja električne energije u Termoefikasnom sustavu 15

3.3.1.5. Zaključak 22

3.3.2. Prijedlog Wärtsile u korištenju otpadne topline brodskoga pogonskoga dizelskoga motora **22**

3.3.2.1. Podešavanje motora za korištenje otpadne topline 24

3.3.2.2. Total Heat Recovery Plant 25

3.3.2.3. Zaključak 35

4. PRORAČUN KOLIČINA I ENERGIJA NA ULAZU I IZLAZU KONVENCIONALNOG BRODSKOG POGONSKOG SUSTAVA **36**

4.1. TERMODINAMIČKI OKVIR RADA MOTORA SUI 36

4.2. PODACI MAN B&W CEAS_ERD (Engine Room Dimensioning) 37

4.3. TOK TVARI KROZ MOTOR 38

4.3.1. Potrošnja goriva i efikasnost motora **39**

4.3.2. Potrošnja zraka u motoru **44**

4.3.3. Potrošnja cilindarskog ulja **45**

4.3.4. Faktor potroška zraka **45**

4.3.5. Proračun izgaranja baziran na potrošnji goriva, cilindarskog ulja i zraka **46**

4.3.5.1. Ulazni podaci……...46
4.3.5.2. Proračun količina neizgorenog goriva i cilindarskog ulja u ispušnim plinovima 49
4.3.5.3. Emisije i neizgoreno gorivo u ispušnim plinovima 49
4.3.5.4. Potrebna količina kisika za izgaranje 51
4.3.5.5. Korigirani faktor potroška zraka 51
4.3.5.6. Proračun ispušnih plinova.....53
4.3.6. Proračun sastava ispušnih plinova prema NIST refprop09 54
4.4. TOKOVI ENERGIJE I BILANCA ENERGIJE..... 56
4.4.1. Energija sadržana u potrošenom gorivu i zraku za izgaranje.....57
4.4.1.1. Energija sadržana u potrošenom gorivu.....57
4.4.1.2. Entalpija ispušnih plinova.....57
4.4.2. Energija ispušnih plinova nakon turbopunjača.....59
4.4.2.1. Raspoloživa energija ispušnih plinova u utilizacijskom kotlu 60
4.4.3. Proračun vode za hlađenje glavnog motora 62
4.4.3.1. Rashladna (slatka) voda na ulazu u sustav hlađenja.....62
4.4.3.2. Hladnjak zraka 63
4.4.3.3. Hladnjak ulja za podmazivanje……..64
4.4.3.4. Hlađenje cilindarskih košuljica (plašta cilindra)……..64
4.4.3.5. Temperatura rashladne vode nakon miješanja u točki C 66
4.4.4. Kontrola proračuna gubitaka energije u pogonskom motoru.....67
4.4.5. Komentar proračuna.....70
5. PRORAČUN KOGENERACIJSKOG SUSTAVA.....71
5.1. TERMODINAMIČKA ANALIZA KOGENERACIJSKOG SUSTAVA S PARNOM TURBINOM..... 72
5.1.1. Proračun parne turbine za punu električnu snagu 77
5.1.1.1. Miješanje vode u mlakom zdencu……...81
5.1.1.2. Zagrijavanje pojne vode rashladnom vodom plašta cilindra……..81
5.1.1.3. Zagrijavanje pojne vode toplinom komprimiranog zraka nakon turbopunjača…….....81
5.1.1.4. Zagrijavanje pojne vode u parnom kotlu - predgrijač…… ...82
5.1.1.5. Isparivač……....82
5.1.1.6. Pregrijač…… 82
5.1.1.7. Potrebna energija ispušnih plinova……....84
5.1.1.8. Određivanje količine dodatnog goriva…… 85

5.1.1.9. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT……... 89

5.1.2. Proračun parne turbine za standardnu električnu snagu 92

5.1.2.1. Rezultati proračuna……... 93

5.2. TERMODINAMIČKA ANALIZA KOGENERACIJSKOG SUSTAVA S PARNOM TURBINOM NA ORGANSKI FLUID..... 99

5.2.1. Izbor radnog medija i ciklusa..... 102

5.2.2. Proračun parne turbine s R245fa fluidom za punu električnu snagu..... 105

5.2.2.1. Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru……109

5.2.2.2. Zagrijavanje radnog fluida R245fa vodom plašta cilindra……...111

5.2.2.3. Zagrijavanje radnog fluida R245fa toplinom komprimiranog zraka nakon turbopunjača…. .112

5.2.2.4. Zagrijavanje radnog fluida R245fa u parnom kotlu-utilizatoru……... 113

5.2.2.5. Određivanje dodatne količine goriva……...114

5.2.2.6. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT……115

5.2.2.7. Provjera pinch pointa 15 °C……..119

5.2.2.8. Provjera viška/manjka energije i dodatnog goriva za pinch point 10 °C…….. 122

5.2.2.9. Određivanje dodatne količine goriva ya PP10……..... 123

5.2.2.10. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT……... 124

5.2.2.11. Provjera pinch pointa 10 °C……..... 127

5.2.3. Proračun turbine sa R245fa fluidom za standardnu električnu snagu..... 129

5.2.3.1. Višak/manjak energije u ispušnim plinovima…… 130

5.2.3.2. Određivanje dodatne količine goriva……..... 130

5.2.3.3. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT……... 131

5.2.3.4. Provjera pinch pointa 15 °C 135

5.2.4. Proračun parne turbine s R123 fluidom za punu električnu snagu..... 105

5.2.4.1. Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru……140

5.2.4.2. Zagrijavanje radnog fluida R123 vodom plašta cilindra...……...141

5.2.4.3. Zagrijavanje radnog fluida R123 toplinom komprimiranog zraka nakon turbopunjača…. ... .141

5.2.4.4. Zagrijavanje radnog fluida R123 u parnom kotlu-utilizatoru……..... 141

5.2.4.5. Određivanje dodatne količine goriva……...141

5.2.4.6. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT……142

5.2.4.7. Provjera pinch pointa 15 °C……..145
5.2.4.8. Provjera viška/manjka energije i dodatnog goriva za pinch point 10 °C…… 147
5.2.4.9. Određivanje dodatne količine goriva kod PP10……..... 147
5.2.4.10. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT……... 148
5.2.4.11. Provjera pinch pointa 10 °C…….. 150
5.2.5. Proračun turbine sa R123 fluidom za standardnu električnu snagu.....152
5.2.5.1. Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru……152
5.2.5.2. Zagrijavanje radnog fluida R123 vodom plašta cilindra...……...152
5.2.5.3. Zagrijavanje radnog fluida R123 toplinom komprimiranog zraka nakon turbopunjača…… .152
5.2.5.4. Zagrijavanje radnog fluida R123 u parnom kotlu-utilizatoru…….. ... 152
5.2.5.5. Određivanje dodatne količine goriva……... ... 153
5.2.5.6. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT……... 154
5.2.3.7. Provjera pinch pointa 15 °C..... 157
6. PROCES U PAROGENERATORU S ORC FLUIDOM.....160
7. REZULTATI ISTRAŽIVANJA I ANALIZA REZULTATA 162
7.1. FAKTOR POTROŠKA ZRAKA..... 172
7.2. BILANCA ENERGIJE..... 172
7.3. KOGENERACIJSKO PARNO TURBINSKO POSTROJENJE 164
7.4. KOGENERACIJSKO PARNO TURBINSKO POSTROJENJE NA R245fa 172
8. ZAKLJUČAK 178
LITERATURA.....184
KRATICE 188
***Popis simbola i indeksa*.....189**
***Popis slika*.....193**
***Popis tablica*.....197**
***Životopis*.....199**

1. UVOD

The United States Department of Energy - Annual Energy Survey za 2006. otkrio je da je više energije raspoloživo iz otpadne topline američke industrije nego iz svih obnovljivih izvora zajedno u toj godini, i premašila je 7 quadrillion (10^{15}) BTU ($2.05 \cdot 10^{9}$ MWh). U nedostatku bilo kakvog korištenja takve topline, trebalo bi istražiti mogućnost njenoga korištenja za proizvodnju električne energije.

Potencijal otpadne ili neke druge nisko kvalitetne topline za proizvodnju snage, zapravo je poznat i istraživan kroz desetljeća, ali nedavno visoka cijena potrebne opreme za proizvodnju snage iz takvih izvora, učinila ju je ekonomski neatraktivnom gotovo za sve primjene. Glavni razlozi visoke cijene pridobivanja snage iz nisko temperaturne topline su niska moguća efikasnost pretvorbe iz takvih izvora, tipične vrijednosti su reda veličine 10% ili manje, i relativno mala ukupna energija većine takvih toplinskih izvora, što vodi malim izlaznim snagama.

Osim navedenog, atmosferske emisije su postale važan predmet rasprava zadnjih godina između političkih pa i brodarskih krugova. Nedavno je zbog pritiska javnosti politička klima očvrsla vezano za lokalno zagađenje koje u konačnici vodi "globalnom zatopljenju".

Ispušne emisije koje proizlaze iz kopnenog transporta i proizvodnje električne energije su već snažno ograničene niskim iznosima, što je rezultiralo znatnom smanjenju emisija u apsolutnim odnosima. U brodarstvu, koje još nije znatnije podvrgnuto ograničenjima emisija, s povećanjem pomorskog transporta rastu i emisije u apsolutnim odnosima. Brodarstvo troši oko 5% ukupne svjetske potrošnje nafte [1,2] što daje globalnu NO_x emisiju od oko 12,57 miliona tona/god. i oko 10,54 miliona tona/god. globalnih SO_x emisija [1]. U USA, luke su identificirane kao glavni zagađivači. Primjerice, samo luka u Los Angeles-u dnevno emitira 31,5 tona NO_x što je ekvivalentno NO_x emisiji iz oko 650 000 automobila [3]. Iz navedenog je jasno da će do značajnih ograničenja emisija u brodarstvu doći vrlo skoro.

Kyoto Protokol koji se odnosi na "stakleničke plinove" (uglavnom CO_2) stupio je na snagu 16. veljače 2005. Svjetsko brodarstvo prema IMO emitira oko 438 miliona tona/god. CO_2 što odgovara oko 1,8 % globalnih CO_2 emisija [4]. Usprkos velikom doprinosu emisija u globalnim razmjerima, brodarstvo generira najmanje emisija po tona-km u trgovačkom transportu, manje od zrakoplova, cestovnog ili željezničkog transporta.

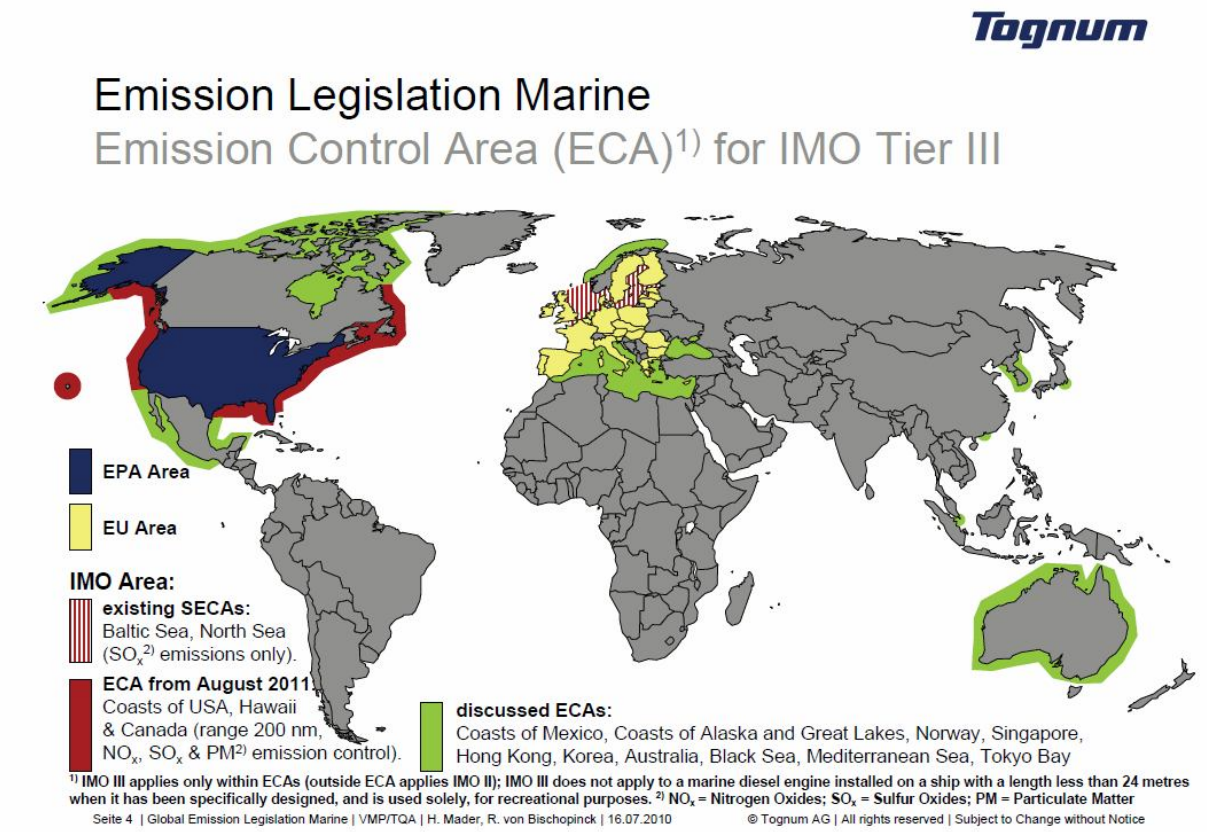
19. svibnja 2005. stupio je na snagu MARPOL Prilog VI [5] a u listopadu 2008. MEPC 58 bitno mijenja Prilog VI donoseći MARPOL Prilog VI (2008) s primjenom od 1. srpnja 2010. Zahtjeva se nadzor ispuštanja s brodova tvari koje uništavaju ozon, dušikovih oksida NOx, sumpornih oksida SOx i čestica te hlapljivih organskih spojeva VOC. Sadržaj sumpora u bilo kojem gorivu na brodu izvan nadziranog područja ne smije prijeći:

- 4,5 % masenih udjela do 1. siječnja 2012.
- 3,5 % masenih udjela dne 1. siječnja 2012. i kasnije
- 0,5 % masenih udjela dne 1. siječnja 2020. i kasnije

a u područjima nadziranog ispuštanja ne smije prijeći:

- 1,5 % masenih udjela do 1. siječnja 2010.
- 1,0 % masenih udjela dne 1. siječnja 2010. i kasnije
- 0,1 % masenih udjela dne 1. siječnja 2025. i kasnije

Područja nadziranog ispuštanja za sada su SECA (Baltičko more i Sjeverno more) i ECA (USA, Hawaii i Kanada 200 M od obale). U razmatranju su još obale Meksika, Aljaske i Velikih jezera, Norveške, Mediterana i Crnog mora, Australije, Koreje, Hong Konga i tokijskog zaliva.



Slika 1.1 Područja kontroliranih emisija prema MARPOL Prilog VI (2008) [6]

- Emission Legislation Marine	Propisi o brodskim emisijama
- Emission Control Area (ECA) for IMO Tier III	Područja kontroliranih emisija za IMO Tier III

Današnja ukupna potrošnja energije iznosi oko 215 MBDOE (million barrels per day oil equivalent) i očekuje se da bi s predviđenim godišnjim rastom od 1,7% dosegla oko 300 miliona barela po danu u 2030. godini [7]. Pri tome udio nafte danas iznosi oko 39%, udio plina oko 24%, ugljena 18,5% koliko iznosi i udio svih ostalih energetskih izvora (hidro, nuklearna, biomasa, vjetar i solar). Premda će doći do određenih promjena u potrošnji izvora energije očekuje se da nafta, ugljen i plin ostanu dominantni izvori energije do polovice 21. stoljeća.

Automobilska industrija predviđa da će motori s unutrašnjim izgaranjem pogoniti oko 90% svih novih vozila barem do 2030. godine. U brodskom pogonu, ne predviđaju se promjene i na znatno duži rok.

Sporohodni dvotaktni dizelski motori s prednabijanjem danas su najzastupljeniji pogonski strojevi na brodovima. To su ujedno i najefikasniji strojevi danas, tako da im efikasnost iznosi oko 50%, pa je stoga i specifična potrošnja goriva te emisija CO_2 relativno niska. Međutim, poželjna je još niža potrošnja goriva a također i niže emisije CO_2 i ostalih polutanata.

Današnji sporohodni brodski dizelski motori toliko su tehnički razvijeni da daljnjim ograničenim povećanjem maksimalnog tlaka procesa nije realno očekivati poboljšanje efikasnosti, a posebno je nerealno očekivati daljnja smanjenja emisija.

Mjerenja kod najvećih brodskih sporohodnih motora pokazuju da se gubitak energije izgorenog goriva u motoru predaje okolini u vidu topline:

- ispušnim plinovima oko 25%
- u hladnjaku zraka za prednabijanje oko 16,5%
- rashladnom vodom u "jacket cooleru" oko 5%

- u hladnjaku ulja za podmazivanje oko 3%
- te isijavanjem oko 0,6%

Kao što vidimo, najveći dio izgubljene energije goriva sadržan je u ispušnim plinovima nakon turbopunjača, ali je relativno niske temperature. Ipak, i takva temperatura je dovoljna za proizvodnju pare za brodske potrebe u kotlu na ispušne plinove. Toplina sadržana u rashladnoj vodi hladnjaka zraka, ulja za podmazivanje i rashladnoj vodi motora jednaka je onoj ispušnih plinova, ali je pri još nižoj temperaturi. I pored toga, dio ove toplinske energije se koristi za različite brodske potrebe, primjerice za proizvodnju slatke vode u evaporatoru.

Koncem osamdesetih godina prošlog stoljeća došlo je do ideje o korištenju viška energije ispušnih plinova u turbo-compound sustavu, gdje se dobiveni rad u turbini snage (radnoj plinskoj turbini) predavao preko reduktora izlaznom vratilu sporohodnog brodskog motora. Na taj način povećala se izlazna snaga i efikasnost motora, a smanjila specifična potrošnja goriva za oko 3%. Ta je ideja zadnjih godina odbačena, a vodeće tvrtke MAN-B&W Diesel A/S [8] i [9] te WÄRTSILÄ Ltd. [10] nude nova rješenja zasnivana na povećanju izlazne temperature ispušnih plinova na uštrb efikasnosti motora. Na ovakav način moguća je ekspanzija dijela ispušnih plinova iz sabirnika ispušnih plinova u turbini snage i dobivanje rada, nakon čega ovi plinovi zajedno s plinovima iz turbina turbopunjača odlaze u kotao na ispušne plinove gdje proizvode vodenu paru na dva energetska nivoa. Para višeg tlaka i temperature ekspandira u parnoj turbini koja pogoni generator, i na taj način se proizvodi dodatni rad (moguće je da plinska i parna turbina pogone zajednički generator) u vidu električne energije za potrebe broda. Para nižeg tlaka i temperature također jednim dijelom ekspandira u parnoj turbini, a drugi dio se koristi za brodske potrebe grijanja.

Oba proizvođača predlažu nekoliko načina rada, WÄRTSILÄ čak četiri. Prednosti ovakvog korištenja otpadne topline i pored nešto niže efikasnosti samog pogonskog motora su:

- povećanje ukupne efikasnosti sustava,
- manja potrošnja goriva na brodu tijekom plovidbe,
- manja emisija CO_2,
- zbog manje potrošnje goriva manje su emisije i ostalih polutanata, posebice SO_2,
- manja potrošnja ulja za podmazivanje budući da tijekom plovidbe nema potrebe da radi brodski pomoćni motor.

2. CILJ ISTRAŽIVANJA

Cilj ovog rada je izrada termodinamičkog modela procesa u sprohodnom dvotaktnom dizelskom motoru, te proračun svih ulaznih i izlaznih tokova tvari i energija. Kao osnova za izradu proračuna čiji rezultati će omogućiti termodinamičku analizu, koristit će se podaci 6S70MC MAN-B&W pogonskog motora na MT Donat. Nakon toga potrebno je predložiti matematički model za simulaciju rada sustava uz korištenje otpadne topline motora u brodskom pogonskom postrojenju. U dosadašnjoj pomorskoj praksi energija ispušnih plinova glavnog motora tijekom plovidbe koristila se u utilizacijskom kotlu za proizvodnju vodene pare u svrhu pokrivanja toplinskih potreba svih potrošača tijekom plovidbe. U ovom se radu energija produkata izgaranja, rashladne vode plašta cilindra i dio energije sadržane u zraku za ispiranje i punjenje cilindara glavnog motora koristi kogeneracijski za proizvodnju električne energije potrebne tijekom plovidbe broda i za potrebe svih korisnika topline na različitim temperaturnim nivoima, također tijekom plovidbe. Očekuje se dodatno izgaranje HFO u kotlu kako bi se dobilo dovoljno pregrijane pare za proizvodnju električne energije u parno turbinskom generatoru. Razlika ukupno utrošenog goriva u predloženom sustavu u odnosu na tradicionalni sustav: glavni pogonski motor plus pomoćni motor, predstavlja uštedu dobivenu u kogeneracijskom pogonu, a koja obzirom na sve veću cijenu goriva može biti znatna.

Kao alternativu parno turbinskom generatoru s vodenom parom ispitati će se CHP sustav na bazi otpadne topline glavnog motora, koji će kao radni medij koristiti jedan od novijih organskih fluida. I ovdje će se osim energije sadržane u ispušnim plinovima glavnog motora koristiti i energija rashladne vode plašta cilindra te energija sadržana u zraku za ispiranje i prednabijanje glavnog motora prije hlađenja u hladnjaku zraka. Pri tom će se ispitati mogućnost korištenja entalpije organskog fluida za potrebe grijanja nakon ekspanzije u parnoj turbini, u slučaju da temperatura bude dovoljno visoka.

Ukupan cilj istraživanja dvojak je:

1. Formuliranje jedinstvenog termodinamičkog pristupa brodskom pogonskom energetskom sustavu s korištenjem otpadne topline izradom modela numeričke simulacije kako bi istražili moguća povećanja ukupne efikasnosti brodskog postrojenja tijekom plovidbe.
2. Definiranje skupine režima unutar kojih se može izabrati optimalni režim, zavisno od okolnosti plovidbe. Pri tome treba istražiti optimalne parametre brodskog strojnog kompleksa i definirati radni fluid koji će omogućiti korištenje otpadne topline na brodu s visokim efikasnošću, što do sada nije bio slučaj.

Pokažu li rezultati ovog rada značajnije uštede na gorivu u bilo kojem od ova dva kogeneracijska sustava, može se predložiti brodarima i brodograditeljima izgradnju takvog kogeneracijskog sustava korištenja otpadne topline na novogradnjama.

3. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA

Dosadašnja istraživanja vezana za postavljenu problematiku temelje se na već izrađenim i u nekim segmentima primijenjenim modelima brodskog pogonskog sustava. U ovom pregledu navedeni su radovi od značaja za prikaz dosadašnjih postignuća na ovom području, te radovi koji su na različite načine utjecali na izradu modela brodskog pogonskog postrojenja prikazanog u ovom radu. Budući da se model brodskog postrojenja sastoji od više podmodela, spomenuti će radovi biti svrstani na odgovarajući način radi boljeg uvida u dosadašnja postignuća. U prvom dijelu su spomenuti radovi koji opisuju proces rada dizelskoga motora, u drugom dijelu navedeni su radovi koji se bave pojedinim uređajima ili postrojenjima koja koriste otpadnu toplinu motora u svrhe grijanja ili hlađenja, a u trećem dijelu obuhvaćeni su radovi koji obrađuju korištenje otpadne topline brodskog pogonskog sustava u proizvodnji rada (električnog ili mehaničkog).

3.1. MODELI MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Pri samom početku razvoja motora s unutarnjim izgaranjem uočilo se da poboljšanje i razvoj novih konstrukcija, koje su temeljene na znanju, iskustvu i talentu konstruktora i inženjera u praksi, predstavlja dugotrajan i skup proces. Zbog toga su se razvile metode proračuna u kojima se analitičkim putem analiziraju utjecajni parametri odvijanja radnog procesa i tako dobiju podaci za izradu novih i boljih konstrukcija. Već krajem tridesetih godina 20. stoljeća postavljeni su temelji proračuna većeg broja stvarnih fizikalnih procesa u motoru.

Osnove proračuna teoretskih procesa motora čine radovi Lista [11]. Usporedo se razvijaju i metode proračuna visokotlačnog dijela procesa, koje uzimaju u obzir veći broj parametara stvarnog procesa, Neuman [12], Zinner [13] i Vibe [14].

Zbog velikog utjecaja izmjene radnog medija na snagu i efikasnost motora, razvijaju se i metode proračuna niskotlačnog dijela procesa, temeljene na zakonima dinamike plinova. Razlikuje se nekoliko metoda. Najjednostavnija je tzv. stacionarna metoda, koja uzima u obzir procese u cilindru i razvodnim uređajima, zanemarujući promjene stanja plina ispred i iza ventila (kanala), to su radovi Lista [15] i [16], Orlina i Kruglova [17], te Hassélgrubera [18]. Kvazistacionarna metoda uzima u obzir vremenske promjene stanja plina u usisnom razdjeljivaču i ispušnom sabirniku, uz pretpostavku da su veličine stanja iste u svim točkama volumena. Takvu metodu koristili su Wallace [19] i Simson [20]. Nestacionarne metode izmjene radnog medija uzimaju u obzir valno širenje tlaka plinova u cjevovodima. Takve metode obradili su Pischinger [21] i [22], Leiker [23], Wright i Gill [24] i List [25].

Modeli koje su opisali u svojim radovima Mc Auly [26] i Woschni [27], približili su se realnom procesu u motoru. Procesi u cilindrima opisani su diferencijalnim jednadžbama izvedenim iz zakona o očuvanju energije i mase, te iz jednadžbe stanja plina. Uzete su u obzir promjene svojstva plina zbog kompresibilnosti i disocijacije. Metoda se zasniva na numeričkoj integraciji diferencijalnih jednadžbi po vremenskim inkrementima. Pri rješavanju se polazi od pretpostavljenog stanja u cilindru motora na početku kompresije i pretpostavljene dobave goriva, nakon čega se konvergencijom rješenja uspostavlja energetska ravnoteža turbopunjača, te protoka radnog medija kroz motor i turbopunjač.

Proračun radnog procesa prikazan u radovima Ledgera [28] i Bensona [29], izveden je na analognom računalu, pri čemu su srednji efektivni tlak i temperatura ispušnih plinova uzeti u funkciji pretička zraka. Protok zraka za ispiranje cilindara uzet je kao linearna funkcija brzine vrtnje motora, koja je dobivena mjerenjem. Polja značajki turbopunjača aproksimirana su jednostavnim matematičkim izrazima.

U radu Winterbone i dr. [30] prikazan je prikazuju simulacijski model motora u kojem se promjena tlaka ravna prema metodi puni-prazni. Visokotlačni dio procesa opisan je

idealnim ciklusom. Izmjena topline između cilindarske košuljice i okoline, određuje se samo tijekom ekspanzije promjenom eksponenta politrope. Izmjene topline tijekom ostalih faza, te izmjene topline u usisnim i ispušnim kanalima nisu uzete u obzir.

U radu [31] Boy je potanko opisao model procesa u brodskom pogonskom dizelskom motoru. Model opisuje realni proces u cilindru motora, proces u turbopunjaču, prolaznim kanalima, usisnom razdjeljivaču i ispušnom sabirniku po metodi "puni-prazni".

Jankov [32] je prikazao rezultate istraživanja u području matematičkog modeliranja procesa u cilindrima dizelskog motora, razvodnim, usisnim i ispušnim uređajima dvotaktnih i četverotaktnih motora s prednabijanjem i bez njega, u stacionarnom i nestacionarnom radu. Procesi u pojedinim elementima promatrani su kao procesi s povratnom vezom. Svi matematički modeli prikazani u radu razvijeni su na temelju kvazistacionarnih modela strujnih i termodinamičkih procesa. Za termodinamičko modeliranje procesa u cilindru dizelskog motora s izravnim ubrizgavanjem razmatrani su realan plin i disocijacija plina, promjenjivost mase plina zbog propuštanja, različite sheme ispiranja, prijelaz topline, kontinuirana promjena sastava plinova i realni tijek dovođenja energije izgaranjem goriva. Posebno su za potrebe matematičkog modeliranja termodinamičkih procesa u pojedinim elementima razvijeni analitički izrazi za parcijalne izvode specifične unutarnje energije, specifične entalpije i plinske konstante realnih i disociranih plinova izgaranja. U radu su svi matematički modeli napisani u obliku pogodnom za izradu modularnih računalnih aplikacija i korištenje jedinstvene numeričke metode integracije, to jest korišteni su opći modeli za rješavanje nelinearnih diferencijalnih jednadžbi i određenih integrala.

U doktorskoj disertaciji Medica [33] prikazuje se složeni nultodimenzionalni model realnog procesa za simulaciju stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada prednabijanog dizelskog motora kod pogona sinkronog generatora. Model motora temelji se na diferencijalnim jednadžbama izvedenim iz zakona o očuvanju mase i energije uz zadovoljenje jednadžbe stanja plina. Značajke turbine i punjača prikazane su polinomima dobivenim iz polja značajki. Uzeti su u obzir i prijelaz topline na stjenke cilindra, kao i usisni razdjeljivač te ispušni sabirnik s pripadnim kanalima. Uz model dizelskog motora s prednabijanjem, prikazan je i model električnih potrošača i to asinkronog elektromotora i omskog otpora. Model je primijenjen za simulaciju dinamičkih uvjeta rada srednjehodnog četverotaktnog prednabijanog dizelskog motora 12 PC 2-2V400, tvrtke S.E.M.T. Pielstick. U radu je izvršena simulacija starta motora, opterećenja i rasterećenja, a posebno je određena granica naglog opterećenja koje dizelski motor još može prihvatiti a da ne ispadne iz pogona. U radu je prikazana cjelovita analiza rada dizelskog motora pri dinamičkim uvjetima rada, a u usporedbi rezultata dobivenih modelom s izmjerenim, uočava se visoka točnost.

U doktorskoj disertaciji Račić [34] prikazan je matematički model primijenjen za analizu stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada, sporohodnog pogonskog dizelskog motora, i brodskog vijka s nepomičnim lopaticama. Posebno je ispitana stabilnost i raspoloživost u otežanim uvjetima rada, kao što je smanjenje opterećenja na nekom od cilindara ili poteškoće u radu sustava ispiranja i prednabijanja cilindara.

3.2. MODELI KOMPONENTI SUSTAVA HLAĐENJA I GRIJANJA BRODSKIH POSTROJENJA

Brodski sustavi grijanja i hlađenja sastoje se od većeg broja komponenti, a njihov izbor i međusobna povezanost ovise o namjeni i vrsti broda. Brodski se termotehnički sustavi sastoje od cjevovoda, pumpi, ventila, izmjenjivača topline te uređaja koje treba grijati ili hladiti. Posebnu važnost u modelu brodskih energetskih sustava imaju model cjevovoda i model izmjenjivača topline koji omogućuju simulaciju prijenosa mase i topline.

3.2.1. Modeli cjevovoda

Cjevovodi sustava rashlade i grijanja omogućuju dopremu medija do svih uređaja koje treba hladiti ili grijati. Zbog većeg broja uređaja spojenih u sustav grijanja ili hlađenja i njihova smještaja u brodu, struktura cjevovoda zahtijeva sustavan pristup tijekom proračuna. U prethodnom razdoblju provedeno je mnogo istraživanja usmjerenih na optimalno projektiranje cjevovoda da bi se pronašla kombinacija pumpi i značajki cjevovoda s najnižim troškovima.

Prve metode za rješavanje cjevovoda objavio je Hardy Cross 1936. godine. U svom radu Cross predlaže dvije metode za rješavanje cjevovoda. U prvoj metodi jednadžbe očuvanja izvedene su preko nepoznatih protoka u cijevima i nazvane su jednadžbama petlji. U drugom pristupu jednadžbe su izražene preko nepoznatih tlakova u čvorištima, pa se često nazivaju jednadžbama čvorova. Martin i Peters [35] te Epp i Fowler [36] unaprijedili su Crossov pristup uporabom Newton-Raphsonove metode, koja ima znatno bolju i bržu konvergenciju.

Wood i Charles [37] razvili su linearnu metodu, koja se temeljila na linearizaciji nelinearnog dijela matrice sustava jednadžbi. Wood i Rayes [38] proveli su opsežnu validaciju pouzdanosti metoda i došli do zaključka da je linearna metoda jednako pouzdana kao metoda jednadžba petlji. Mrakovčić [39] je razvio matematički model i program za simulaciju procesa u brodskome pogonskom postrojenju tijekom stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada, koji se temelji na bilancama mase i energije, toplinskim svojstvima radnog medija i konstrukcijskim značajkama komponenti simuliranog postrojenja. Primjenom ovog modela omogućeno je predviđanje ponašanja brodskoga pogonskog motora i brodskog rashladnog sistema u različitim uvjetima ekspoloatacije.

3.2.2 Modeli izmjenjivača topline

U praksi se susreću različiti tipovi i izvedbe izmjenjivača topline od kojih svaki ima više ili manje prednosti i nedostataka. Zadnjih godina pločasti izmjenjivači topline su zbog brojnih prednosti postali gotovo nezamjenjivi u brodskim pogonskim postrojenjima. Osim o površini ploča, značajke pločastih izmjenjivača topline znatno ovise o geometriji ploče, pa do danas nije određena univerzalna korelacija koja bi sa zadovoljavajućom preciznošću obuhvatila sve vrste ploča.

Prvi pločasti izmjenjivači upotrebljeni su 1923. godine u mljekarskoj industriji, a potom su se počeli rabiti u prehrambenoj i kemijskoj industriji. Osnovno načelo rada, te opis geometrije ploča dani su u većem broju radova [40], [41], [42] i pri tom istaknute osnovne prednosti u odnosu na druge tipove izmjenjivača.

Budući da su pločasti izmjenjivači topline vrlo fleksibilni glede uklapanja u različite procese u kojima se izmjenjuje toplina, mogu se kombinirati na različite načine. Strelow [43] je predložio metodu za proračun pločastih i spiralnih izmjenjivača metodom koja ne zahtijeva iteracije pa se odlikuje iznimnom numeričkom stabilnošću.

Onečišćenje ploča i stvaranje naslaga jedan je od problema koji smanjuju koeficijent prijelaza topline izmjenjivača topline. U radu [44] analizirane su značajke pločastih i cijevnih izmjenjivača topline pri desalinizaciji morske vode. Analiza se odnosi na usporedbu potrebne površine izmjenjivača topline, pad tlaka, oblik strujanja i koeficijent prijelaza topline. Premda su i cijevni i pločasti izmjenjivači jednako podložni taloženju sulfata, prednost je dana pločastim izmjenjivačima zbog lakšeg čišćenja.

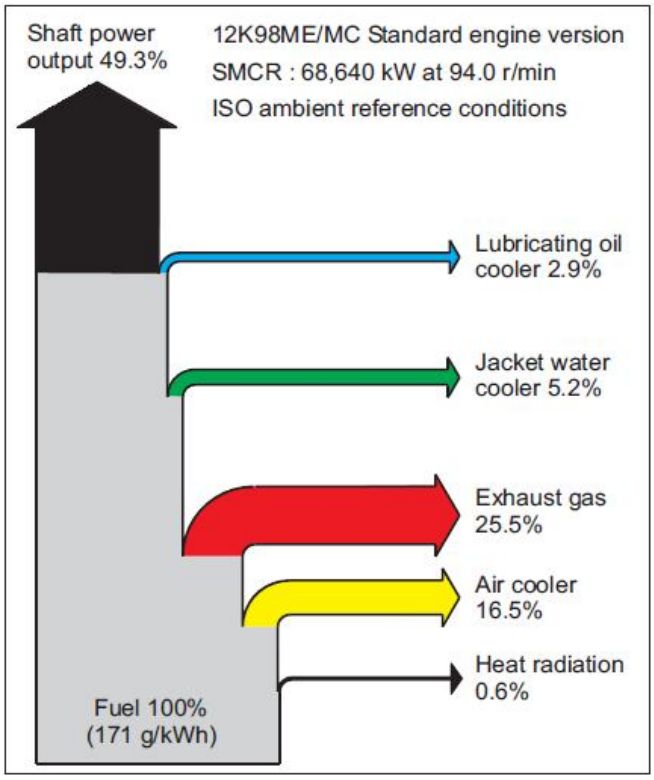
3.3. MODELI KORIŠTENJA OTPADNE TOPLINE BRODSKOG POGONSKOG SUSTAVA U PROIZVODNJI RADA

Korištenje otpadne topline termoenergetskih sustava primjenjuje se već duže vrijeme, posebice kod takvih sustava koji sadrže veće količine topline sadržane u ispušnim plinovima i/ili rashladnoj vodi, kao što je slučaj kod plinskih i parnih turbinskih postrojenja. I pored

visoke efikasnosti, dizelski motori također odnose u okolinu veliku količinu neiskorištene topline sadržanu u ispušnim plinovima i vodi za hlađenje.

3.3.1. MAN-B&W prijedlog korištenja otpadne topline ispušnih plinova

Najveći svjetski proizvođač brodskih sporohodnih dizelskih motora tvrtka MAN-B&W je početkom 2003. iznijela svoj prijedlog smanjenja potrošnje goriva i CO_2 emisija u brodskim pogonskim postrojenjima najvećih i velikih trgovačkih brodova [8]. Nakon prvih iskustava u eksploataciji sustav je dorađen i ispitan, te prikazan u radu [9]. Kao primjer, obrađen je brodski motor 12K98ME/MC, a bilanca topline prikazana je za standardnu verziju motora slikom 3.1.a, a za TES pri radu na ISO referentnim uvjetima okoline i pri 100% *SMCR* slikom 3.1.b.



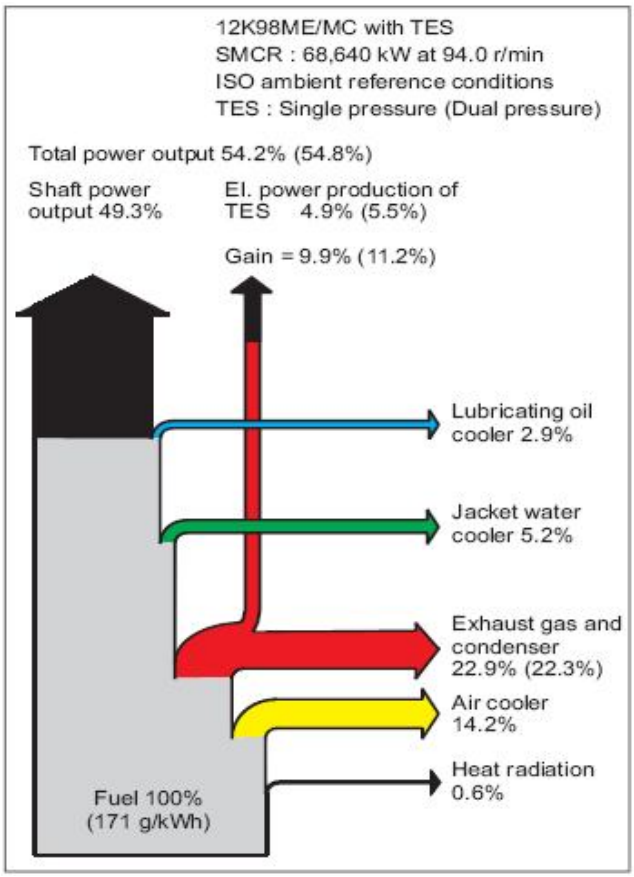
Slika 3.1.a Bilanca topline visokoefikasnog brodskog dizelskog motora 12K98ME/MC u standardnoj verziji pri ISO referentnim uvjetima okoline i pri 100% *SMCR* [9]

- Shaft power output	Izlazna osovinska snaga
- ISO ambient reference conditions	ISO referentni uvjeti okoline
- Lubricating oil cooler	Hladnjak ulja za podmazivanje
- Jacket water cooler	Hladnjak rashladne vode plašta
- Exhaust gas	Ispušni plinovi
- Air cooler	Hladnjak zraka
- Heat radiation	Isijavanje topline
- Fuel	Gorivo

Kao što je vidljivo iz bilance topline primarni izvor otpadne topline motora je izgubljena toplina ispušnih plinova, koja iznosi oko polovine ukupno izgubljene topline, tj. oko 25% ukupne energije goriva. U standardnoj visokoefikasnoj verziji motora, temperatura ispušnih plinova nakon turbopunjača je relativno niska ali upravo dovoljno visoka za proizvodnju pare neophodne za potrebe grijanja broda, u kotlu na ispušne plinove.

Međutim, sustav koji preraspodjeljuje toplinu ispušnih plinova od velike količine/niske temperature na malu količinu/visoke temperature povećava efekt korisnog korištenja topline

ispušnih plinova, ali u isto vrijeme može neznatno smanjiti efikasnost samog glavnog motora. Takav sustav naziva se Termo Efikasan Sustav (TES).



Slika 3.1.b Bilanca topline visokoefikasnog brodskog dizelskog motora 12K98ME/MC u Termo Efikasnom Sustavu u radu pri ISO referentnim uvjetima okoline i pri 100% *SMCR* [9]

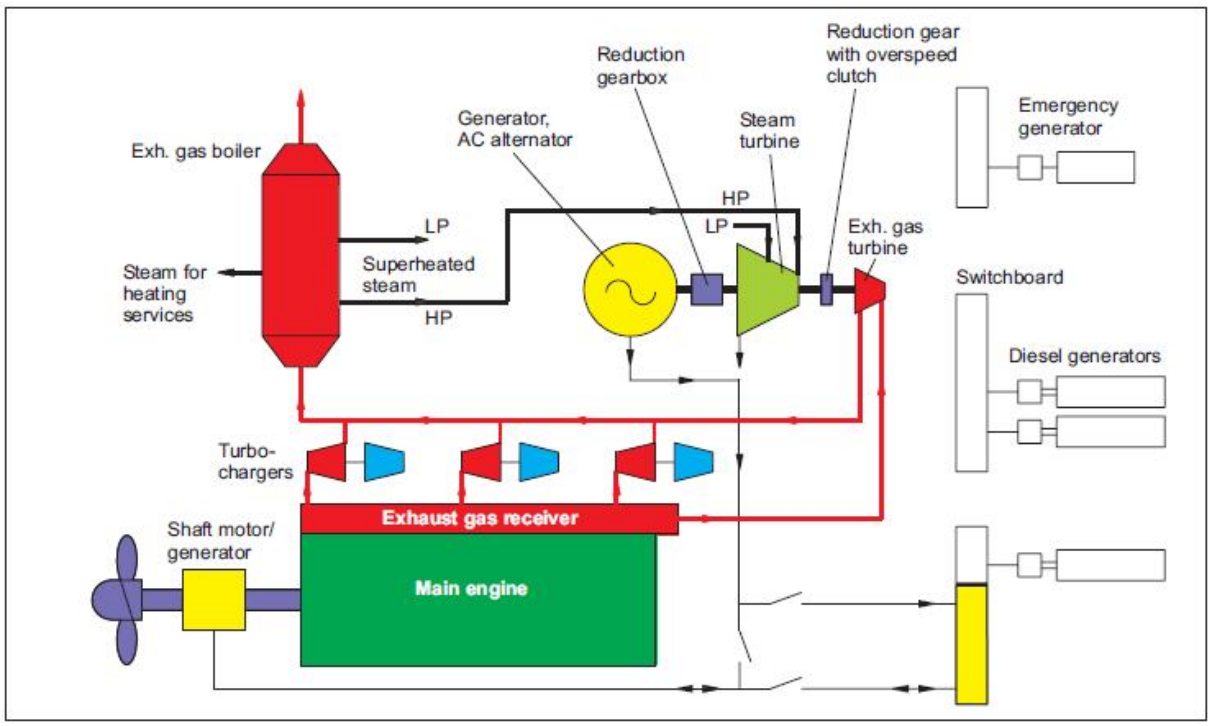
- Shaft power output	Izlazna osovinska snaga
- ISO ambient reference conditions	ISO referentni uvjeti okoline
- Total Power Output	Ukupna izlazna snaga
- Electricity production of TES	Proizvodnja električne energije TES-a
- Gain	Dobitak
- Single pressure	Jednotlačni
- Dual pressure	Dvotlačni
- Lubricating oil cooler	Hladnjak ulja za podmazivanje
- Jacket water cooler	Hladnjak rashladne vode plašta
- Exhaust gas	Ispušni plinovi
- Air cooler	Hladnjak zraka
- Heat radiation	Isijavanje topline
- Fuel	Gorivo

Vrijednosti na slici 3.1b odnose se na parni sustav jednog tlaka, dok vrijednosti u zagradama se odnose za dvotlačni parni sustav.

3.3.1.1. Koncept i razmještaj Termo Efikasnog Sustava

Termo Efikasni Sustav (Termo Efficiency System - TES) sastoji se od kotla na ispušne plinove, parne turbine (često nazivane turbo generator – TG) i turbine na ispušne plinove (često nazivane radna turbina) i zajedničkog generatora za proizvodnju električne energije. Turbine i generator smješteni su na zajedničkom postolju. Sustav je shematski prikazan na sl.

3.2a, a razmještaj kompletnog dizel generator-seta prema prijedlogu tvrtke Peter Brotherhood Ltd prikazan je slikom 3.2b.

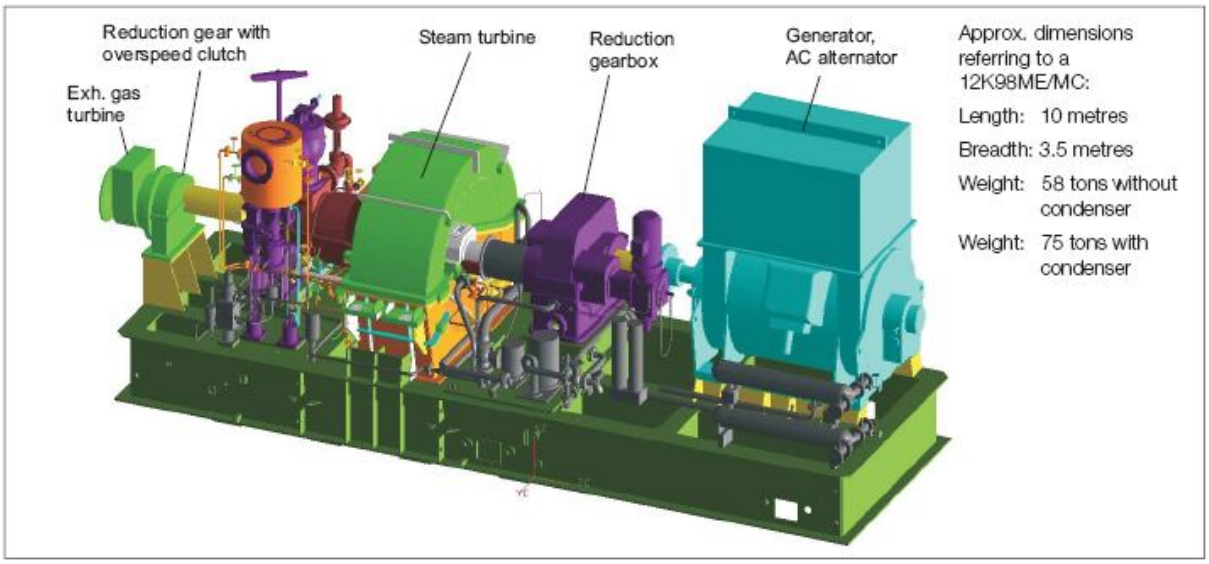


Slika 3.2a Koncept termo efikasnog sustava (TES) [9]

- Exh. gas boiler	Kotao na ispušne plinove
- Steam for heating services	Para za grijanje
- Superheated steam	Pregrijana para
- Turbochargers	Turbopunjači
- Reduction gearbox	Reduktor
- Steam turbine	Parna turbina
- Exh. gas turbine	Turbina na ispušne plinove
- Reduction gear with overspeed clutch	Reduktor s spojkom za prekoračenje brzine vrtnje
- Emergency generator	Agregat za nužnost
- Diesel generators	dizelski agregati
- Switchboard	Razvodna ploča
- Exhaust gas receiver	Sabirnik ispušnih plinova
- Main engine	Glavni motor

Turbina na ispušne plinove pogonjena je dijelom ispušnih plinova koji zaobilaze turbo punjač. Turbina na ispušne plinove može proizvesti dodatnu izlaznu snagu za proizvodnju električne energije, koja ovisi o dovedenoj količini ispušnih plinova.

Kada dio struje ispušnih plinova zaobilazi turbopunjač, ukupna količina zraka i plinova će se smanjiti, a temperatura ispušnih plinova nakon turbopunjača i zaobilaznog voda će porasti. Ovo će povećati proizvodnju pare u kotlu na ispušne plinove.



Sl. 3.2b Razmještaj kompletnog turbinskog generator seta prema prijedlogu Peter Brotherhood Ltd. [9]

- Steam for heating services	Para za grijanje
- Superheated steam	Pregrijana para
- Reduction gearbox	Reduktor
- Steam turbine	Parna turbina
- Reduction gear with overspeed clutch	Reduktor s spojkom za prekoračenje brzine vrtnje
- Generator AC alternator	Generator AC alternator
- Approx. Dimensions refering to a 12K98ME/MC	Približne dimenzije odnose se na 12K98ME/MC
- Lenght	Duljina
- Breath	Širina
- Weight	Težina
- Without/with condenser	Bez/sa kondenzatorom

Zaobilazni ventil ispušnih plinova kod opterećenja motora ispod 50% *SMCR* treba zatvoriti, što znači da će se temperatura ispušnih plinova smanjiti. Izlazna snaga turbine na ispušne plinove se predaje parnoj turbini preko reduktora (vidi slike 3.2a i 3.2b) sa spojkom za prekoračenje brzine, koja je potrebna za zaštitu turbine na ispušne plinove od prekoračenja brzine u slučaju da generator ispadne iz mreže.

Ukupna izlazna snaga termo efikasnog sustava koja smanjuje troškove goriva na brodu, je samo dodatni prirast koji može zamijeniti dio ili ukupnu električnu energiju proizvedenu od drugih izvora na brodu kao što su brodski pomoćni motori. Kao opcija može se ugraditi osovinski elektromotor/generator na osovinu glavnog motora, ali ovaj dodatni sustav je prilično skup.

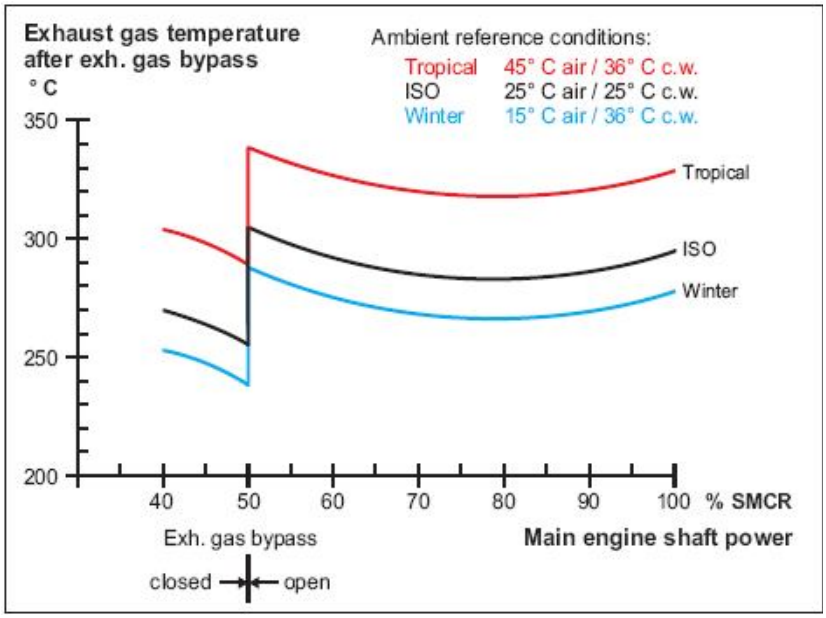
Općenito (za slučaj bez osovinskog generatora) kada se proizvede previše električne energije, (visokotlačna) pregrijana para za parnu turbinu se kontrolira regulatorom brzine preko prigušnog ventila, što znači da se višak pare isprazni u kondenzator. Kada generator radi u paraleli s pomoćnim dizelskim generatorom, regulator radi na normalan način kako bi dao korektnu podjelu opterećenja.

3.3.1.2. Performanse glavnog motora u Termo Efikasnom Sustavu

Maksimalni optok (bypass) ispušnih plinova koji odlaze u turbinu na ispušne plinove daje sljedeće efekte u odnosu na verziju visokoefikasnog dizelskog motora bez optoka plinova turbopunjača.

Parametri	**Otvoreni optok ispušnih plinova prema turbini na ispušne plinove**
Maksimalna izlazna snaga turbine na ispušne plinove pri 100% *SMCR*	+ 4,6% *SMCR* snage
Smanjenje ukupne količine ispušnih plinova	približno - 13%
Ukupno povećanje temperature miješanih ispušnih plinova nakon zaobilaznog ventila	+ 50°C
Povećanje potrošnje goriva	od 0,0% do + 1,8%

Temperatura izmiješanih ispušnih plinova prije kotla na ispušne plinove, za Termo Efikasni Sustav, bazirano na ISO referentnim uvjetima okoline, prikazana je u funkciji opterećenja motora na slici 3.3. Kod rada pri višim temperaturama okoline, temperatura ispušnih plinova biti će viša (oko +1,6°C za +1°C zraka), i obrnuto za niže temperature zraka okoline.



Slika 3.3 Temperatura izmiješanih ispušnih plinova nakon zaobilaznog ventila za glavni motor u TE sustavu [9]

- Exhaust gas temperature after exh. gas bypass	Temp. isp. plinova nakon obilaznog voda
- Ambinet reference conditions	Referentni uvjeti okoline
- Main engine shaft power	Snaga glavnog motora na vratilu
- Exh. gas bypass	Zaobilazni vod ispušnih plinova
- Closed	Zatvoren
- Open	Otvoren

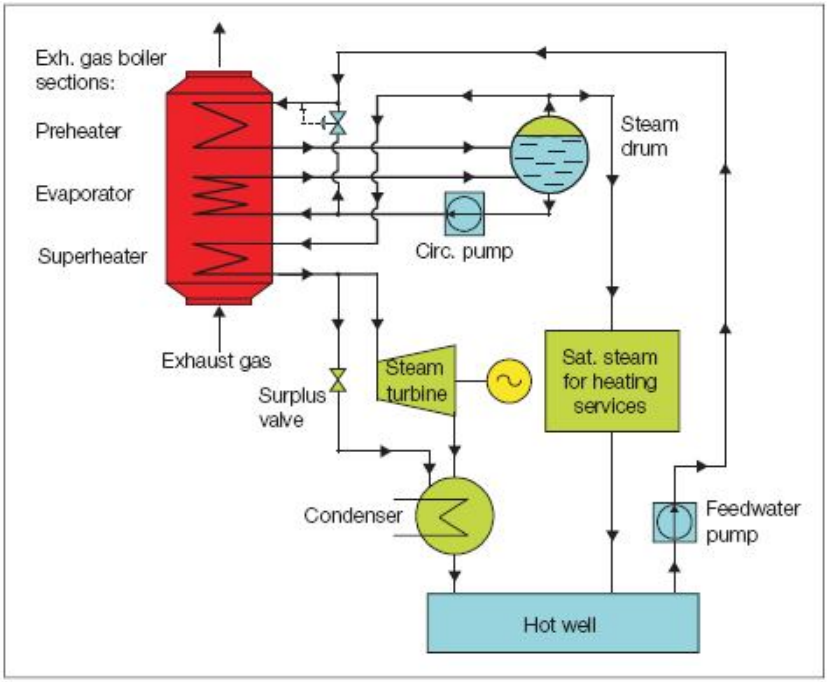
Povećanje potrošnje goriva glavnog motora ovisi o stvarnom maksimalnom tlaku izgaranja $p_{max.}$. Maksimalni tlak izgaranja u TE sustavu će uobičajeno porasti, u usporedbi sa standardnim motorom, i stoga se povećanje specifične potrošnje goriva može izbjeći kod primjene TE sustava.

3.3.1.3. Kotao na ispušne plinove i parni sustav

Kotao na ispušne plinove i parno turbinski sustavi analizirani su u ovom radu za dva tipa parnog sustava.

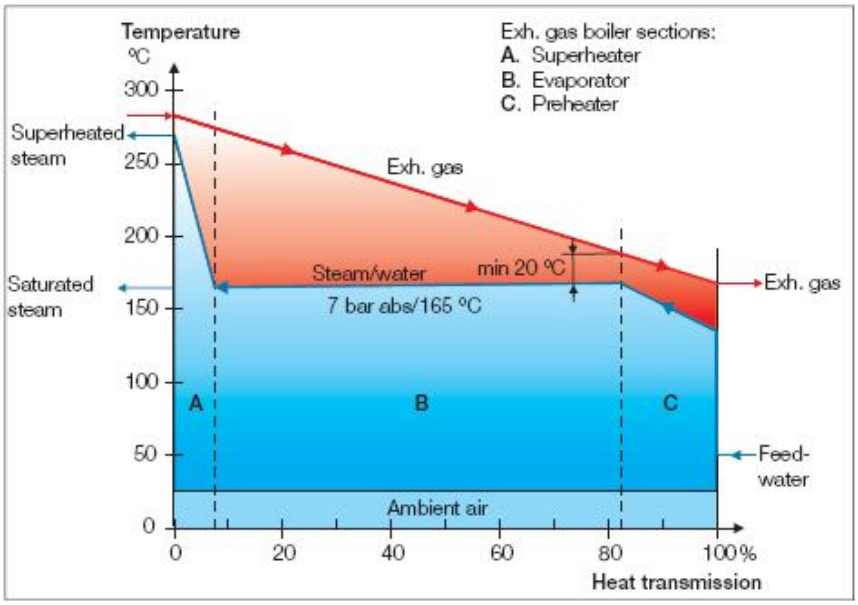
1. Parni sustav jednog tlaka

Parni sustav jednog tlaka koristi samo toplinu ispušnih plinova. Na slici 3.4, prikazan je dijagram procesa, a na slici 3.5, odgovarajući dijagram temperatura/prijenos topline. Parni bubanj kotla loženog gorivom može se koristiti umjesto odvojenog parnog bubnja.



Slika 3.4 Dijagram procesa Termo Efikasnog Sustava – sustav jednog tlaka kotla na ispušne plinove i jednotlačne parne turbine [9]

- Exh. gas boiler sections (Sekcije kotla na isp. plinove)
- Preheater (Predgrijač)
- Evaporator (Isparivač)
- Superheater (Pregrijač)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- Steam drum (Parni bubanj)
- Sat. steam for heating services (Zasićena para za potrebe grijanja)
- Condenser (Kondenzator)
- Circ. Pump (Cirkulacijska pumpa)
- Steam turbine (Parna turbina)
- Hot well (Mlaki zdenac)
- Feedwater pump (Napojna pumpa)
- Surplus valve (Ventil viška pare)



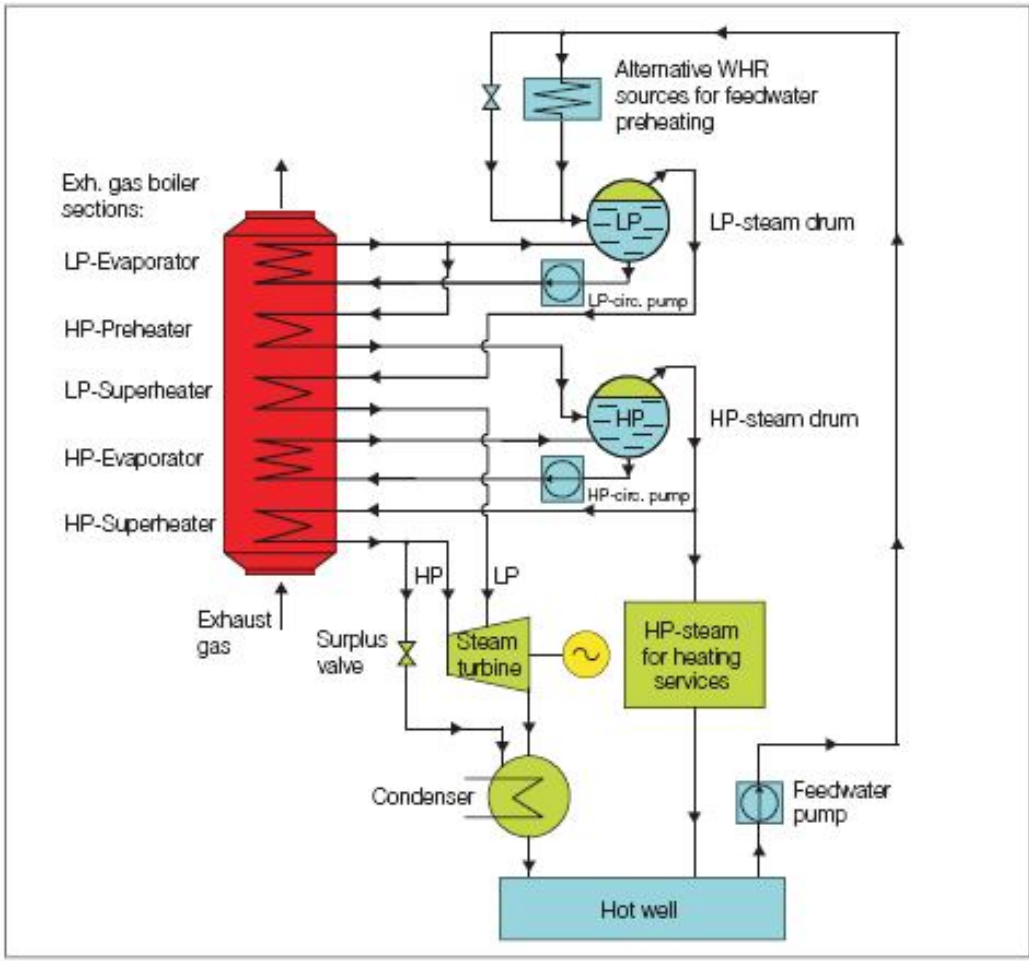
Slika 3.5 Dijagram temperatura/prijenos topline kotla na ispušne plinove sa jednostupanjskim parnim sustavom za glavni brodski motor u TE sustavu pri radu na 85% *SMCR*/ISO [9]

- Exh. gas boiler sections (Sekcije kotla na isp. plinove)
- Preheater (Predgrijač)
- Evaporator (Isparivač)
- Superheater (Pregrijač)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- Superheated steam (Pregrijana para)
- Saturated steam (Zasićena para)
- Staem/water (Para/voda)
- Feedwater (Napojna voda)
- Ambient air (Okolni zrak)
- Heat transmission (Prijenos topline)

2. Dvotlačni parni sustav

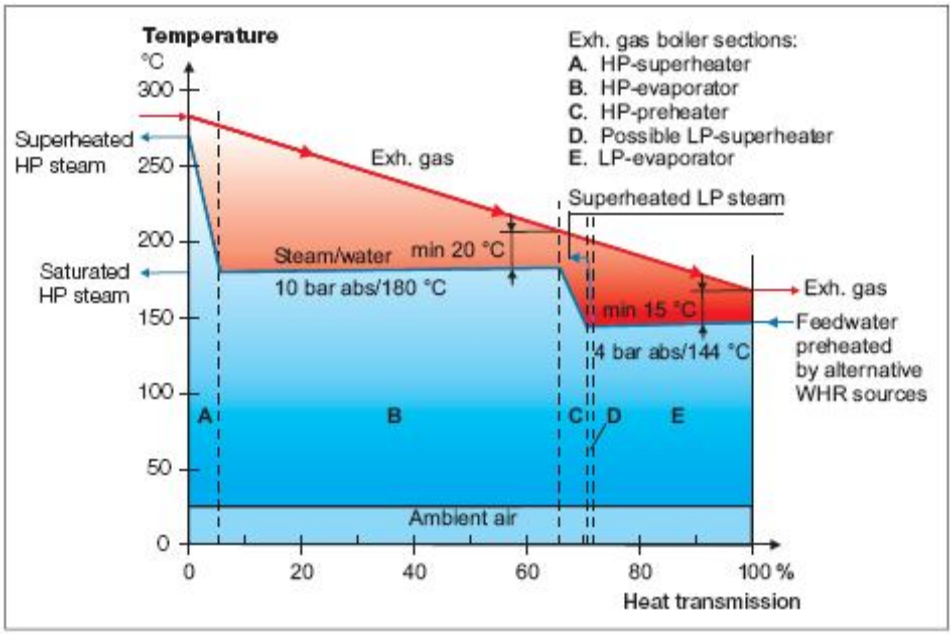
Kod korištenja dvotlačnog parnog sustava, nije moguće ugraditi niskotlačnu sekciju predgrijača u kotlu na ispušne plinove, budući bi temperatura ispušnih plinova na izlazu iz parnog kotla bila preniska što bi povećalo rizik mokrog (zauljenog) depozita čađe na cijevima kotla.

Složeniji dvotlačni parni sustav, zahtjeva dodatni izvor otpadne topline (toplina rashladne vode plašta cilindra i toplina rashladne vode zraka za ispiranje) za predgrijanje pojne vode što će, naravno, povećati količinu pare i time proizvodnju električne energije iz TES-a. Takav dijagram procesa prikazan je slikom 3.6, a slikom 3.7 odgovarajući dijagram temperatura/prijenos topline.



Slika 3.6 Dijagram procesa za Termo Efikasni Sustav – sustav dvotlačnog kotla na ispušne plinove sa dvotlačnom parnom turbinom [9]

- Exh. gas boiler sections (Sekcije kotla na isp. plinove)
- LP - Low pressure (Niskotlačni)
- HP - High pressure (Visokotlačni)
- Preheater (Predgrijač)
- Evaporator (Isparivač)
- Superheater (Pregrijač)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- Steam drum (Parni bubanj)
- Circ. Pump (Cirkulacijska pumpa)
- Steam turbine (Parna turbina)
- Condenser (Kondenzator)
- Hot well (Mlaki zdenac)
- Feedwater pump (Napojna pumpa)
- Surplus valve (Ventil viška pare)
- Alternative WHR sources for feedwater preheating (Alternativni WHR izvor predgrijanja pojne vode)
- Sat. steam for heating services (Zasićena para za potrebe grijanja)



Slika 3.7 Dijagram temperatura/prijenos topline za kotao na ispušne plinove sa dvotlačnim parnim sustavom za glavni motor sa TE sustavom i pri radu na 85% *SMCR*/ISO [9]

- Exh. gas boiler sections (Sekcije kotla na isp. plinove)
- LP - Low pressure (Niskotlačni)
- HP - High pressure (Visokotlačni)
- Preheater (Predgrijač)
- Evaporator (Isparivač)
- Superheater (Pregrijač)
- Superheated steam (Pregrijana para)
- Saturated steam Zasićena para
- Staem/water (Para/voda)
- Ambient air (Okolni zrak)
- Heat transmission (Prijenos topline)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- Feedwater preheated by alternative WHR sources (Alternativni WHR izvor predgrijanja pojne vode)

Ako se ne koriste navedeni alternativni izvori otpadne topline, za predgrijanje pojne vode može se koristiti niskotlačna para, što smanjuje ukupnu proizvodnju vodene pare za oko 16%.

Raspoloživa pregrijana para korištena u parnoj turbini jednaka je višku pare nakon odbitka zasićene pare potrebne za svrhe grijanja na brodu.

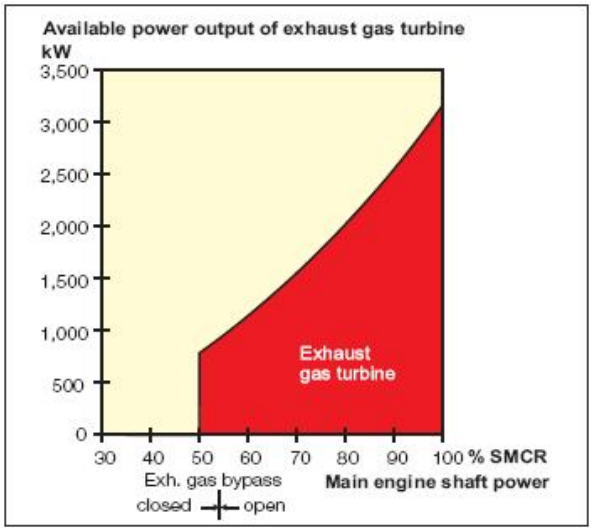
Kotao na ispušne plinove treba konstruirati na takav način da rizik od depozita čađe i požara u kotlu se minimizira i pored niske brzine strujanja ispušnih plinova.

3.3.1.4. Proizvodnja električne energije u Termo Efikasnom Sustavu

1. Izlazna snaga turbine na ispušne plinove

Preko zaobilaznog ventila ispušnih plinova moguće je u turbinu na ispušne plinove dovesti oko 12% ukupne količine ispušnih plinova pri 100% *SMCR*. Ova količina ispušnih plinova u turbini na ispušne plinove proizvede raspoloživu snagu od oko maksimalno 4,6% *SMCR* pri radu motora na 100% *SMCR*. Odgovarajuća izlazna električna snaga biti će nešto manja zbog gubitaka generatora i zupčastog prijenosa.

Pri djelomičnom opterećenju glavnog motora, izlazna snaga turbine na ispušne plinove biti će smanjena približno po kvadratnom korijenu opterećenja motora. Primjer maksimalno raspoložive izlazne snage turbine na ispušne plinove za glavni motor 12K98ME/MC prikazan je na slici 3.8 u funkciji opterećenja motora.



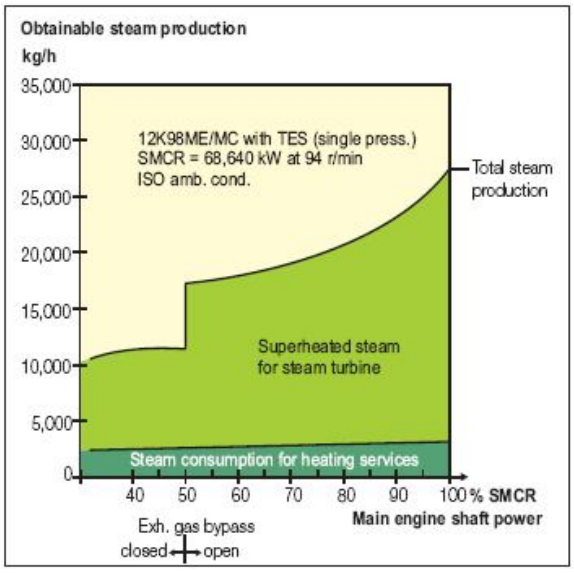
Slika 3.8 Očekivana raspoloživa izlazna snaga turbine na ispušne plinove za motor 12K98ME/MC sa *SMCR* = 68 640 kW pri 94 min^{-1} [9]
- Available power output of exhaust gas turbine (Raspoloživa snaga turbine na ispušne plinove)
- Main engine shaft power (Snaga glavnog motora na izlaznom vratilu)
- Exhaust gas bypass closed/open (Zaobilazni vod ispušnih plinova zatvoren/otvoren)

2. Izlazna snaga turbine na ispušne plinove i parno turbinskog sustava jednog tlaka

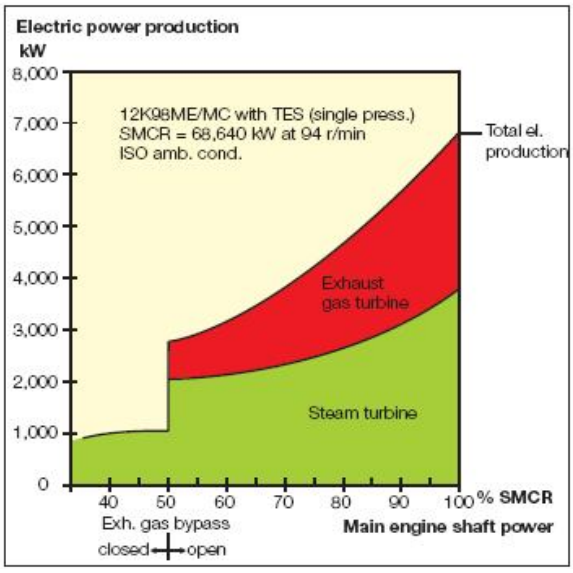
Parni sustav jednog tlaka je sustav gdje sva ponovo iskorištena toplina dolazi samo iz ispušnih plinova, što je relativno jednostavno postrojenje (vidi slike 3.4 i 3.5).

Budući da niska temperatura ispušnih plinova (rizik od kondenzacije sumporne kiseline) i niska brzina strujanja ispušnog plina (rizik od depozita čađe) kroz kotao na ispušne plinove može oštetiti kotao, izabrana je konstrukcije kotla za sustav parne turbine jednog tlaka, minimalni tlak pare 7 bar (165°C) i minimalni pinch point 20°C. Temperatura pregrijane pare je 270°C. Parna turbina je višestupanjska kondenzacijskog tipa s ulaznom parom jednog tlaka. Alternator/generator je pogonjen s parnom turbinom i turbinom na ispušne plinove.

Primjer za motor 12K98ME/MC (18,2 bar) pri nominalnoj snazi i ISO uvjetima okoline daje proizvodnju pare i proizvodnju električne snage u TE sustavu na slikama 3.9 i 3.10.



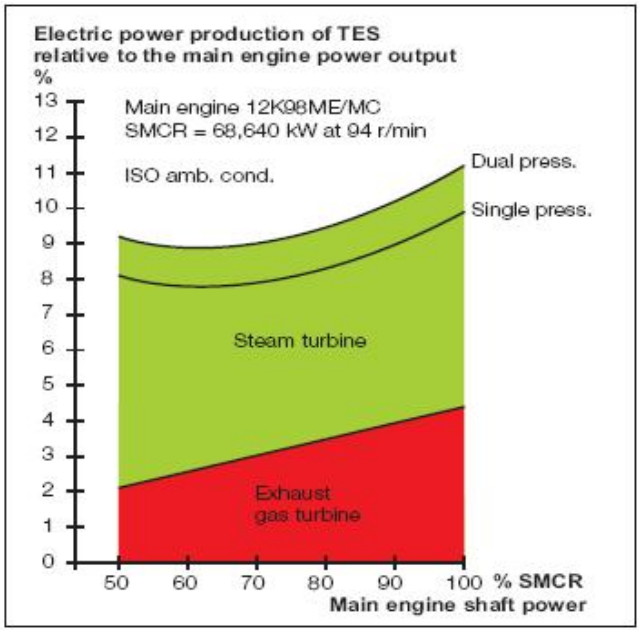
Slika 3.9 Očekivana proizvodnja pare u kotlu na ispušne plinove za parni sustav jednog tlaka za motor 12K98ME/MC u TE-u pri ISO referentnim uvjetima okoline [9]



Slika 3.10 Očekivana proizvodnja električne energije za TES-u u parnom sustavu jednog tlaka za motor 12K98ME/MC pri referentnim uvjetima okoline [9]

- Obtainable steam production	Raspoloživa proizvodnja pare
- Total steam production	Ukupna proizvodnja pare
- Superheated steam for steam turbine	Pregrijana para za parnu turbinu
- Steam consumption for heating services	Potrošnja pare za potrebe grijanja
- Total electrical production	Ukupna proizvodnja el. energije
- Exhaust gas turbine	Turbina na ispušne plinove
- Steam turbine	Parna turbina
- Exhaust gas bypass closed/open	Zaobilazni vod ispušnih plinova zatvoren/otvoren
- Main engine shaft power	Snaga glavnog motora na vratilu

Ukupna proizvodnja električne snage u % izlazne snage glavnog motora prikazana je na slici 3.11 u funkciji opterećenja motora.



Slika 3.11 Očekivana proizvodnja električne snage u % izlazne snage glavnog motora u TES-u pri ISO referentnim uvjetima okoline [9]

- TES Electric power production relative to the main engine power output	Proizvodnja električne energije TES-a u odnosu na izlaznu snagu glavnog motora
- Dual pressure	Dva tlaka pare
- Single pressure	Jedan tlak pare
- Exhaust gas turbine	Turbina na ispušne plinove
- Steam turbine	Parna turbina
- Main engine shaft power	Snaga glavnog motora na vratilu

Rezultati pri radu od 85% *SMCR* su prikazani na tablici 3.1, zajedno s izračunatim rezultatima rada za tri tipa glavnih motora pri ISO referentnom stanju okoline. Odgovarajući rezultati bazirani na tropskim uvjetima okoline prikazani su tablicom 3.2. Međutim, treba istaknuti, da je vjerojatno realnije koristiti ISO uvjete okoline (temperature) kao prosječne uvjete temperature tijekom eksploatacije broda diljem svijeta.

Tablica 3.1 Proizvodnja pare i električne snage te povrat uloženog novca za TES pri 85% *SMCR* glavnog motora i ISO referentnim uvjetima okoline [9]

Tip broda		VLCC	4 500 teu	6 000 teu	8 000 teu
Tip glavnog motora		6S90ME-C	7K98ME-C	12K90ME	12K98ME
Specificirana *MCR* (L1)	kW	29 340	39 970	54 840	68 640
Opterećenje glavnog motora	% *SMCR*	85	85	85	85
Izlazna snaga glavnog motora	kW	24 340	33 975	46 614	58 344
Potrošnja pare za grijanje	kg/h	1 400	1 800	2 400	3 000
EGT proizvodnja električne snage	kW	920	1 260	1 730	2 180
u % izlazne snage glavnog motora	%	7,3	3,7	3,7	3,7
ST1 proizvodnja električne snage	kW	1 110	1 640	2 250	2 840
u % izlazne snage glavnog motora	%	4,5	4,8	4,8	4,9
ST2 proizvodnja električne snage	kW	1 360	2 020	2 800	3 520
u % izlazne snage glavnog motora	%	5,4	5,9	6,0	6,0
Ukupna TES1 proizvodnja elektr. snage	kW	2 030	2 900	3 980	5 020
u % izlazne snage glavnog motora	%	8,2	8,5	8,5	8,6
Godišnja ušteda goriva	US$/god	374 000	528 000	724 000	917 000
Povrat uloženog novca	god	8,8	7,0	5,8	5,0
Ukupna TES2 proizvodnja elektr. snage	kW	2 280	3 280	4 530	5 700
u % izlazne snage glavnog motora	%	9,1	9,6	9,7	9,8
Godišnja ušteda goriva	US$/god	415 000	596 000	818 000	1 045 000
Povrat uloženog novca	god	8,8	7,0	5,8	5,0

EGT = Exhaust Gas Turbine (plinska turbina na ispušne plinove)
ST1 = Steam Turbine - sustav jednog tlaka 7,0 bar (parna turbina)
ST2 = Steam Turbine - sustav dva tlaka 4,0 bar/10,0 bar (parna turbina)
Potrebno predgrijavanje pojne vode
TES1 = EGT+ST1
TES2 = EGT+ST2
U normalnom pogonu pri 85% *SMCR* godišnje: 280 dana

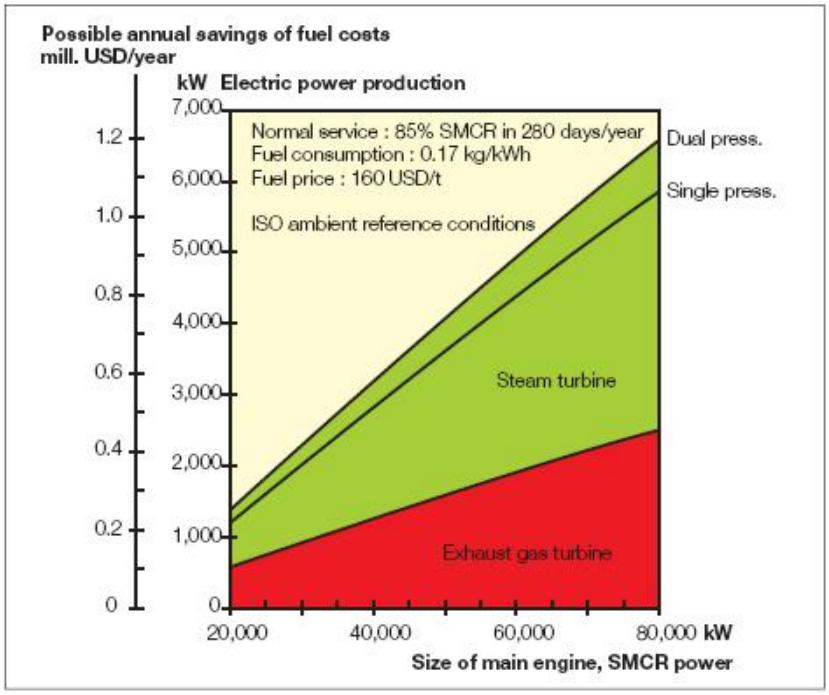
Tablica 3.2 Proizvodnja pare i električne snage za TES pri 85% *SMCR* i tropskim uvjetima okoline [9]

Tip broda		VLCC	4 500 teu	6 000 teu	8 000 teu
Tip glavnog motora		6S90ME-C	7K98ME-C	12K90ME	12K98ME
Specificirana MCR (L1)	kW	29 340	39 970	54 840	68 640
Opterećenje glavnog motora %*SMCR*		85	85	85	85
Izlazna snaga glavnog motora	kW	24 340	33 975	46 614	58 344
Potrošnja pare za grijanje	kg/h	900	1 200	1 600	2 000
EGT proizvodnja električne snage,	~kW	880	1 200	1 600	2 000
u % izlazne snage glavnog motora	%	3,5	3,5	3,5	3,5
ST1 proizvodnja električne snage	kW	1 600	2 300	3 150	4 000
u % izlazne snage glavnog motora	%	6,4	6,8	6,8	6,9
ST2 proizvodnja električne snage	kW	1 950	2 800	2 830	4 850
u % izlazne snage glavnog motora	%	7,8	8,2	8,2	8,3
Ukupna TES1 proizvodnja elektr. snage	kW	2 480	3 500	4 800	6 070
u % izlazne snage glavnog motora	%	9,9	10,3	10,3	10,4
Ukupna TES2 proizvodnja elektr. snage	kW	2 830	4 000	5 480	6 920
u % izlazne snage glavnog motora	%	11,3	11,8	11,8	11,8

EGT = Exhaust Gas Turbine (plinska turbina na ispušne plinove)
ST1 = Steam Turbine - sustav jednog tlaka 7,0 bar (parna turbina)
ST2 = Steam Turbine - sustav dva tlaka 4,0 bar/10,0 bar (parna turbina)

Potrebno predgrijavanje pojne vode
TES1 = EGT+ST1
TES2 = EGT+ST2

Na slici 3.12 prikazana je proizvodnja električne snage pri 85% *SMCR* glavnog motora, također u funkciji *SMCR* snage glavnih motora.



Slika 3.12 Očekivana proizvodnja električne snage i moguće godišnje uštede TES-a bazirano na ISO referentnim uvjetima okoline i 85% *SMCR*, prikazano u funkciji *SMCR* snage glavnog motora [9]

- Possible annual savings of fuel costs mil. USD/year	Moguće godišnje uštede na gorivu mil. USD/god
- Electric power production	Proizvodnja električne energije
- Normal service: 85% *SMCR* in 280 days/year	Normalni pogon: 85% *SMCR* u 280 dana/god.
- Fuel consumption	Potrošnja goriva
- Fuel price	Cijena goriva
- Dual pressure	Dva tlaka pare
- Single pressure	Jedan tlak pare
- Exhaust gas turbine	Turbina na ispušne plinove
- Steam turbine	Parna turbina
- Size of main engine, *SMCR* power	Snaga glavnog motora, *SMCR* snaga

3. Izlazna snaga turbine na ispušne plinove i parno turbinskog sustava dva tlaka

Pored parnog sustava jednog tlaka, složeniji i skuplji parni sustav dva tlaka se također može koristiti, kao što je prikazano slikama 3.6 i 3.7. Korišteni visoki i niski tlak pare iznose oko 10 ÷ 11 i 4 ÷ 5 bar odnosno 9 ÷ 10 i 3 ÷ 4 bar kao alternativa.

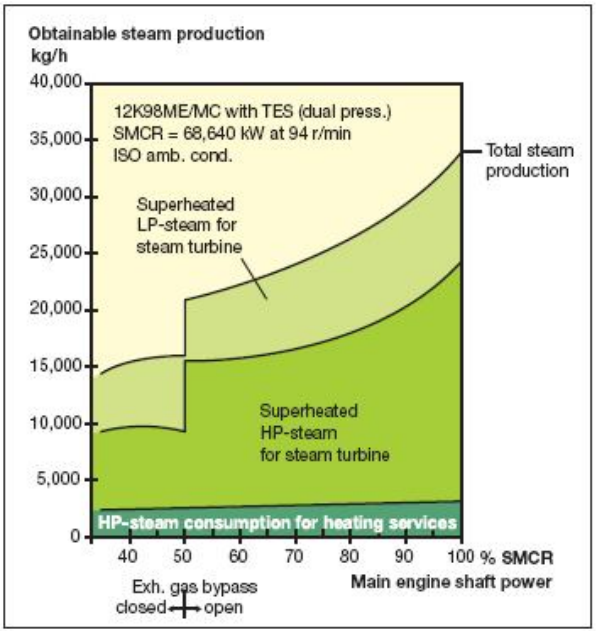
Parna turbina je višestupanjska kondenzacijska turbina s dovodom pare pri dva tlaka. Alternator/generator se pogoni istovremeno parnom turbinom i turbinom na ispušne plinove.

Zbog niskog tlaka pare i odgovarajuće niske temperature zasićenja, (144°C/4,0 bar), nema prostora za LP sekciju predgrijača u kotlu na ispušne plinove za predgrijavanje pojne

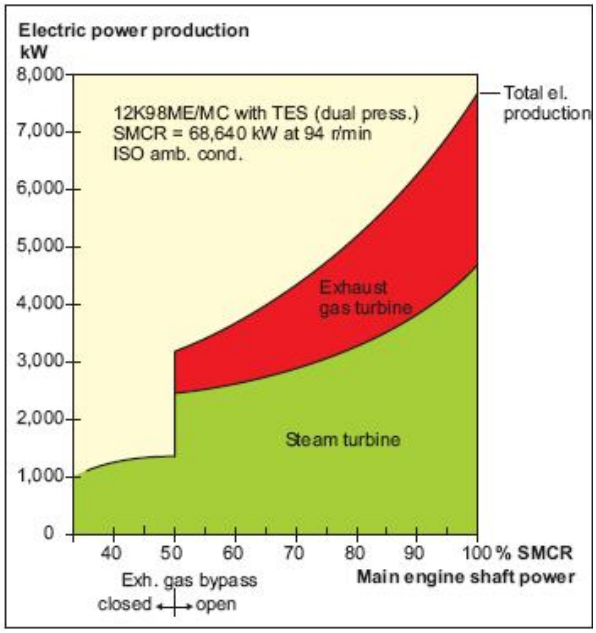
vode, budući da izlazna temperatura plinova iz kotla treba biti iznad 160 - 165°C kako bi se izbjegla korozija sumpornom kiselinom (niskotemperaturna korozija) u području izlaza iz kotla. Napojna voda se treba stoga predgrijati alternativnim izvorom topline kao što je toplina sadržana u rashladnoj vodi cilindara motora i rashladnoj vodi zraka za prednabijanje i ispiranje.

Nadalje, pinch point ne treba biti prenizak, s ciljem da se kotao zaštiti od naslaga čađi i mogućeg požara.

Primjer za motor 12K98ME/MC (18,2 bar) nominalno opterećen, u radu pri ISO referentnim uvjetima okoline, izračunata je proizvodnja pare i električna snaga proizvedena u TE sustavu, te prikazano slikama 3.13 i 3.14.



Slika 3.13 Očekivana proizvodnja pare kotla na ispušne plinove sustava s dva tlaka za glavni motor12K98ME/MC s TES bazirano na ISO referentnim uvjetima okoline [9]



Slika 3.14 Očekivana proizvodnja električne snage TES-a s parnim sustavom dva tlaka za glavni motor 12K98ME/MC bazirano na ISO referentnim uvjetima okoline [9]

- Obtainable steam production	Raspoloživa proizvodnja pare
- Total steam production	Ukupna proizvodnja pare
- Superheated steam for steam turbine	Pregrijana para za parnu turbinu
- Steam consumption for heating services	Potrišnja pare za potrebe grijanja
- Total electrical production	Ukupna proizvodnja el. energije
- Exhaust gas turbine	Turbina na ispušne plinove
- Steam turbine	Parna turbina
- Exhaust gas bypass closed/open	Zaobilazni vod ispušnih plinova zatvoren/otvoren
- Main engine shaft power	Snaga glavnog motora na vratilu

4. Povrat novca utrošenog za Termo Efikasni Sustav

Vrijeme za povrat novca utrošenog na TES ovisi umnogome o veličini glavnog motora i opterećenju motora te temperaturi okoline tijekom eksploatacije broda. Kao primjer rada pri tropskim uvjetima okoline, izlazna električna snaga TES-a je viša od one pri ISO standardnim uvjetima okoline, koji pak ima višu izlaznu TES snagu u odnosu na zimske uvjete okoline.

Nadalje, troškovi investicije po instaliranoj izlaznoj električnoj snazi TES postrojenja su relativno jeftiniji kod većih postrojenja.

Jednostavni proračuni prosječne uštede na troškovima goriva pri eksploataciji broda s glavnim motorom 12K98ME/MC i primjene TES-a pri ISO uvjetima temperature (za sustav jednog tlaka ili za sustav dva tlaka) u usporedbi sa standardnim 12K98ME/MC motorom, može dati poboljšanje od 8,6%/9,8% (TES1/TES2) u odnosu na izlaznu snagu glavnog motora, vidi tablicu 3.1.

Bazirano na prosječnim pogonskim uvjetima od 85% *SMCR* = 58 344 kW u 280 dana godišnje, *SFOC* = 0,00017 t/kWh i za cijenu od 160 US$/t godišnji troškovi za gorivo glavnog motora iznose za standardni 12K98ME/MC motor kako slijedi:

Trošak goriva = 280 dana × 24 h/danu × 0,00017 t/kWh × 58 344 kW × 160 US$/t = 10 664 000 US$/god

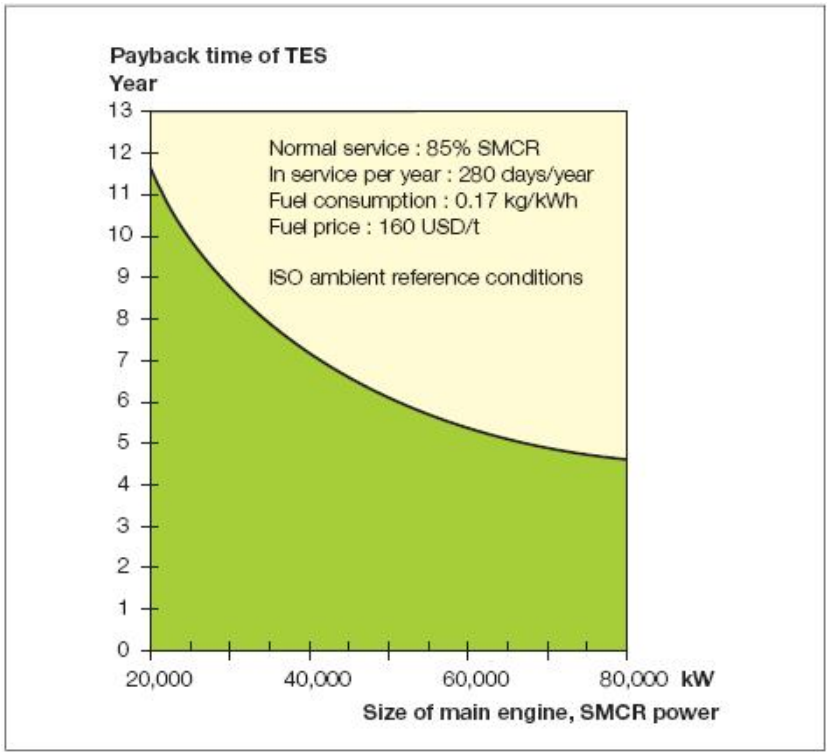
Za parne sustave jednog i dva tlaka, uštede u potrošnji goriva TE sustava biti će:

TES1 uštede = 0,086 × 10 664 000 = 917 000 US$/god
TES2 uštede = 0,098 × 10 664 000 = 1 045 000 US$/god

kao što je prikazano tablicom 3.1.

Slične uštede na potrošnji goriva koje vrijede za druga tri slučaja s manjim glavnim motorom prikazana su na tablici 3.1, a u obliku krivulja na slici 3.12 u funkciji veličine glavnog motora preko *SMCR* snage.

Bazirano na ekstra cijeni investicije TES postrojenja (bez ugradnje osovinskog elektromotora/generatora i minus cijena koštanja investicije običnog sustava kotla na ispušne plinove) za četiri slučaja glavnih motora uspoređeno sa standardnim instalacijama glavnih motora, proračunato vrijeme povrata investicije prikazano je tablicom 3.1, tj. u načelu isto za sustav jednog i dva tlaka. Za motor 12K98ME/MC vrijeme povrata investicije za TES je oko pet godina.



Slika 3.15 Vrijeme povrata investicije za TES, vrijedi za parne sustave jednog i dva tlaka [9]

- Payback time of TES Year	Vrijeme povrata uloženog u TES, god
- Normal service: 85% *SMCR* in 280 days/year	Normalni pogon: 85% *SMCR* u 280 dana/god.
- Fuel consumption	Potrošnja goriva
- Fuel price	Cijena goriva
- ISO ambient reference conditions	ISO referentno stanje okoline
- Size of main engine, *SMCR* power	Snaga glavnog motora, *SMCR* snaga

Na slici 3.15 prikazano je vrijeme povrata investicije TES postrojenja u funkciji veličine glavnog motora. Ovo vrijeme povrata vrijedi samo za slučaj da se sva električna energija proizvedena postrojenjem TES-a koristi na brodu. Pretpostavljeno je da se povećanje specifične potrošnje goriva glavnog motora kod primjene TES-a izbjeglo povećanjem tlaka izgaranja p_{max}.

3.3.1.5. Zaključak

Proračuni su pokazali da za ISO referentne uvjete okoline je moguće smanjenje u potrošnji goriva od 8 ÷ 10% za sustav pare jednog tlaka u normalnom pogonskom području glavnog motora. Što je veće opterećenje motora, moguća su veća smanjenja. Za složeniji sustav pare dva tlaka, odgovarajuće smanjenje potrošnje goriva iznosi oko 9 ÷ 11%. Svi proračuni pretpostavljaju nepromijenjeni MTBOs (maintenance time between overhouls) u usporedbi s današnjim očekivanjima.

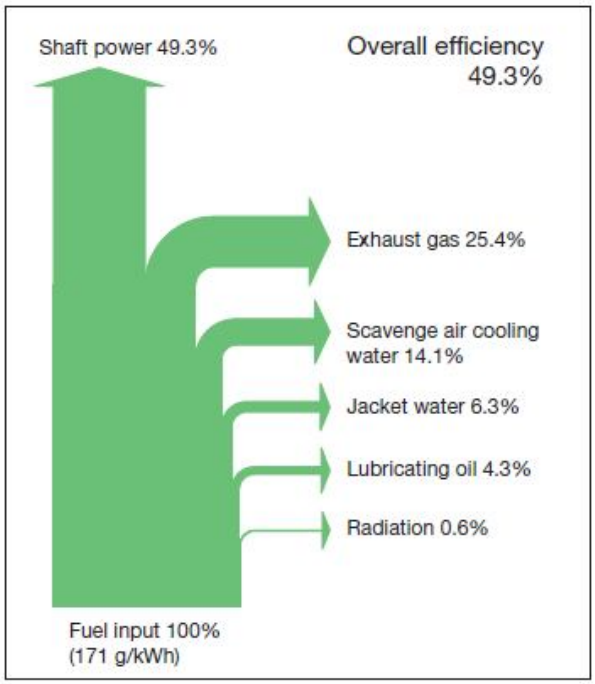
Proračuni vremena za povrat investicije bazirani na velikim kontejner brodovima s 12K98ME/MC glavnim motorom i pri prosječnom pogonu od 85% *SMCR* pri ISO referentnim uvjetima okoline i uobičajenoj plovidbi od 280 dana godišnje, ukazuju na oko pet godina potrebnih da se investicija za TES vrati kroz uštedu na gorivu. Vrijeme povrata za sustav jednog i sustav dva tlaka je jednako, budući da povećana proizvodnja električne energije kod sustava dva tlaka odgovara porastu investicije zbog složenije izvedbe u odnosu na sustav jednog tlaka. Kod odabira tipa Termo Efikasnog Sustava treba dobro proučiti povećani rizik od naslaga čađi i požara u kotlu na ispušne plinove. Iz tog razloga a također i zbog jednostavnijeg parnog kotla jednog tlaka, MAN B&W Diesel preporučuje sustav pare jednog tlaka kod ugradnje TES-a. Naravno, moguće je ugraditi i složeniji parni sustav s dva tlaka.

TE sustav je prilično skup, i relativno skuplji što je glavni motor manji, što daje duži povrat novca za investiciju TES-a. Iz tog razloga ugradnja TES-a je primjenjiva samo za velike trgovačke brodove, kao što su primjerice veliki brodovi za prijevoz kontejnera. No TE sustav direktno smanjuje i emisije CO_2 u istom iznosu koliko iznose uštede na potrošnji goriva. Dodatni troškovi investicije TES-a i povrat investiranog novca može se dobiti ne samo manjom potrošnjom goriva i ulja za podmazivanje, već danas i dodatnim "charter" ugovorima uz više cijene vozarine zahvaljujući imiđu "green ship-a".

3.3.2. Prijedlog Wärtsilä-e u korištenju otpadne topline brodskoga pogonskoga dizelskog motora

U članku [10] prezentiranom na Green Ship Technology Conference, London, 28/29 April 2004., Wärtsilä je predložila nekoliko alternativa u korištenju otpadne topline brodskoga pogonskoga dizelskog motora, a u članku [45] dodatno razradila razne načine smanjenja emisija. Svrha korištenja otpadne topline nije samo smanjenje potrošnje goriva, već i smanjenje CO_2 emisija. Općenito, smanjenje emisija iz motora s unutrašnjim izgaranjem postiže se kontroliranjem emisija u cilindru motora, naknadnim tretmanom ispušnih plinova, ili u slučaju SO_x emisija ograničenjem u specifikaciji goriva. Smanjenje CO_2 emisija moguće je jedino primjenom goriva manjeg sadržaja ugljika ili smanjenjem specifične potrošnje goriva. Poznato je da postoje veoma male mogućnosti kod velikih brodskih dizelskih motora za

smanjenje CO_2 emisija poboljšanjem toplinske efikasnosti motora. Osim toga, smanjenje potrošnje goriva uključuje povećanje NO_x emisija. Pa ipak postoji put koji daje oboje, smanjenje emisija i smanjenje potrošnje goriva a to je korištenje otpadne topline. Kod današnjih suvremenih sporohodnih dizelskih motora koji imaju izvrsnu efikasnost i preko 50% ulazne energije goriva, još uvijek postoji ostatak od 50% ulazne energije goriva koja nije kvalitetno iskorištena.



Slika 3.16 Bilanca topline Wärtsilä motora 12RTA96C pokazuje potencijal za korištenje otpadne topline suvremenih velikih sporohodnih brodskih motora [10]

- Shaft power (Osovinska snaga)
- Overall efficiency (Ukupna efikasnost)
- Lubricating oil (Ulje za podmazivanje)
- Jacket water (Rashladna voda plašta)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- Scavenge air cooling water (Rashladna voda zraka za ispiranje)
- Radiation (Isijavanje topline)
- Fuel input (Ulaz goriva)

U slučaju motora Wärtsilä 12RTA96C koji razvija maksimalnu kontinuiranu izlaznu snagu od 68 640 kW, ovo znači da se ekvivalentna količina energije rasipa u okolinu. Dnevna potrošnja od oko 300 t teškog goriva je potrebna da proizvede ovu osovinsku snagu od 68 640 kW. Nepotrebno je kazati da neiskorištena energija je opterećenje okoline i rasipanje naših ograničenih energetskih izvora. Više nego ikada do sada postoji odgovornost prema okolini, te da se čim bolje koriste primarni energetski resursi. Upravo to je vodilo konceptu koji omogućava bolje korištenje primarne energije. Usavršeno korištenje energije goriva na kraju svega rezultira manjim troškovima za gorivo i manjim emisijama. Smanjenje emisija također ima blagodat davanjem brodu imiđ "zelenog" broda koji danas postaje dodatni pomoćni faktor u nadmetanju na tržištu tereta.

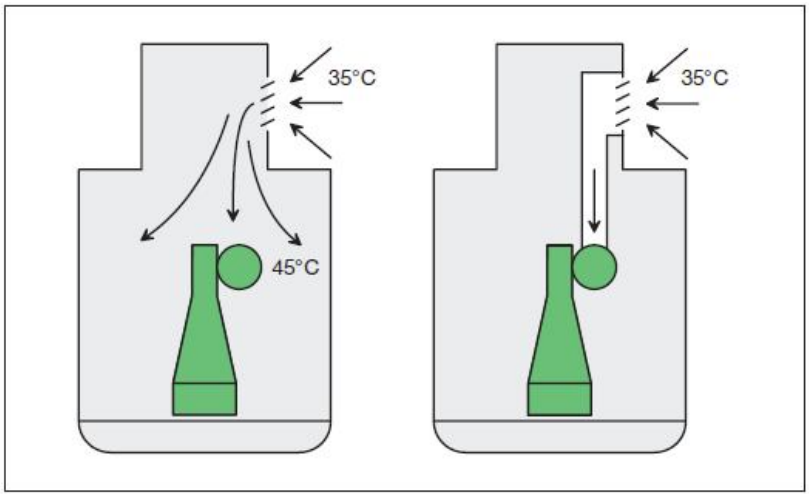
Primjena sustava korištenja otpadne topline je stoga trostruka:

- Operater broda profitira zbog nižih godišnjih troškova za gorivo
- Operater doprinosi nižim emisijama kao što su CO_2 i NO_x
- Operater ima benefit zbog bolje konkurentnosti na tržištu tereta.

Postoji također moralni aspekt da industrija pažljivo posluje sa Zemaljskim ograničenim energetskim zalihama, i u isto vrijeme, traži po okoliš prijateljsko rješenje.

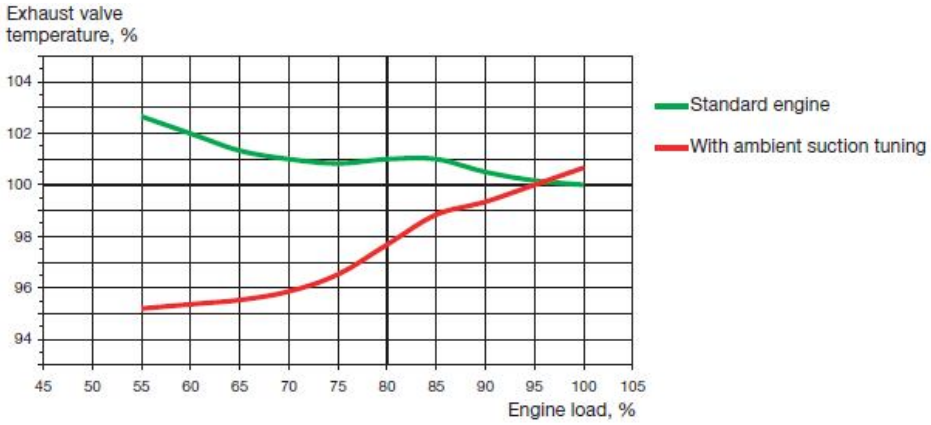
3.3.2.1. Podešavanje motora za korištenje otpadne topline

U ispušnim plinovima motora oko 25% ulazne energije je raspoloživo pri primjereno visokoj temperaturi (slika 3.16). Zbog toga su ispušni plinovi koristan potencijalan izvor za ponovno korištenje otpadne topline. Temperatura ispušnih plinova može se povećati prilagođavanjem motora na usis zraka temperature okoline. Brodski motori su obično konstruirani za usis zraka temperature do 45°C za tropske uvjete sa turbopunjačima koji sišu zrak iz strojarnice. Ako se umjesto toga ugradi usisna cijev do vanjskog prostora, (slika 3.17) maksimalna usisna temperatura neće prijeći 35°C.



Slika 3.17 Lijevo: Usis zraka iz strojarnice Desno: Usis zraka iz okoline [10]

U tom slučaju turbopunjači se mogu uskladiti na povratak toplinskog opterećenja motora prema onom koje prevladava pri radu motora za usisnu temperaturu od 45°C. Kada razmatramo takvo podešavanje da se postigne povećana temperatura ispušnih plinova, važno je da toplinsko opterećenje ovako prilagođenog motora nije veće od onog kod običnog motora, kako nebi izvrgli opasnosti pouzdanost motora. Čak sa izvjesnom količinom ispušnih plinova odvojenom za turbinu snage koja stoga nije raspoloživa za turbopunjač, toplinsko opterećenje motora postaje čak niže nego kod konvencionalnih motora (slika 3.18). Ovo je moguće jer posebno usklađivanje turbopunjača u kombinaciji s turbinom snage dozvoljava potpuno iskorištenje raspoložive efikasnosti turbopunjača, a također i zbog podešavanja usisa zraka iz okoline.



Slika 3.18 Toplinsko opterećenje motora s konvencionalnim podešavanjem u usporedbi s toplinskim opterećenjem postignutim kod primjene Total Heat Recovery Plant, u ovisnosti od temperature ispušnog ventila za motor 12RT-flex98C [10]

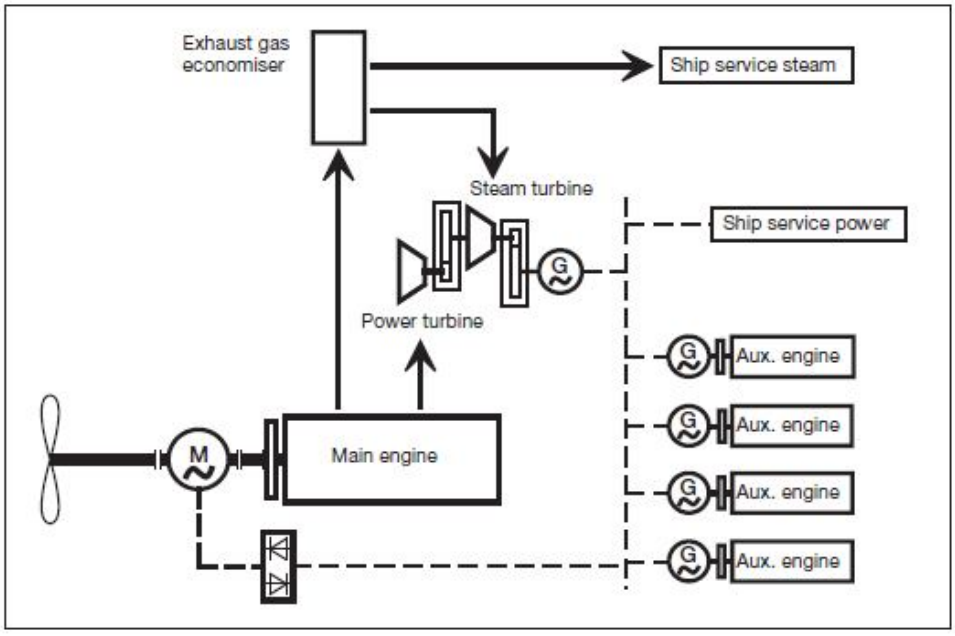
- Exhaust valve temperature — Temperatura na ispušnom ventilu
- Standard engine — Standardni motor
- With ambient suction tuning — S podešavanjem usisa na temperaturu okoline
- Engine load — Opterećenje motora

Ovo prilagođeno podešavanje međutim, dovodi do posljedice neznatno povećane potrošnje goriva pri ISO referentnim uvjetima. Ali prirastom energije, dobivene od turbine snage, kompenzira se gubitak na efikasnosti zbog veće potrošnje goriva. Motor treba biti opremljen s jednim zaobilaznim vodom zraka da osigura da maksimalni tlak u cilindru bude unutar dozvoljenih granica pri veoma niskoj temperaturi okoline.

Suvremeni, visokoefikasni turbopunjači imaju također mali pretičak u efikasnosti u gornjem rasponu opterećenja. Ovo omogućava izvjesnoj količini plinova izgaranja da se odvedu prije turbopunjača da pogone turbinu snage. Kod podešavanja normalnog motora nije vrijedno uzimanje prednosti ove mogućnosti. Međutim, naknadno usklađeni turbopunjači za usis iz okoline dozvoljavaju čak da se više ispušnih plinova odvede u turbinu snage pod ISO uvjetima prema konvencionalnom usklađivanju pri temperaturi zraka na usisu od 45°C. Stoga, ovako dodatno podešen sustav prednabijanja daje povećanu temperaturu ispušnih plinova i dozvoljava znatnoj količini ispušnih plinova da se odvoje prije turbopunjača, uslijed čega se omogućava postizavanje vrijednog potencijala povrata otpadne topline.

3.3.2.2. Total Heat Recovery Plant

Predloženo postrojenje ukupnog povrata otpadne topline (Total Heat Recovery Plant) sastoji se od dvotlačnog ekonomajzera, višestupanjske dvotlačne parne turbine, turbine snage, generatora pogonjenog od parne i plinske turbine, sustava predgrijavanja napojne vode i sustava osovinskog el.motora/generatora.

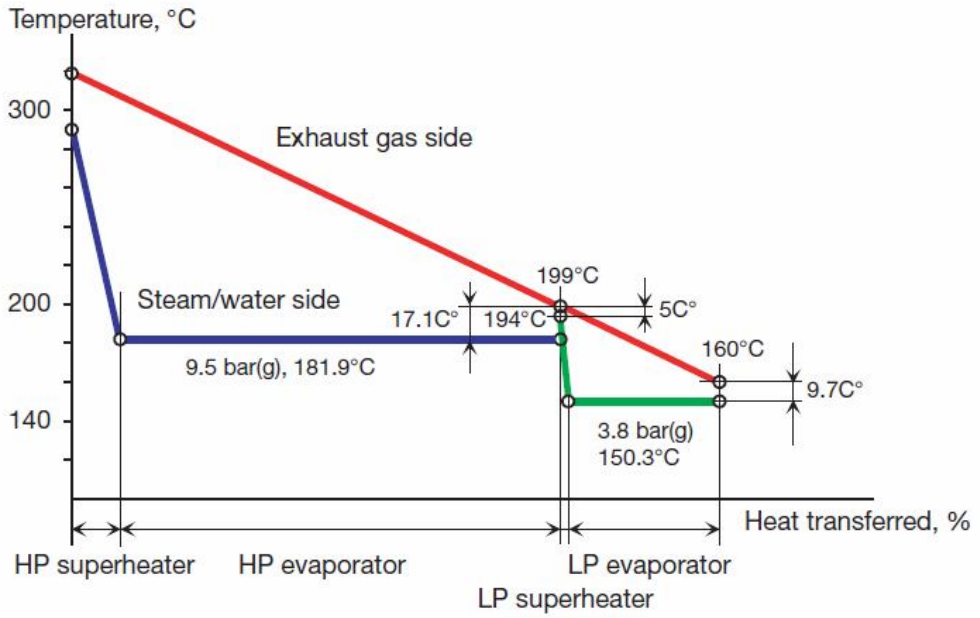


Slika 3.19 Total Heat Recovery Plant – shematski prikaz [10]

- Exhaust gas economiser (Ekonomajzer ispušnih plinova)
- Ship service steam (Para za brodske potrebe)
- Main engine (Glavni motor)
- Steam turbine (Parna turbina)
- Power turbine (Turbina snage)
- Aux. Engine (Pomoćni motor)

Ekonomajzer

Ekonomajzer ispušnih plinova sastoji se od visokotlačnog dijela sa HP isparivačem i sekcijom pregrijača, i niskotlačnog dijela sa LP isparivačem i sekcijom pregrijača. Tlak u visokotlačom parnom domu (bubnju) je 9,5 bar. Izlazna temperatura iz ekonomajzera nije manja od 160°C da bi se izbjegla sumporna korozija na izlaznom dijelu ekonomajzera. Sa pinch point od 10°C, postignut je tlak od oko 3,8 bar u niskotlačnom bubnju. Zasićena para za potrebe grijanja na brodu odvodi se iz HP bubnja.



Slika 3.20 Tipični dijagram utilizacije energije ispušnih plinova za Total Heat Recovery Plant [10]

- Exhaust gas side (Strana ispušnih plinova)
- Steam/water side (Strana vode/pare)
- LP - Low pressure (Niskotlačni)
- HP - High pressure (Visokotlačni)
- Evaporator (Isparivač)
- Superheater (Pregrijač)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- Heat transferred (Prenesena toplina)

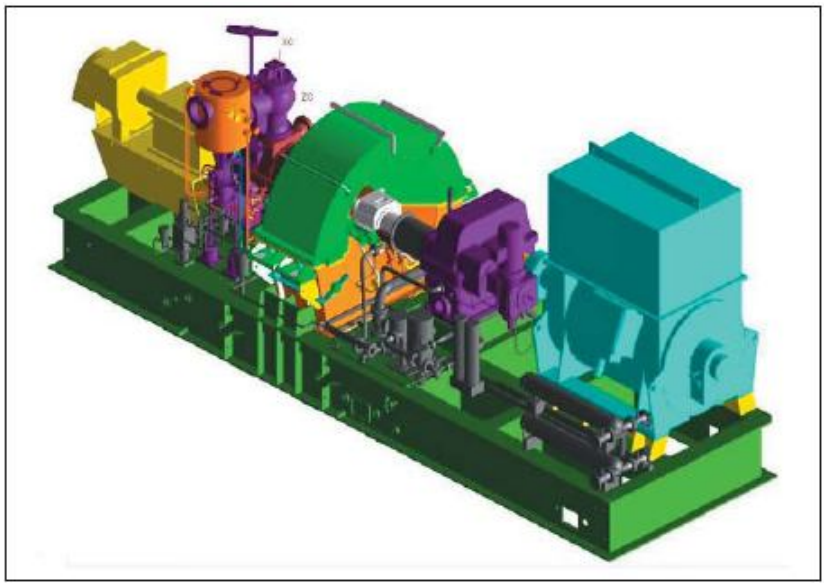
Grijanje napojne vode

U prvom stupnju napojna voda se grije od rashladne vode plašta cilindra temperature 85°C. Samo napojna voda za HP sekciju se dalje grije u hladnjaku zraka za ispiranje do oko 150 ÷ 170°C. Hladnjak zraka za ispiranje je konstruiran tako da sekcija grijanja napojne vode može raditi na suho sa neiskorištenom ukupnom toplinom.

Turbogenerator

Dvotlačna parna turbina radi pri 6 750 min^{-1}. Ulazni tlak visokotlačnog dijela turbine je oko 8,5 do 9,5 bar. Ovo zahtjeva tri stupnja parne turbine pri tlaku u kondenzatoru od 0,065 bar. Niskotlačni dio je određen izborom izlazne temperature ekonomajzera poštivanjem pinch-point od oko 10°C. S izlaznom temperaturom iz ekonomajzera od 160°C, razmatran je LP tlak pare na ulazu u turbinu 3,0 do 3,5 bar. Ovo zahtjeva 6 turbinskih stupnjeva pri tlaku kondenzatora od 0,065 bar. Reduktor brzine između parne turbine i generatora smanjuje brzinu vrtnje na brzinu generatora od 1 800 min^{-1}.

Turbina snage predaje snagu preko reduktora i spojke na parnu turbinu (slika 3.21).

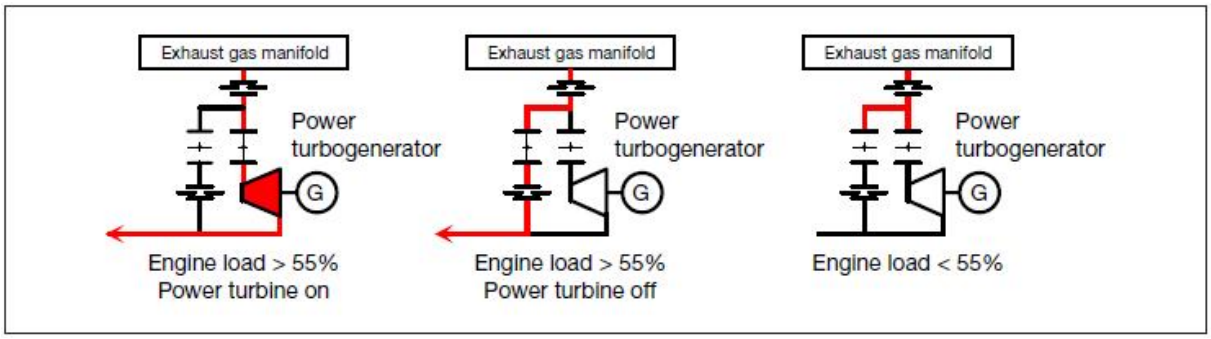


Slika 3.21 Turbogenerator za izlaznu snagu 7 MW_e prema prijedlogu tvrtke Brotherhood Ltd. [10]

Turbina snage

Turbina snage koristi dio struje ispušnih plinova (oko 10%) iz dizelskoga motora da proizvede osovinsku snagu koja se može dodati parnoj turbini koja pogoni generator. Ova plinska turbina je izvedena iz već dokazane turbine turbopunjača s manjim prilagodbama za korištenje kao turbine snage. Posebno usklađivanje turbine snage je neophodno za primjenu u sustavu korištenja otpadne topline budući da turbina sada radi pri konstantnoj brzini vrtnje jer je spojena s generatorom, za razliku od turbopunjača sa slobodno rotirajućim rotorom. Zakretni moment turbine snage predaje se rotoru parne turbine preko reduktora i spojke. Spojka za prekoračenje broja okretaja je neophodna da zaštiti turbinu snage od prekoračenja brzine vrtnje u slučaju da generator ostane bez opterećenja.

Turbina snage radi između 55% i 100% opterećenja motora. Struja ispušnog plina iz sabirnika ispušnih plinova se kontrolira preko otvora na izlazu iz sabirnika. Pri opterećenju motora ispod 55%, strujanje plina prema turbini snage je zatvoreno budući da efikasnost turbopunjača pri opterećenju manjem od 55% nije dovoljno visoka i stoga se ne dozvoljava ispušnim plinovima da pogone turbinu snage. Kako turbina snage ima otprilike isti omjer ekspanzije i efikasnost turbine turbopunjača, temperatura izlaznih plinova je otprilike ista kao i nakon turbine turbopunjača. Strujanje plina u turbinu snage je tako kontrolirano da radi u različitim modusima rada što je prikazano slici 3.22.



Slika 3.22 Modusi rada turbine snage na ispušne plinove [10]

- Exhaust gas manifold (Cjevovod ispušnih plinova) - Engine load (Opterećenje motora)
- Power turbine on (Turbina snage uključena) - Power turbine off (Turbina snage isključena)
- Power turbogenerator (Turbogenerator snage (na ispušne plinove))

Zaobilazni ventil

Brodski motor je podešen da radi unutar raspona usisne temperature zraka od -5°C do +35°C. Maksimalni tlak motora je unutar dozvoljenog raspona, kada motor radi unutar ovog raspona usisne temperature zraka. Ako će brod ploviti pri temperaturi okoline ispod -5°C, motor se mora zaštititi od prevelikog maksimalnog tlaka u cilindru koji se može pojaviti zbog previsoke specifične gustoće hladnog zraka. To se može postići primjenom zaobilaznog ventila za ispirni zrak ili za ispušne plinove. Premda zaobilazni ventil ispuha nudi izvjesne termodinamičke prednosti, najbolji izbor je zaobilazni ventil ispirnog zraka jer nudi mnogo višu pouzdanost izbjegavanjem kontakta s visoko temperaturnim ispušnim plinovima. Ventil djeluje na jednostavnoj on/off funkciji. Ako temperatura okolnog zraka padne ispod -5°C otvara se zaobilazni ventil i ispirni zrak se skreće prema usisnom cjevovodu zraka.

Sustav osovinski elektromotor/alternator

Slika 3.23 Tipični osovinski elektromotor/generator za oko 6 MW_e snage ugrađen na međuosovinu broda za prijevoz kontejnera (Siemens) [10]

Osovinski elektromotor/generator je nisko brzinskog tipa, direktno spojen na propelernu osovinu (slika 3.23). Radi sa električnom strujom različite frekvencije. Sustav za kontrolu frekvencije kontrolira frekvenciju prema elektromotoru i iz generatora. Sustav radi na 6600 V. Dakle, može raditi i kao elektromotor i kao alternator.

Načini rada za Total Heat Recovery Plant:

a) Elektromotor modus

Sustav za regeneraciju otpadne topline (Total Heat Recovery Plant) proizvodi više električne energije nego je potrebno za brodske potrebe. Višak električne energije se preko osovinskog elektromotora dodaje propelernom vratilu u vidu snage.

b) Generator modus

Sustav za regeneraciju otpadne topline proizvodi manje električne energije od brodskih potreba. Nedostajuću električnu energija proizvodi osovinski generator.

c) Modus pojačivača snage

Potrebna snaga propulzije je veća od one raspoložive iz glavnog motora. Sustav elektromotor/generator djeluje kao elektromotor i uzima električnu energiju iz Total Heat Recovery Plant ali i iz pomoćnih brodskih motora koji se moraju uključiti u pogon.

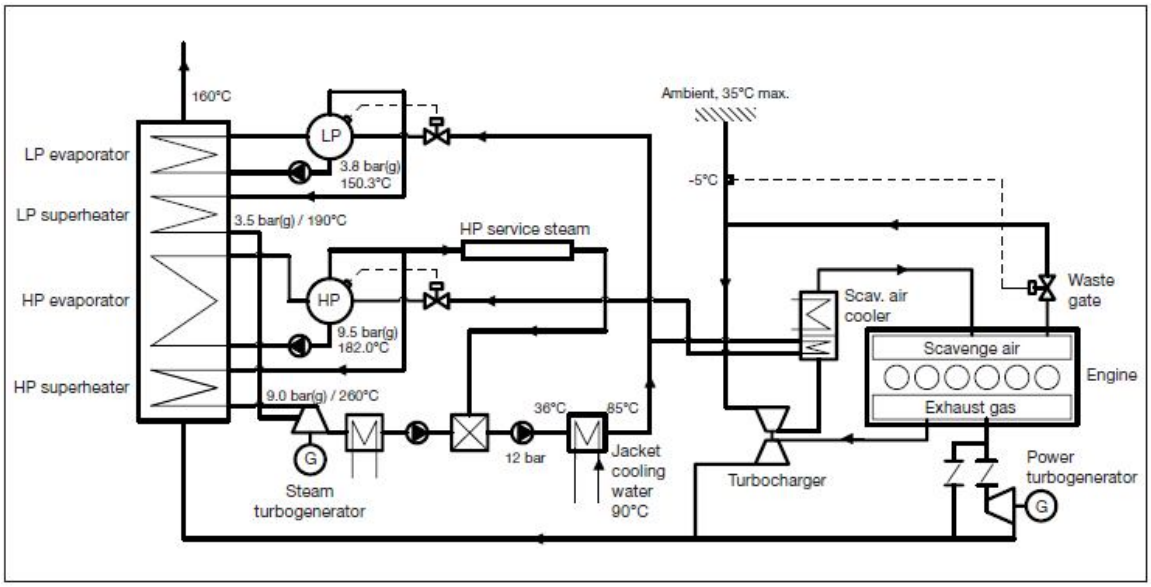
d) Modus propulzije kod kvara glavnog motora
Glavni motor se odvoji od propelerne osovine. Brod se tada pogoni osovinskim elektromotorom koji se snabdijeva električnom energijom iz pomoćnih dizelskih motora.

Ovakav sustav nudi znatnu fleksibilnost u optimiranju rada postrojenja minimizirajući troškove pogona ili maksimizirajući pogonsku snagu, te povećava sigurnost u slučaju ispada glavnog motora.

Broj pomoćnih dizelskih generatora može se smanjiti ugradnjom ovakvog sustava za regeneraciju otpadne topline (Total Heat Recovery Plant). Korištenje ovih pomoćnih dizelskih generatora je znatno smanjeno, čime se povećava potencijal smanjenja troškova pogona broda.

Potencijal Total Heat Recovery Plant

Snaga koja se može povratiti iz otpadne topline motora ovisi o uvjetima pri kojima motor radi. Referentni uvjeti su standardni unjeti okoline prema ISO 3046 (25°C temperatura usisnog zraka i 25°C temperatura rashladne vode u hladnjaku zraka). Povećani tlak na ispuhu ispušnih plinova i gubici na tlaku zraka na usisu, neispravan motor i povećana temperatura usisnog zraka rezultira u povećanoj temperaturi ispušnih plinova i stoga većoj izlaznoj snazi parne turbine. U isto vrijeme izlazna snaga plinske turbine (turbine snage) postaje manja. Također, promjenom radnih uvjeta motora povećava se potrošnja goriva.



Slika 3.24 Dijagram procesa za Total Heat Recovery Plant [10]

- LP - Low pressure (Niskotlačni)
- HP - High pressure (Visokotlačni)
- Evaporator (Isparivač)
- Superheater (Pregrijač)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- HP service steam (HP para za brodske potrebe)
- Steam turbogenerator (Parno turbinski generator)
- Jacket cooling water (Rashladna voda plašta)
- Ambient (Okolina)
- Turbocharger (Turbopunjač)
- Scav. air cooler (Hladnjak zraka za ispiranje)
- Scavenge air (Zrak za ispiranje)
- Exhaust gas (Ispušni plin)
- Waste gate (Ventil viška zraka)
- Engine (Motor)
- Power turbogenerator (Turbogenerator snage na isp. plinove)

Radni uvjeti motora za Total Heat Recovery Plant su definirani kako slijedi:

A1 = ISO uvjeti, novi motor (Referentni uvjeti)
A2 = ISO uvjeti, maksimalni protutlak ispušnih plinova i gubici na usisnom tlaku
A3 = ISO uvjeti, prosječno star motor
A4 = ISO uvjeti, maksimalno star motor

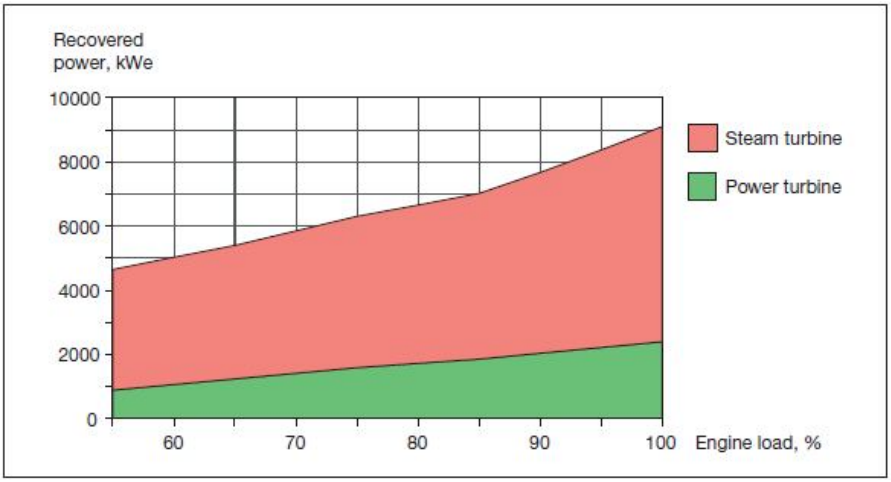
B1 = Tropski uvjeti, novi motor
B2 = Tropski uvjeti, maksimalni protutlak ispušnih plinova i gubici na usisu
B3 = Tropski uvjeti, prosječno star motor
B4 = Tropski uvjeti, maksimalno star motor

Tijekom promjena radnih uvjeta od A1 prema B4 mogu se očekivati sljedeće promjene:
- Specifična potrošnja goriva = +2,3%
- Izlazna snaga parne turbine = +25,8%
- Izlazna snaga plinske turbine = -10,0%

Slika 3.25 Izlazne snage parne turbine i plinske turbine (turbine snage) pri različitim radnim uvjetima za Wärtsilä 12RT-flex96C motor pri 100% opterećenja [10]
- Turbogenerator output (Izlazna snaga turbogeneratora)
- Steam turbine (Parna turbina)
- Power turbine (Turbina snage na isp. plinove)
- Operating conditions (Radni uvjeti)

Za ekonomska razmatranja, normalan rad se podrazumijeva između stanja A3 i B3.

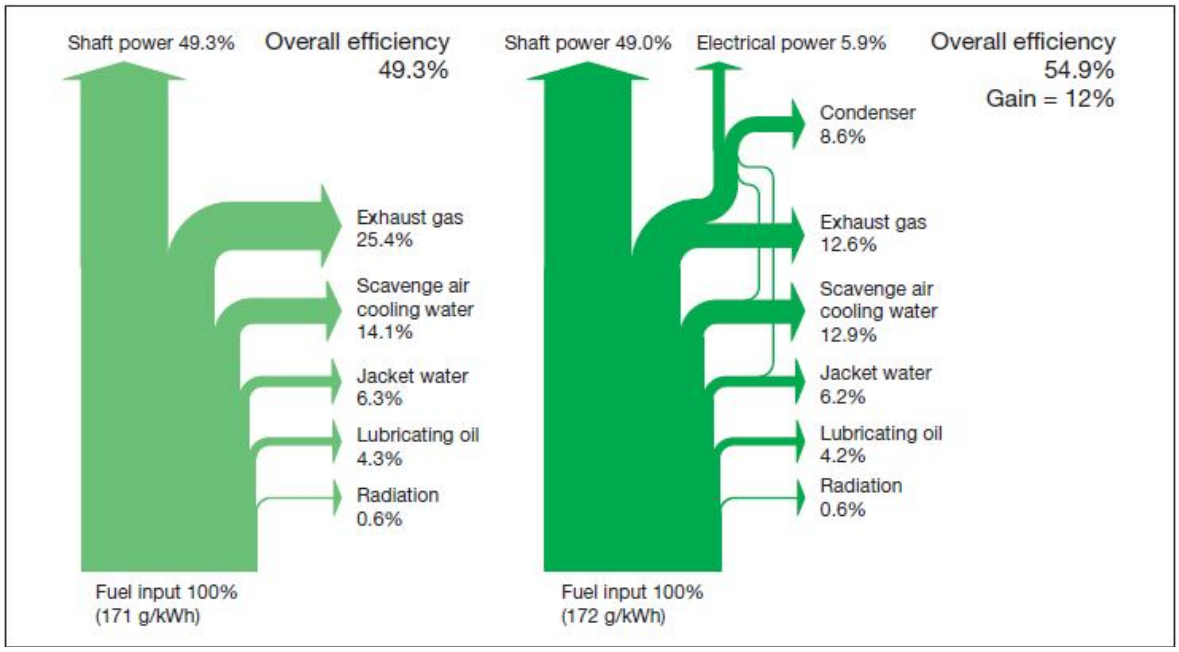
Za Wärtsilä 12RT-flex96C motor sa *MCR* snagom od 68 640 kW ovo rezultira izlaznom snagom turbogeneratora kao što je prikazano slikom 3.26.



Slika 3.26 Povrat snage iz otpadne topline Wärtsilä 12Rt-flex96C motora, srednje starosti i pri prosječnim ISO/tropskim uvjetima [10]
- Recovered power (Nadoknađena snaga)
- Steam turbine (Parna turbina)
- Power turbine (Turbina snage na isp. plinove)
- Engine load (Opterećenje motora)

Pri 85% opterećenja izlazna snaga turbogeneratora je 7 000 kW_e. Ovo iznosi 11% snage pogonskog motora. Ušteda goriva u odnosu na motor bez "heat recovery tuning" je stoga 10,5%.

Usporedba bilance sa i bez korištenja otpadne topline može se vidjeti sa slike 3.27.



Slika 3.27 Usporedba bilanci topline za Wärtsilä 12RT-flex96C motore bez iskorištenja otpadne topline (lijevo) i sa Total Heat Recovery Plant (desno) pokazuje ukupno povećanje efikasnosti za 12% primjenom Total Heat Recovery Plant [10]

- Shaft power (Snaga na kočnici)
- Overall efficiency (Ukupna efikasnost)
- Lubricating oil (Ulje za podmazivanje)
- Jacket water (Rashladna voda plašta)
- Exhaust gas (Ispušni plinovi)
- Scavenge air cooling water (Rashladna voda zraka za ispiranje)
- Radiation (Isijavanje topline)
- Radiation (Isijavanje topline)
- Electrical power (Električna snaga)
- Condenser (Kondenzator)
- Fuel input (Ulaz goriva)

Kombinirajući korištenje otpadne topline sa 14 cilindarskim Wärtsilä RT-flex96C motorom dobiva se raspoloživa pogonska snaga od 75 658 kW. Ovo je ekvivalentno motoru *MCR* snage 89 000 kW (120 000 BHP) bez korištenja otpadne topline (tablica 3.3).

Tablica 3.3 Maksimalna raspoloživa osovinska snaga sa Total Heat recovery Plant [10]

Tip Wärtsilä motora	12RT-flex96C	13RT-flex96C	14RT-flex96C
MCR snaga motora. kW	68 640	74 360	80 080
Pogonska snaga pri 85% opterećenja, kW	58 344	63 206	68 068
Raspoloživa izlazna snaga* iz heat recovery, kW	6 650	7 200	7 590
Ukupna ozlazna pogonska snaga, kW	64 994	70 406	75 658
Ekvivalentna *MCR* snaga bez heat recovery, kW	76 460	82 830	89 000

*Pretpostavljena efikasnost vratilnog voda 95%

Ova snaga treba biti dovoljna da pogoni sljedeću generaciju "mega" kontejner brodova. Takva snaga je vjerojatno granica za jedan propeler. Primjena Total Heat Recovery na velikim kontejner brodovima daje korist u:

- uštede u godišnjim troškovima goriva
- brod dobiva imiđ „zelenog“ broda

- korištenje dokazane pogonske strojarnice
- provedbu sustava planiranog održavanja s brodskom posadom

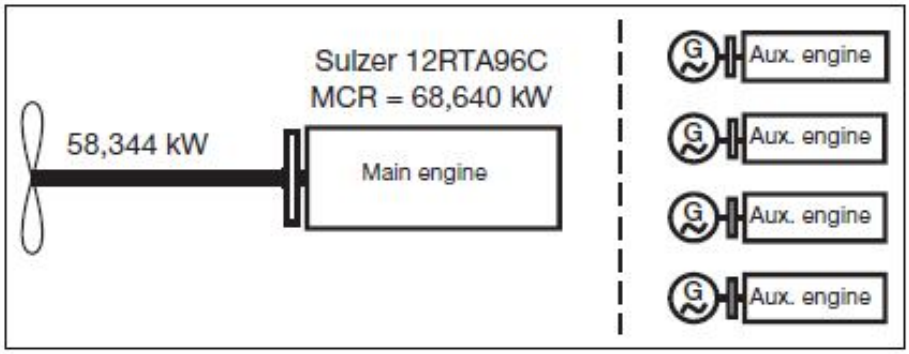
Ekonomsko razmatranje

Da bi se Total Heat Recovery Plant učinilo ekonomski isplativim, povrat novca za investiciju ne treba biti duži od 5 godina.

Za brodsko propulzijsko postrojenje koje se sastoji od Wärtsilä 12RT-flex96C glavnog motora sa *MCR* snagom od 68 640 kW i četiri Wärtsilä 8L32 dizelska generatora, svaki od 3 600 kW, uštede u radu mogu se izračunati na sljedeći način:

Pogonsko opterećenje glavnog motora	= 85% = 58 344 kW
Godišnji broj radnih sati	= 6 500 h
Prosječna brodska potrošnja el. energije	= 4 000 kW_e
Teško gorivo, cijena	= 150 US$/tona
Donja ogrjevna moć HFO	= 40 400 kJ/kg

Konvencionalno pogonsko postrojenje – osnova



Slika 3.28 Shematski prikaz konvencionalnog propulzijskog postrojenja – osnova [10]

- Main engine (Glavni motor) - Aux. Engine (Pomoćni motor)

Glavni motor:

b_e pri pogonskom opterećenju	= 167,9 g/kWh
Dnevna potrošnja goriva HFO	= 247,87 tona

Pomoćni motori:

BSFC pri pogonskom opterećenju	= 192,0 g/kWh
Dnevna potrošnja goriva HFO	= 19,43 tone

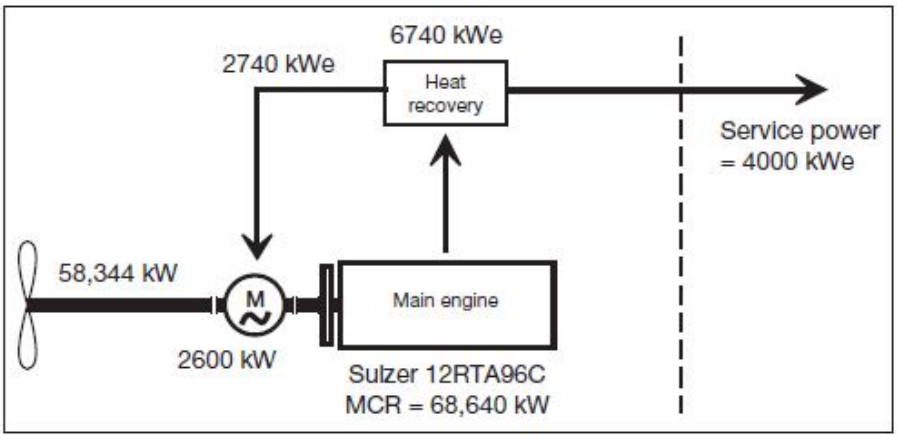
Ukupna dnevna potrošnja goriva HFO	= 267,30 tona
Ukupna godišnja potrošnja za gorivo	= US$ 10 859 062 = 100%

Pogonsko postrojenje s Total Heat Recovery Plant

Postrojenje za korištenje otpadne energije proizvodi 6 740 kW_e od kojih su 4 000 kW_e potrebne za brodsku potrošnju, tako da 2 740 kW_e daje snagu od 2 600 kW raspoloživo za propulziju.

Pogonska snaga glavnog motora postaje 55 744 kW (81,2% pogonsko opterećenje)

BSFC pri pogonskom opterećenju	= 168,5 g/kWh
Dnevna potrošnja teškog goriva HFO	= 237,67 tona
Ukupna godišnja potrošnja za gorivo	= US$ 9 655 343 = 88,9%
Godišnja ušteda na gorivu	= US$ 1 204 000



Slika 3.29 Shematski prikaz propulzijskog sustava sa Total Heat Recovery Plant [10]
- Service power (Snaga za brodske potrebe) - Heat recovery (Utilizacija) - Main engine (Glavni motor)

Uštede na održavanju i ulju za podmazivanje:

Budući da pomoćni motori ne rade tijekom plovidbe, troškovi održavanja i ulja za podmazivanje se smanjuju primjenom Total Heat Recovery Plant.

Godišnje uštede na održavanju = US$ 78 000
Godišnje uštede na ulju za podmazivanje = US$ 47 000

Ukupna godišnja ušteda na pogonu = US$ 1 329 000

Ove godišnje uštede predstavljaju neto sadašnju vrijednost od US$ 4,6 miliona, pretpostavljajući kamatnu stopu od 6% i vrijeme povrata novca u 4 godine. Na ovoj osnovi moguće je financirati dodatnu investiciju za Heat Recovery Plant.

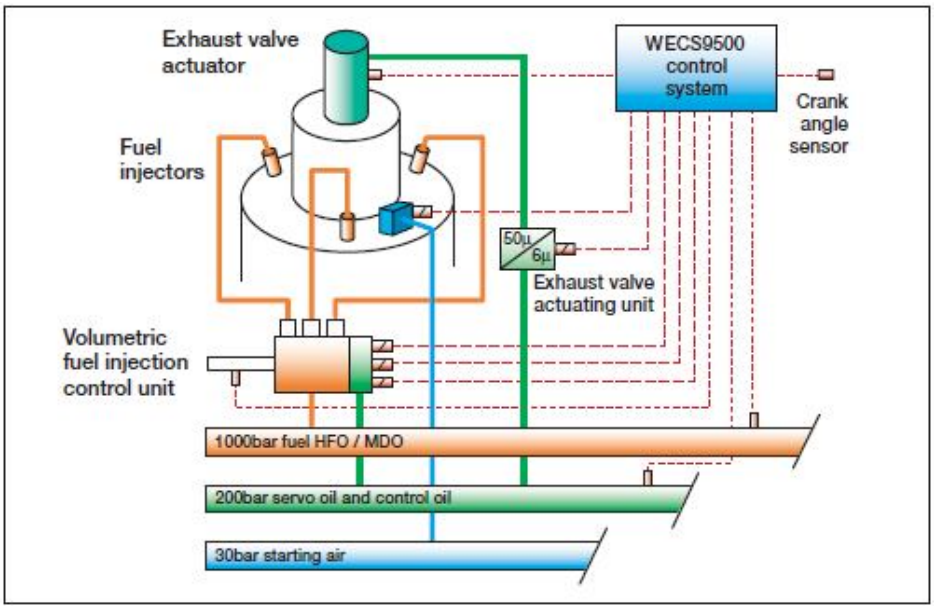
Wärtsilä RT-flex common-rail motori za korištenje otpadne topline

Prethodni prikaz Total Heat Recovery Plant je baziran na korištenju Wärtsilä RT-flex motora s common-rail ubrizgavanjem. RT-flex motori su posebno podesni za korištenje otpadne topline budući imaju prednost čistog izgaranja preko čitavog raspona snaga. Stoga se očekuje znatno manje onečišćenje kotla i zbog toga minimalan rizik od požara u kotlu.

Wärtsilä RT-flex motor je baziran na dobro dokazanoj Wärtsilä RTA seriji motora, ali umjesto uobičajenih mehaničko upravljanih pumpi za ubrizgavanje goriva i razvoda ispušnih ventila, RT-flex motori imaju elektronički upravljani common-rail sustav u kojem gorivo, servo ulje i upravljačko ulje se isporučuju pri regularnom tlaku prema zajedničkim cijevima smještenim u "rail" jedinici uzduž cilindara (slika 3.30). Grijano gorivo se isporučuje pripremljeno za ubrizgavanje pri tlaku do 1 000 bar. Servo ulje i upravljačko ulje su oboje na 200 bar i prolaze kroz automatski samočisteći filter.

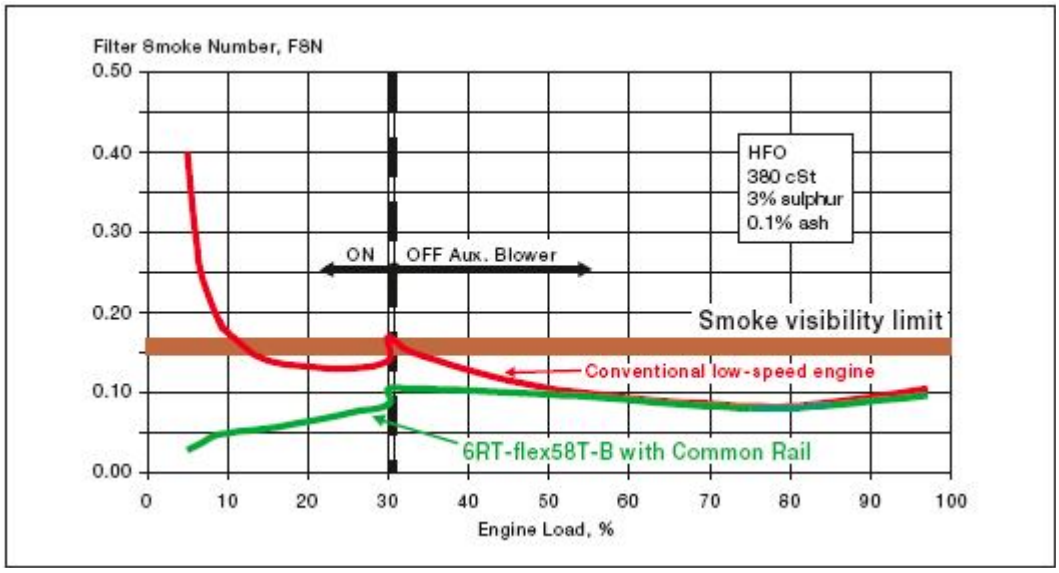
Ubrizgavanje goriva i ispušni ventil se upravljaju pojedinim upravljačkim jedinicama za svaki cilindar. Upravljačke jedinice su direktno ugrađene na jedan zajednički vod i upravljane su preko Wärtsilä elektro-hidrauličkog "rail" ventila.

Gorivo i servo ulje snabdijevaju common-rail sustav iz dobavne jedinice smještene sa strane cilindara motora. Dobavna jedinica je pogonjena preko zupčanika od koljenastog vratila. Volumen isporuke goriva i tlak u zajedničkom vodu se podešavaju preko kontrole usisa dobavne pumpe goriva.



Slika 3.30 Prikaz sustava zajedničkog voda RT-flex motora [10]

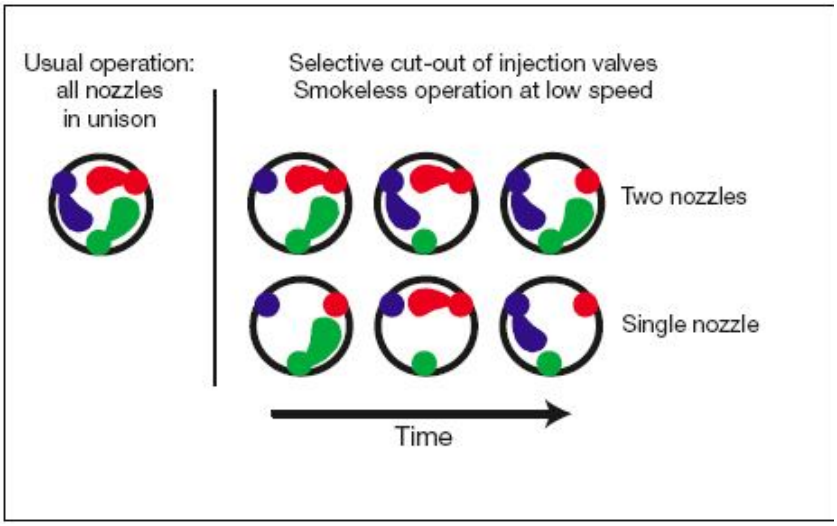
- Exhaust valve actuator — Aktuator/pokretač ispušnog ventila
- Fuel injectors — Ubrizgači
- Exhaust valve actuating unit — Upravljačka jedinica ispušnog ventila
- Crank angle sensor — Osjetnik kuta koljenastog vratila
- Volumetric fuel injection control unit — Volumetrijska upravljačka jedinica ubrizgavanja goriva
- Fuel HFO/MDO — Gorivo HFO/MDO
- Servo and control oil — Servo i upravljačko ulje
- Starting air — Zrak za startanje motora



Slika 3.31 Mjerenje dima na Wärtsilä 6RT-flex 58T-B motoru tijekom probne vožnje u usporedbi sa ekvivalentnim Wärtsilä RTA motorom [10]

- Filter smoke number — Dimni broj pročistača
- Aux. blower — Pomoćno puhalo
- Smoke visibility limit — Granica vidljivosti dima
- Conventional low-speed engine — Konvencionalni sporohodni motor
- 6RT-flex58T-B with Common Rail — 6RT-flex58T-B s zajedničkim vodom
- Engine load — Opterećenje motora

Najočitija korist Wärtsilä RT-flex motora je njihov rad bez dima pri svim radnim brzinama vrtnje (slika 3.31). Ovo je osigurano superiornim izgaranjem mogućim sa common-rail sustavom. Ovakav sastav ubrizgavanja omogućuje održavanje tlaka ubrizgavanja na optimalnom nivou preko cijelog raspona brzina motora. Selektivnim isključivanjem pojedinih ubrizgača (slika 3.32.) i optimiziranjem tajminga ispušnog ventila pomaže održavanju emisije dima ispod vidljivog limita, pri veoma malim brzinama vrtnje.



Sl. 3.32 Wärtsilä RT-flex motori s mogućnošću isključivanja pojedinih ubrizgača [10]

- Usual operation: all nozzles in unison	Uobičajen rad: svi ubrizgači usklađeno
- Selective cut-out of injection valves	Selektivno isključivanje ventila za ubrizgavanje
- Smokeless operation at low speed	Rad bez dima pri maloj brzini
- Two nozzles	Dvije sapnice
- Single nozzle	Jedna sapnica
- Time	Vrijeme

3.3.2.3. Zaključak

Total Heat Recovery Plant privlači veliku pažnju brodovlasnika željnih ušteda na troškovima goriva i smanjenju CO_2, NO_x i SO_x emisija. Moramo zapamtiti da suvremeni veliki sporohodni motori su visokosofisticirani i da ima malo mogućnosti za postizanje značajnih ušteda u potrošnji goriva i s time smanjenje CO_2 emisija samim razvojem motora.

Veća poboljšanja mogu se postići korištenjem dokazane tehnologije i opreme primjenom Total Heat Recovery Plant. Kombinacija Wärtsilä RT-flex motora i Total Heat Recovery Plant je važan doprinos u razvoju brodarstva sa znatno umanjenim utjecajem na okoliš.

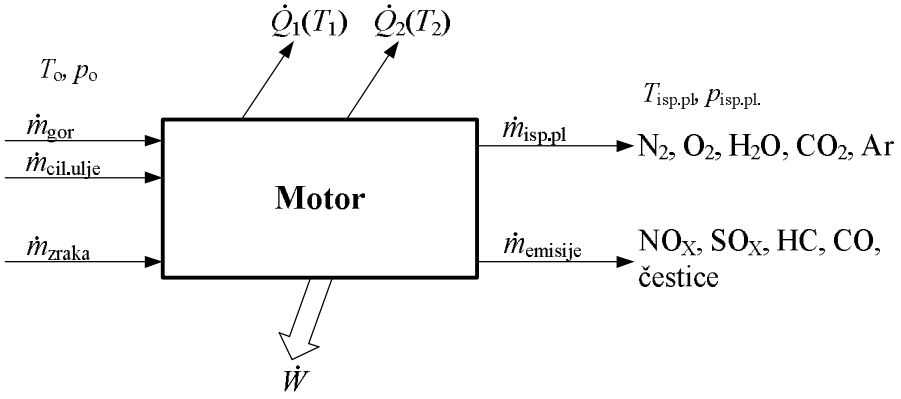
Napomena: Neke slike, kao primjerice 3.20 nisu tehnički od kraja korektno napravljene, ali obzirom da su preuzete u izvornom obliku, bilo bi neprimjereno intervenirati na njima.

4. PRORAČUN KOLIČINA I ENERGIJA NA ULAZU I IZLAZU KONVENCIONALNOG BRODSKOG POGONSKOG SUSTAVA

Najprije će se za konvencionalno brodsko pogonsko postrojenje izraditi termodinamički model standardnog brodskog pogonskog sustava, a potom proračunati količine svih sastojaka na ulazu i izlazu iz brodskoga pogonskog sustava. Na kraju ovog poglavlja izračunati će se energija toka ispušnih plinova i energije tokova ispirnog zraka i rashladne vode koji imaju potencijal korištenja u WHR/CHP sustavu:

4.1. TERMODINAMIČKI OKVIR RADA MOTORA SUI

Model glavnog pogonskog motora s prikazom glavnih ulaznih i izlaznih veličina, kakav je ugrađen na promatrani tanker izgrađen u Brodogradilištu Split prikazan je slikom 4.1. Pretpostavka je, da je strujanje fluida kroz pogonski stroj stacionarno. Stajalište promatrača je nepokretno u odnosu na kontrolni volumen koji okružuje primarni stroj, u ovom slučaju brodski dizelski motor s unutrašnjim izgaranjem. U najjednostavnijem prikazu, u taj kontrolni volumen ulaze gorivo i zrak, a izlaze produkti izgaranja, rad $\dot{W}$ i odvedene topline $\dot{Q}_1$ i $\dot{Q}_2$ na odgovarajućim temperaturama T_1 i T_2. Radi veće točnosti, uzeto je da u kontrolni volumen ulazi i cilindarsko ulje, a s produktima izgaranja izlaze i emisije kao male veličine ekološki utjecajnih tvari.



Slika 4.1 Model glavnog pogonskog motora s prikazom glavnih ulaznih i izlaznih veličina

Motor je smješten u okolinu temperature T_0, u koju se neiskorištena toplina može odbaciti. Okolina je ovdje atmosfera, ali okolina je i rashladna voda iz rijeke ili mora. Okolina se može smatrati dovoljno velika da se T_0 ne mijenja kao rezultat prijenosa topline. Za pravilan rad motora potrebno je podmazivanje svih dijelova koji se međusobno taru, a tu zadaću ima ulje za podmazivanje. To ulje odvodi dio rada trenja i toplinu, a prijenosnik topline iz košuljice cilindra, poklopca cilindra, ulja za podmazivanje i zraka za ispiranje i prednabijanje motora je rashladna voda. U ovom radu uzima se kao referentno stanje okoline, standardno ili ISO stanje okoline, gdje je temperatura usisnog zraka i rashladne vode 25,0 °C pri 1,00 bar.

Pri stacionarnim uvjetima jednadžba kontinuiteta je:

$$\dot{m}_{ulaz} = \dot{m}_{izlaz} \tag{4.1}$$

Prvi zakon termodinamike se može izraziti kao održanje energije u kontrolnom volumenu. Ako se zanemare promjene potencijalne i kinetičke energije svih tokova tvari, održanje energije za stacionarno strujanje može se napisati kao:

$$\dot{Q} - \dot{W} = (\sum_{i} \dot{m}_i \cdot h_i)_{izl.} - (\sum_{i} \dot{m}_i \cdot h_i)_{ul.} \tag{4.2}$$

gdje je $\dot{Q}$ suma tokova dovedene topline, a $\dot{W}$ tok odvedenog (dobivenog) rada, $\dot{m}_i$ i h_i su maseni protoci i entalpije pojedinih tokova tvari. U jednadžbi (4.2) kao obliku prvog zakona termodinamike rad je tehnički. To znači, da se vrši pomicanjem fluida u odnosu na kućište stroja, a ne zbog promjene volumena fluida koji se giba u odnosu na kućište. Prema tome, u nastavku je $\dot{W} = \dot{W}_{\text{tehn}}$.

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (\sum h_{\text{ulaz}} - \sum h_{\text{izlaz}}) + \dot{Q} \tag{4.2a}$$

Kao rezultat prijenosa topline u okolinu $\dot{Q}_0 = -\dot{Q}$, njena entropija se povećava za $\Delta\dot{S}_0$:

$$\Delta\dot{S}_0 \equiv \frac{-\dot{Q}}{T_0}$$

$$-\dot{Q} = T_0 \cdot \Delta\dot{S}_0$$

Sada je prvi zakon za protočne procese:

$$\dot{W}_{\text{tehn}} = \dot{m} \cdot (\sum h_{\text{ulaz}} - \sum h_{\text{izlaz}}) - T_0 \cdot \Delta\dot{S}_0 \tag{4.3}$$

Ako se radni fluidi, kontrolni volumen i okolina razmatraju sjedinjeno kao jedinstveni izolirani sustav, tada iz Clausiusove nejednakosti (drugi zakon za sve procese) ukupni iznos promjene entropije iznosi:

$$\dot{m}(s_{\text{izlaz}} - s_{\text{ulaz}}) + \Delta\dot{S}_0 \geq 0$$

$$T_0 \cdot \Delta\dot{S}_{\text{e}} \geq T_0 \cdot \dot{m} \cdot (s_{\text{ulaz}} - s_{\text{izlaz}})$$

Za „izlaz“ kao stanje ravnoteže s okolinom vrijedi, uvrštenjem u jednadžbu za protočne procese:

$$\dot{W}_{\text{tehn}} \leq \dot{m} \cdot \left[(\sum h_{\text{ulaz}} - \sum h_{\text{izlaz}}) - T_0 \cdot (s_{\text{ulaz}} - s_{\text{izlaz}}) \right]$$

Ako su svi procesi reverzibilni, maksimalna izlazna snaga je:

$$\dot{W}_{\text{tehn, max}} = \dot{m} \cdot \left[(\sum h_{\text{ulaz}} - \sum h_{\text{izlaz}}) - T_0 \cdot (s_{\text{ulaz}} - s_{\text{izlaz}}) \right] \tag{4.4}$$

U jednadžbi (4.4) promjena entalpija kaže koliki bi se dobio rad da nema izmjene topline s okolinom. Preuređenjem slijedi:

$$\dot{W}_{\text{tehn, max}} = \dot{m} \cdot \left[(h - T_0 s)_{\text{ulaz}} - (h - T_0 s)_{\text{izlaz}} \right]$$

ili po jedinici masenog toka:

$$\frac{\dot{W}_{\text{tehn, max}}}{\dot{m}} = w_{\text{tehn, max}} = (h - T_0 s)_{\text{ulaz}} - (h - T_0 s)_{\text{izlaz}} = e_{\text{x}} \tag{4.5}$$

Izraz $h - T_0 s$ poznat je kao eksergijska funkcija ζ, a e_{x} eksergija po 1 kg ulazne odnosno izlazne tvari.

Maksimalan rad koji se može dobiti između dva stanja, odnosno dva položaja stapa u cilindru, teorijski se može realizirati ravnotežno, dijelom kao rad pomicanja stapa $p\Delta v$, a dijelom bez pomicanja stapa protjecanjem kemijske reakcije kao naprimjer u gorivnom članku. U motoru SUI, ovaj drugi rad je neostvariv, pa je cilj optimizacije motora takvo projektiranje procesa ekspanzije s izgaranjem, da ukupan $p\Delta v$ rad bude što veći [46]. No ovdje se zadovoljavamo samoodređivanjem $w_{\text{tehn.max}}$ koje se može usporediti sa stvarno dobivenim radom bilo u motoru SUI, bilo u gorivnom članku.

U slučaju motora s unutrašnjim izgaranjem ili gorivnih članaka, kao što je prikazano na sl. 3.1, ako gorivo i zrak ulaze pri atmosferskoj temperaturi i tlaku, maksimalan rad iz goriva se postiže ako je proces ravnotežan a produkti izgaranja napuštaju sustav pri atmosferskoj temperaturi i tlaku. Ako tako definiramo stanje ravnoteže produkata izgaranja s okolinom iz jednadžbe (4.5) slijedi po 1 kg reaktanata:

$$w_{\text{tehn.max}} = (h_{\text{reaktanti}} - h_{\text{produkti}})_{T_0,p_0} - T_0 \cdot (s_{\text{reaktani}} - s_{\text{produkti}})_{T_0,p_0} \quad (4.5a)$$

Po 1 kg goriva je:

$$w^*_{\text{tehn.max}} = \Delta H'_{T_0,p_0} - T_0 \cdot (s^*_{\text{reaktanti}} - s^*_{\text{produkti}})_{T_0,p_0} \quad (4.6)$$

gdje je:

$$w^*_{\text{tehn.max}} = w_{\text{tehn.max}} \cdot (1 + \lambda L_{\min}) \quad (4.7)$$

$\Delta H'_{T_0,p_0}$ je entalpija reakcije izgaranja ili toplinska moć goriva. Sufiks * označava količinu koja odgovara 1 kg goriva, a bez sufiksa * iznos po kg produkata.. Pri tome $\Delta H'_{T_0,p_0}$ bi bila donja toplinska moć ako bi H_2O u produktima izgaranja bio u parnom stanju, a gornja toplinska moć ako bi H_2O u produktima izgaranja bio u tekućem stanju.

Kada tekuće ugljikovodikovo gorivo izgara sa zrakom i tvori ugljik dioksid i vodu, pod njihovom se potpunom ravnotežom s atmosferom smatra njihovo stanje s temperaturom okoline T_0 i s tlakovima ravnim njihovim parcijalnim tlakovima u atmosferi. U tom slučaju vrijedi $s^*_{\text{produkti}} \approx s^*_{\text{reaktanata}}$ uz $[\Delta H']_{T_0,p_0}$ ravno gornjoj toplinskoj moći goriva. Odatle slijedi za ta goriva $w^*_{\text{tehn,max}} \approx [\Delta H']_{T_0,p_0}$. Za čisti ugljik je isto tako (gornja i donja toplinska moć goriva se ne razlikuju), a za vodik $w^*_{\text{tehn,max}} = 0,823[\Delta H']_{T_0,p_0}$. Za plinovite ugljikovodike $w^*_{\text{tehn.max}}$ je par postotaka manje od $[\Delta H']_{T_0,p_0}$. No budući da je $w^*_{\text{tehn.max}}$ u praksi u punom iznosu vrlo teško ostvarivo, to će se za svrhu usporedbe eksergetska efikasnost računati kao $w^*_{\text{tehn}}/\text{Hd}$. Ovo je prikladna aproksimacija, iako nije strogo ispravna.

4.2. PODACI MAN B&W CEAS_ERD (ENGINE ROOM DIMENSIONING)

Slika 4.2 MT DONAT ispred splitske luke

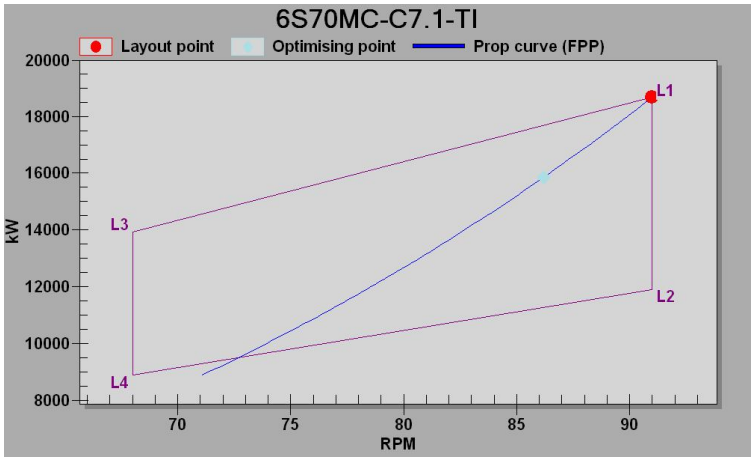
Za novogradnju 447 „Donat“ Tankerske plovidbe Zadar, u Brodogradilištu i TDM Split odabran je pogonski motor 6S70MC-C7 tvrtke MAN B&W sljedećih karakteristika:

promjer = 700 mm stapaj = 2 800 mm s/d = 4,0 c_m = 8,5 m/s

Radna točka L_1: n = 91 min^{-1} p_e = 19,0 bar $NMCR$ = 18 660 kW

Slika 4.3 Ispitivanje motora 6S70MC MAN-B&W na ispitnom stolu u TDM – Split

Koristeći MAN B&W CEAS_ERD (Engine Room Dimensioning) uz odabir da specificirana radna točka, tj. specificirana maksimalna trajna snaga *SMCR* (Specified Maximum Continuous Rating) iznosi 100% *NMCR* (Nominal Maximum Continuous Rating – Nominalna snaga) pri 91 min^{-1} i označena je točkom L_1 na slici 4.4. Optimizirana točka je 85% *SMCR* i označena je svijetlo plavom bojom na propelernoj krivulji, dok je *NCR* (Normal Continuous Rating – Pogonska snaga) što je ujedno i Service Rating *SCR,* 80% *SMCR*.



Slika 4.4 Četverokut srednjeg efektivnog tlaka i brzine motora te odabrana točka *NCR* [50]
- Layout point Nazivna snaga motora
- Optimising point Točka optimiziranja motora
- Prop. curve Propelerna krivulja

Linije $L_1 – L_3$ i $L_2 – L_4$ su izobare, i odnose se na pripadajući konstantni srednji efektivni tlak, a linije $L_1 – L_2$ te $L_3 – L_4$ su izotahe i odnose se na konstantnu brzinu vrtnje motora. Plava krivulja koja prolazi kroz točku L_1 je teška propelerna krivulja, i očekuje se da će u plovidbi broda uglavnom odražavati stvarne uvjete plovidbe obraslog trupa i uvjeta okoline (valova, vjetra, morskih struja itd.).

Pogonska snaga (Service Power ili *NCR*) se uzima da iznosi 80% *SMCR* što iznosi 14 928 kW pri 84,5 min^{-1}.

4.3. TOK TVARI KROZ MOTOR

Prema izračunu MAN-a [47], očekivani podaci **za ISO standardne uvjete okoline** su:

Tablica 4.1 Potrošnja goriva, ulja i zraka, podaci o ispušnim plinovima

	NMCR	*SMCR*	Točka opt.	*NCR*
Spec. potrošnja goriva b_e g/kW h	169,0	170,9	165,6	164,4
Potrošnja goriva $\dot{m}_{gor}$				
kg/h	3 153,54	3 188,99	2 626,58	2 454,16
kg/s	0,8760	0,8858	0,7296	0,6817
Protok ispušnih plinova $\dot{m}_{isp.pl.}$				
kg/h	172 800		152 900	146 000
kg/s	48,00		42,47	40,56
Temperatura ispušnih plinova °C	240		230	229
Potrošnja zraka $\dot{m}_{zraka}$				
kg/h	169 000		150 300	143 500
kg/s	47,111		41,75	39,86
Spec. potrošnja cil. ulja $b_{cil.ulje}$ g/kW h	0,60		0,60	0,60
Potrošnja cil. ulja $\dot{m}_{cil.ulje}$				
kg/h	11,196		9,517	8,9568
g/s	3,11		2,6435	2,488
Potrošnja goriva i cil. ulja $\dot{m}_{gor + cil.ulje}$				
kg/h	3 200,19		2 635,74	2454,16
kg/s	0,8889		0,7322	0,6842

Tablica 4.2 Karakteristike pumpi rashlade

	Protok $\dot{V}$ m³/h	Visina dobave H_{man} bar
Pumpa vode plašta cilindra	155,0	3,0
Pumpa vode centralne rashlade	465,0	2,5
Pumpa morske vode	580,0	2,5
Pumpa ulja za podmazivanje	405,0	4,4

Tablica 4.3 Volumni protoci kroz hladnjake

	$\dot{V}$ m³/h
Hladnjaci zraka za ispiranje	
- Protok slatke vode	267,0
Hladnjak ulja za podmazivanje	
- Protok ulja	405,0
- Protok rashladne vode	198,0
Hladnjak vode plašta cilindra	
- Protok vode plašta	155,0
- Protok rashladne vode	198,0
Centralni hladnjak	
- Protok rashladne vode	465,0
- Protok morske vode	580,0

4.3.1. Potrošnja goriva i efikasnost motora

Podaci za ISO uvjete okoline prema MAN B&W CEAS_ERD [47] prikazani su u tablicama 4.1 i 4.2, te slici 4.5 za opterećenja motora od 35% do 100%.

Tablica 4.4 Spec. potrošnja goriva i ispušni plinovi pri raznim opterećenjima motora, ISO uvjeti

Load	Power	Speed	SFOC	Exh. gas amount	Exh. gas temp.
% of SMCR	kW	r/min	g/kWh	kg/h	°C
100.0	18,660	91.0	170.9	172,800	240.5
95.0	17,727	89.5	168.8	166,200	235.6
90.0	16,794	87.9	167.1	159,600	232.0
85.0	15,861	86.2	165.6	152,900	229.7
80.0	14,928	84.5	164.4	146,000	228.8
75.0	13,995	82.7	163.5	138,900	229.1
70.0	13,062	80.8	162.9	131,500	230.8
65.0	12,129	78.8	162.9	123,800	233.7
60.0	11,196	76.8	163.3	115,800	238.0
55.0	10,263	74.6	163.9	107,500	243.6
50.0	9,330	72.2	164.8	98,800	250.5
45.0	8,397	69.7	166.0	89,800	258.7
40.0	7,464	67.0	167.5	80,500	267.0
35.0	6,531	64.1	169.3	70,900	273.1

Ambient air suction temperature: 25.0 °C Cooling water temperature: 25.0 °C

- Load — Opterećenje
- Power — Snaga
- Speed — Brzina
- Exh. gas amount — Količina ispušnih plinova
- Exh. gas temperature — Temperatura ispušnih plinova
- Ambient air suction temperature — Temperatura zraka okoline
- Cooling water temperature — Temperatura rashladne vode

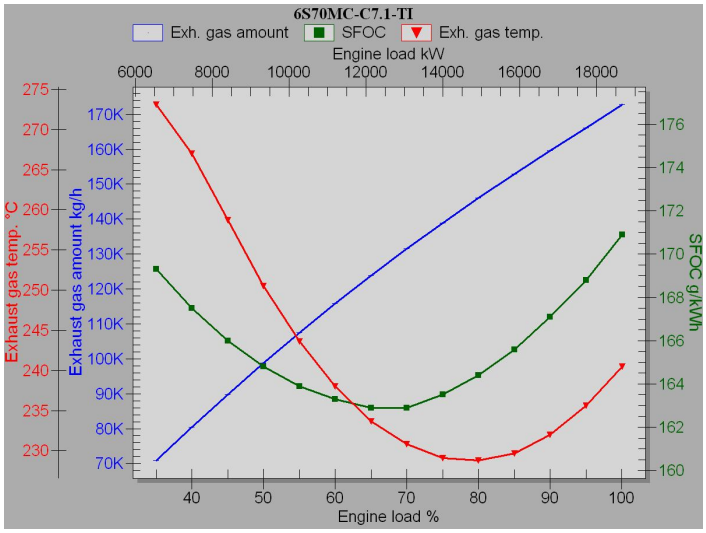
Tablica 4.5 Toplinska snaga hladnjaka pri raznim opterećenjima motora, ISO uvjeti okoline

1 Engine load (% SMCR)	4 Scavenge air amount +/- 5% (kg/h)	9 Jacket water cooler heat -15/+0% (kW)
2 Engine power (kW)	5 Scavenge air pressure (bar abs)	10 Main lubrication oil heat (kW)
3 Engine speed (r/min)	6 Scavenge air temperature BEFORE air cooler (°C)	11 Condensed water (t/24h)
	7 Scavenge air temperature AFTER air cooler (°C)	
	8 Scavenge air cooler heat (kW)	

ISO Ambient Conditions Air suction temperature: 25.0°C Cooling water temperature: 25.0°C

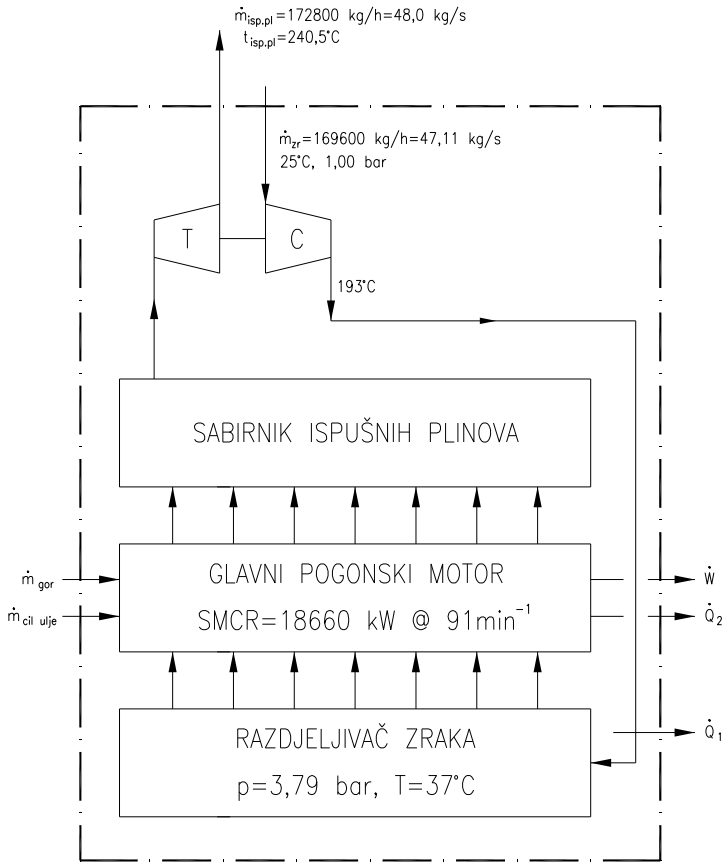
1 %	2 kW	3 r/min	4 kg/h	5 bar (abs)	6 °C	7 °C	8 kW	9 kW	10 kW	11 t/24h
100.0	18,660	91.0	169,600	3.79	193.0	37.0	7,420	2,390	1,260	0.0
95.0	17,727	89.5	163,200	3.62	186.0	36.0	6,890	2,290	1,240	0.0
90.0	16,794	87.9	156,800	3.45	179.0	34.0	6,360	2,200	1,220	0.0
85.0	15,861	86.2	150,300	3.28	172.0	33.0	5,840	2,100	1,200	0.0
80.0	14,928	84.5	143,500	3.11	164.0	32.0	5,310	2,010	1,180	0.0
75.0	13,995	82.7	136,600	2.94	156.0	31.0	4,790	1,920	1,160	0.0
70.0	13,062	80.8	129,400	2.77	148.0	30.0	4,270	1,830	1,130	0.0
65.0	12,129	78.8	121,800	2.60	139.0	29.0	3,750	1,730	1,100	0.0
60.0	11,196	76.8	114,000	2.43	130.0	29.0	3,250	1,640	1,070	0.0
55.0	10,263	74.6	105,800	2.26	121.0	28.0	2,750	1,550	1,040	0.0
50.0	9,330	72.2	97,300	2.09	111.0	27.0	2,270	1,460	1,000	0.0
45.0	8,397	69.7	88,400	1.93	101.0	27.0	1,830	1,370	950	0.0
40.0	7,464	67.1	79,200	1.78	91.0	26.0	1,420	1,280	910	0.0
35.0	6,531	64.1	69,800	1.64	81.0	26.0	1,070	1,180	850	0.0
30.0	5,598	60.9	60,100	1.51	71.0	33.0	770	1,090	790	0.0
25.0	4,665	57.3	50,200	1.40	62.0	32.0	520	1,000	730	0.0

- Engine load	Opterećenje motora
- Engine power	Snaga motora
- Engine speed	Brzina motora
- Scavenge air amount	Količina zraka za ispiranje
- Scavenge air pressure	Tlak zraka za ispiranje
- Scavenge air temperature BEFORE air cooler	Temperatura zraka za ispiranje PRIJE hladnjaka
- Scavenge air temperature AFTER air cooler	Temperatura zraka za ispiranje NAKON hladnjaka
- Scavenge air cooler heat	Toplina izmijenjena u hladnjaku zraka
- Jacket water cooler heat	Toplina izmijenjena u plaštu cilindra
- Main lubrication oil heat	Toplina izmijenjena hlađenjem ulja za podmazivanje
- Condensed water	Kondenzirana voda
- ISO Ambient conditions	ISO uvjeti okoline



Slika 4.5 Dijagram specifične potrošnje goriva, količine i temperature ispušnih plinova u funkciji opterećenja motora za ISO uvjete okoline [47]

- Engine load (Opterećenje motora)
- Exhaust gas amount (Količina ispušnih plinova)
- Exhaust gas temperature (Temperatura ispušnih plinova)



Slika 4.6 Shema konvencionalnog brodskog motora 6S70MC-C7 za ISO uvjete i *SMCR*

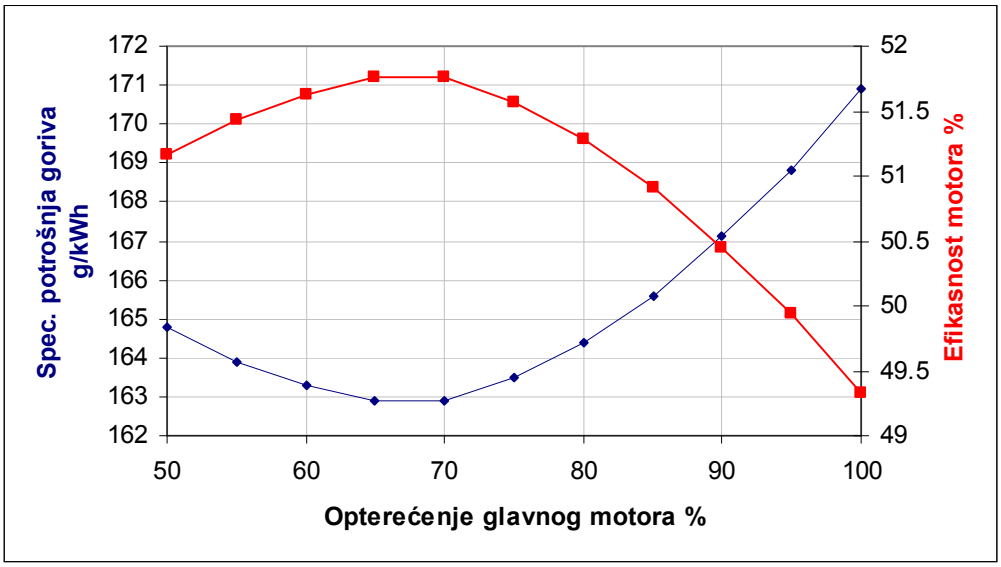
Osnovni podaci o protocima tvari kroz motor za ISO uvjete i *SMCR* režim rada prikazani su slikom 4.6. Tlak zraka nakon turbokompresora je za 250 mm VS veći od tlaka zraka u razdjeljivaču zraka.

Podatci za ISO standardne uvjete:

$$\eta_{f,b} = \frac{3\,600}{b_e \cdot H_d} \tag{4.8}$$

Tablica 4.6 Efikasnost i specifična potrošnja goriva pri *SMCR* i *NCR*

Oznaka radne točke	*SMCR*	*NCR*
Opterećenje motora, %	100	80
Brzina vrtnje n, min^{-1}	91	84,5
Specifična potrošnja goriva b_e, g/kWh	170,9	164,4
Efikasnost, $\eta_{f,b}$ (4.7)	0,4933	0,5128



Slika 4.7 Specifična potrošnja goriva i efikasnost motora u funkciji opterećenja motora

4.3.2. Potrošnja zraka u motoru

Potrošnja zraka u jedinici vremena (na sat) zadana je podacima o motoru. Potrošnja (vlažnog) zraka u *SMCR* u kg/s je:

$$\dot{m}_{\mathrm{zr,s}} = \dot{m}_{\mathrm{zr,h}} / 3600$$

Specifična potrošnja zraka je:

$$z_{\mathrm{b}} = \dot{m}_{\mathrm{vl.\,zr.}} / P_{\mathrm{b}} \qquad (4.9)$$

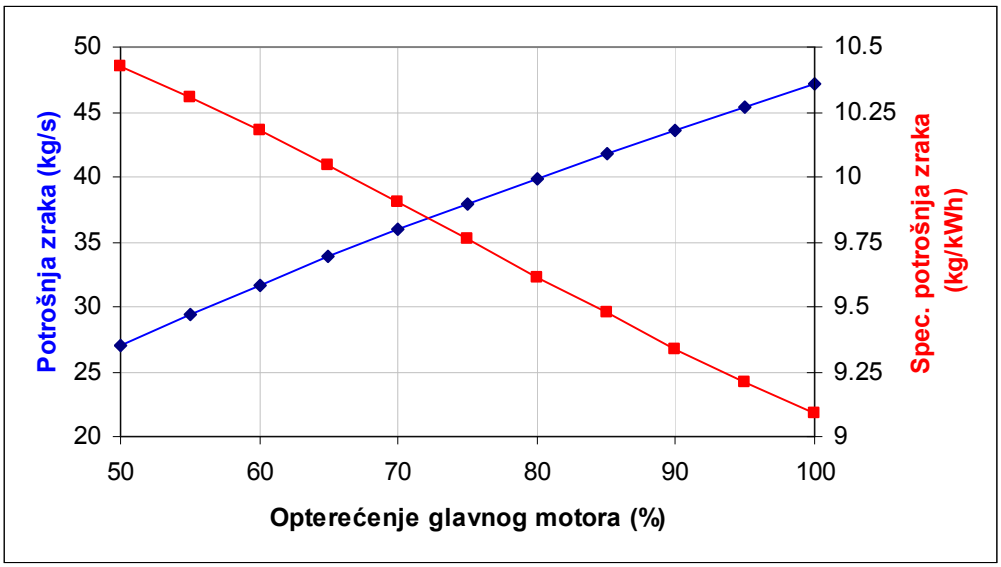
a pri *SMCR* je:

$$z_{\mathrm{b}} = \dot{m}_{\mathrm{vl.\,zr.}} / P_{\mathrm{b}}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{goriva+cil.ulja}} = \dot{m}_{\mathrm{is.pl.}} - \dot{m}_{\mathrm{zraka}} = 0{,}8889 \text{ kg/s} \qquad (4.10)$$

Također je:

$$\dot{m}_{\mathrm{goriva+cil.ulja}} = (b_{\mathrm{e}} + b_{\mathrm{cil.ulje}}) \cdot P_{\mathrm{e}} = 0{,}8889 \text{ kg/s} \qquad (4.11)$$



Slika 4.8 Potrošnja zraka u funkciji opterećenja glavnog motora

U motor ulazi $\dot{m}_{\text{zraka}} = 169\,600$ kg/h = 47,1111 kg/s pri ISO standardnim uvjetima okoline (25 °C temperatura zraka na ulazu u turbopunjač i temperatura rashladne slatke vode, tlak zraka 1 bar i relativna vlažnost zraka Φ = 30%).

$$x = 0,622\frac{\Phi \cdot p_{\text{pz}}}{p - \Phi \cdot p_{\text{pz}}} = 0,622\frac{p_{\text{p}}}{p - p_{\text{p}}} \tag{4.12}$$

Pri ISO standardnim uvjetima je:

p_{vp} = 1 kPa

$p_{\text{suhog zraka}}$ = 99 kPa

$$x = 0,622\frac{p_{\text{p}}}{p - p_{\text{p}}} = 0,006283 \ \frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg suhog zraka}}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = x \cdot \dot{m}_{\text{vl.zr.}} = 0,2960 \text{ kg } H_2O/\text{s}$$

$$\dot{m}_{\text{suhog zraka}} = \dot{m}_{\text{vlažnog zraka}} - \dot{m}_{H2O} \tag{4.13}$$

$$\dot{m}_{\text{suhog zraka}} = 46,8151 \text{ kg s.zr./s}$$

$$\dot{m}_{\text{goriva+cil.ulja}} = 0,8874 \text{ kg/s}$$

Kontrola potrošnje goriva:

$$\dot{m}_{\text{goriva}} = b_{\text{e}} \cdot P_{\text{e}}$$

$$\dot{m}_{\text{goriva}} = 0,8858 \text{ kg/s}$$

4.3.3. Potrošnja cilindarskog ulja

Prema podacima TDM SPLIT, količina dreniranog ulja iz razdjeljivača zraka (preko „stuffing box-a“) po jednom cilindru pri normalnom radu je 5 do 10 L/24h. To ulje je mješavina od približno 90% sistemskog ulja i 10% cilindarskog ulja. Dakle, 0,5 do 1,0 litara cilindarskog ulja dnevno se po cilindru ostruže i drenira iz razdjeljivača zraka.

Ukupna potrošnja cilindarskog ulja po cilindru dnevno iznosi:

$$0,6 \text{ g/kWh} \cdot 24 \text{ h} \cdot \frac{18660 \text{ kW}}{6 \text{ cil}} = 44\,784 \text{ g cil.ulja dnevno/cilindru} \simeq 45 \text{ dm}^3$$

Znači, da oko 1 do 2% cilindarskog ulja se ostruže uljnim strugačima, a ostatak izgara u cilindru motora.

$$\dot{m}_{\text{cil.ulja}} = b_{\text{e,cil.ulja}} \cdot P_{\text{e}}$$

$$\dot{m}_{\text{cil.ulja}} = 0,00311 \text{ kg/s}$$

Cilindarsko ulje sastoji se od 97% HC i 3% aditiva i sumpora. Uz pretpostavku da svo ulje izgori, slijedi:

$$\dot{m}_{\text{cil.uljaHC}} = 0,97 \cdot 0,0006 \text{ kg/kW h} \cdot 18\,660 \text{ kW} = 10,86 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{cil.uljaHC}} = 0,00302 \text{ kg/s}$$

4.3.4. Faktor potroška zraka

Za izgaranje goriva, minimalna ili stehiometrijska potrebna količina zraka je:

$$\dot{m}_{\text{zrak,steh}} = \dot{m}_{\text{goriva}} \cdot AFR_{\text{steh}}$$

gdje je $AFR_{\text{steh}} = (\dot{m}_{\text{zrak}} / \dot{m}_{\text{gorivo}})_{\text{steh}}$ stehiometrijski omjer zraka i goriva. (4.14)

i približno iznosi 14,5 $\text{kg}_{\text{zraka}}/\text{kg}_{\text{goriva}}$.

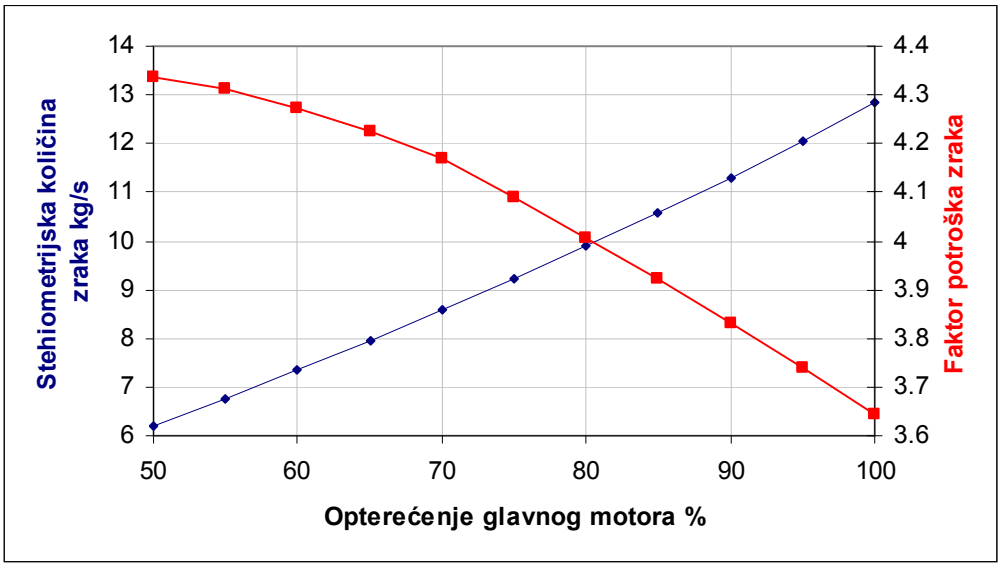
$$\dot{m}_{\text{zrak,steh}} = \dot{m}_{\text{goriva}} \cdot 14,5$$

Faktor protoka zraka je:

$$\Lambda_{AC} = \frac{(\dot{m}_{zrak} / \dot{m}_{gorivo})_{stvarno}}{(\dot{m}_{zrak} / \dot{m}_{gorivo})_{steh}} \quad (4.15)$$

gdje se $(\dot{m}_{zrak} / \dot{m}_{gorivo})_{stvarno}$ odnosi na stvarni omjer dovedenog zraka motoru za ispiranje i punjenje i istovremeno dovedenog goriva. Uvrštenjem u jedn. (4.15) slijedi:

$$\Lambda_{AC} = \frac{\dot{m}_{suhog\ zr}}{\dot{m}_{zrak,steh.}} \quad (4.15a)$$



Slika 4.9 Stehiometrijska količina zraka i faktor potroška zraka Λ_{AC} u funkciji opterećenja motora

Ovo je približna vrijednost faktora potroška zraka Λ_{AC} koji je omjer stvarne količine zraka utrošene za ispiranje i izgaranje u jedinici vremena u odnosu na stehiometrijski potrebnu količinu zraka.

Kontrola količine ispušnih plinova:

$$\dot{m}_{isp\ pl\ sz} = \dot{m}_{goriva} \cdot (1 + AFR_{steh} \cdot \Lambda_{AC}) \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{isp\ pl\ sz} = 47,70 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{isp\ pl\ uk} = \dot{m}_{isp\ pl\ sz} + \dot{m}_{H2O} + \dot{m}_{cil.ulja} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_{isp.pl.uk} = 48,00 \text{ kg/s}$$

4.3.5. Proračun izgaranja baziran na potrošnji goriva, cilindarskog ulja i zraka

Prema lit. [48] Slika 4.10 je modificirana, i premda su podatci orijentacijski, može se pretpostaviti da su podatci koji se odnose na emisije NOx, CO, HC i čestica kod korištenja HFO veoma blizu stvarnih vrijednosti sa MDO gorivom, za koje se radi proračun. Pri tome se pretpostavlja da svo cilindarsko ulje za podmazivanje ulazi u prostor izgaranja, i da je dio koji ostaje ostrugan uljnim strugačima u prostoru razdjeljivača zraka ispod cilindara zanemariv.

4.3.5.1. Ulazni podaci

Prema dosadašnjim proračunima i podacima tvrtke MAN Diesel pri *SMCR* u motor ulazi:

Zrak

$smp_{s.z.}$ = 9,0319 kg/kW h (suhi zrak)

Tablica 4.7 Udjeli kisika, dušika i argona u suhom zraku

	O_2	N_2	Ar
Molni i volumni udio r %	20,96	78,12	0,92
Maseni udio g %	23,16	75,57	1,2691

Gorivo

b_e = 170,9 g/kW h

Tablica 4.8 Maseni udjeli ugljika, vodika i sumpora u MDO

	C	H_2	S
Maseni udio g %	85,76	13,82	0,42

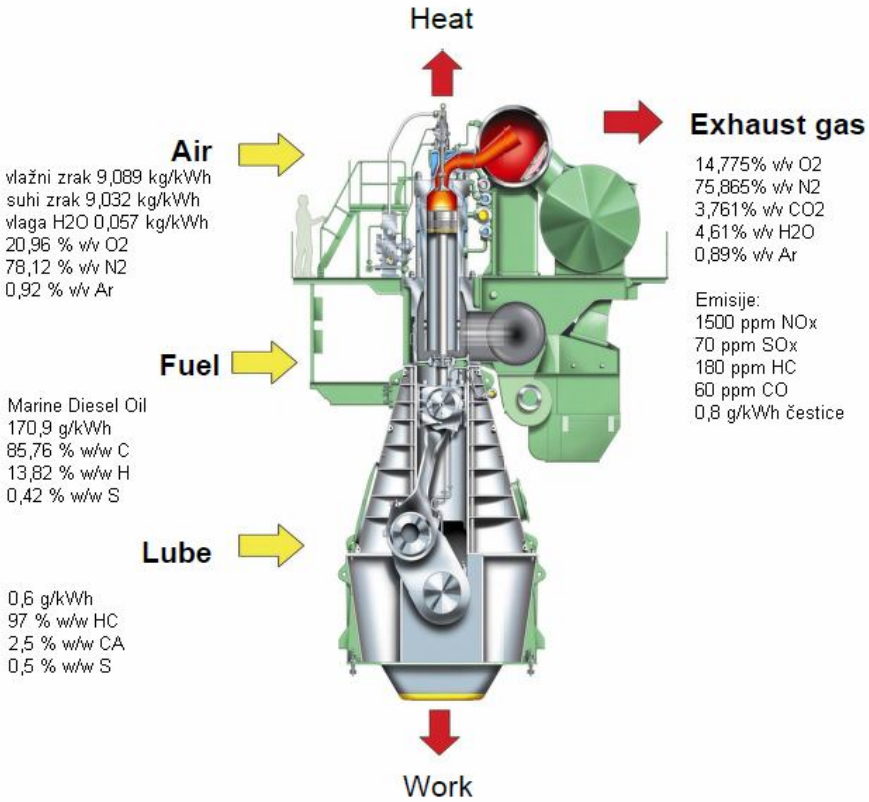
Cilindarsko ulje

$b_{e,cil.u}$ = 0,6 g/kW h od čega su 97% HC pa slijedi

$b_{e,cil.u\ HC}$ = 0,6 × 0,97 = 0,582 g/kW h HC

Tablica 4.9 Maseni udjeli ugljika, vodika i sumpora i CA u cilindarskom ulju

	C	H_2	CA	S
Maseni udio g %	86,18	13,82	2,5	0,5



Slika 4.10 Protok tvari i tipične emisije iz MC/ME sporohodnih brodskih motora prema [48]

- Heat (Toplina)
- Air (Zrak)
- Fuel (Gorivo)
- Lube (Ulje za podmazivanje)
- Exhaust gas (Ispušni pinovi)
- Work (Rad)

Maseni protok kroz motor po kW

$$smp_{reakt} = smp_{isp.pl} = smp_{zraka} + smp_{goriva} + smp_{cil.ulja} = z_b + b_{goriva} + b_{cil.ulja} \tag{4.18}$$

$smp_{\text{reakt}} = 9,2605$ kg/kWh

Emisije u ispušnim plinovima
Prema podacima MAN-a za MC/ME sporohodne dizelske motore izmjerene su emisije:

1 500 vppm NOx (90 ÷ 95 % NO i 5 ÷ 10 % NO_2)
70 ppm SOx
60 ppm CO
180 ppm HC
0,8 g/kWh čestica od čega je 70% čađe

ZRAK
Količina O_2 na ulazu u cilindar:

$$N_{\text{O2}} = \frac{smp_{\text{sz}}}{M_{\text{sz}}} \cdot r_{\text{O2}} = 0,06537 \ \frac{\text{kmol O}_2}{\text{kW h}} \tag{4.19}$$

$$smp_{\text{O2}} = smp_{\text{s.z.}} \cdot g_{\text{O2}} = 2,0918 \ \text{kg/kWh} \tag{4.20}$$

$$\dot{m}_{\text{O2}} = spm_{\text{O2}} \cdot P_{\text{e}} / 3600 = 10,8424 \ \text{kg/s} \tag{4.21}$$

$$g_{\text{O2}} \text{ vlažnog zraka} = \dot{m}_{\text{O2}} / \dot{m}_{\text{vl.zr}} = 0,2301 \tag{4.22}$$

Tablica 4.10 Maseni udio kisika, dušika, argona i vlage u vlažnom zraku

Vlažni zrak	g_{O2}	g_{N2}	g_{Ar}	g_{H2O}
Maseni udio	0,2301	0,7510	0,01261	0,006283

GORIVO

Količina goriva na ulazu u cilindar:

$b_{\text{e}} = 170,9$ g/kWh = 0,1709 kg/kWh

$\dot{m}_{\text{gor}} = b_{\text{e}} \cdot P_{\text{e}} = 3188,994$ kg/h = 0,8858 kg/s

$H_{\text{d}} = 42700$ kJ/kg

$\dot{E}_{\text{gor}} = \dot{m}_{\text{gor}} \cdot H_{\text{d}} = 37\,825,0$ kJ/s

$\dot{m}_{\text{C,gor}} = g_{\text{C,gor}} \cdot \dot{m}_{\text{gor}} = 0,7597$ kg/s

Količina C na ulazu u cilindar:

$smp_{\text{C,gor}} = b_{\text{e}} \cdot g_{\text{C,gor}} = 0,1466$ kg C/kWh

$$N_{\text{C,gor}} = \frac{b_{\text{e}} \cdot g_{\text{C,gor}}}{M_{\text{C}}} \cdot = \frac{smp_{\text{C,gor}}}{M_{\text{C}}} \ \frac{\text{kmol C}}{\text{kW h}}$$

Tablica 4.11 Molni udio ugljika, vodika i sumpora u gorivu

Gorivo MDO	$N_{\text{C,gor}}$	$N_{\text{H,gor}}$	$N_{\text{S,gor}}$
Molni udio kmol/kW h	0,01220	0,01172	0,00002239

CILINDARSKO ULJE

Količina ulja na ulazu u cilindar:

$smp_{\text{cil.ulja}} = 0,6$ g/kWh = 0,006 kg/kWh

$\dot{m}_{\text{c.u.}} = b_{\text{c.u.}} \cdot P_{\text{e}} = 11,196$ kg/h

$\dot{m}_{\text{c.u.}} = 0,00311$ kg/s

$smp_{\text{HC cil.ulja}} = 0,6 \text{ g/kWh} \cdot 0,97 = 0,582 \text{ g HC/kWh} = 0,000582 \text{ kg HC/kW h}$

$\dot{m}_{\text{C,c.u.}} = \dot{m}_{\text{HC,c.u.}} \cdot g_{\text{C,c.u.}} = 0,00260 \text{ kg/s}$

Količina C na ulazu u cilindar:

$$N_{\text{C,ulja}} = \frac{smc_{\text{HC ulja}} \cdot g_{\text{Culja}}}{M_{\text{C}}} \cdot = \frac{smc_{\text{C,ulja}}}{M_{\text{C}}} \quad \frac{\text{kmol C}}{\text{kW h}}$$

Količina S na ulazu zanemaruje se kao veličina nižeg reda

Tablica 4.12 Molni udio ugljika i vodika na ulazu u cilindar iz cilindarskog ulja

Cilindarsko ulje	$N_{\text{C,c.ulje}}$	$N_{\text{H,c.ulje}}$
Molni udio u cilindarskom ulju, kmol/kW h	0,00004176	0,00003990

4.3.5.2. Proračun količina neizgorenog goriva i cilindarskog ulja u ispušnim plinovima

Prema slici 4.10 u motor ulazi:

$smp_{\text{zraka}} = 9088,9603 \text{ g/kWh}$

$smp_{\text{goriva}} = 170,9 \text{ g/kWh}$

$smp_{\text{cil.ulja}} = 0,6 \text{ g/kWh}$

$smp_{\text{HC,cil.ulja}} = 0,582 \text{ g/kWh}$

Ukupna količina reaktanata od interesa:

$$smp_{\text{reakt}} = smp_{\text{isp.pl}} = smp_{\text{zraka}} + smp_{\text{goriva}} + smp_{\text{cil.ulja}} = z_{\text{b}} + b_{\text{goriva}} + b_{\text{cil.ulja}} \tag{4.18}$$

$smp_{\text{reakt}} = 9,2605 \text{ kg/kWh}$

Masa ugljikovodika ušla u cilindar:

$$smp_{\text{HC}} = smp_{\text{goriva}} + smp_{\text{HC,cil.ulja}} \tag{4.23}$$

$smp_{\text{HC}} = 0,171482 \text{ kg/kWh}$

Udio HC u ukupnoj smjesi rektanata iznosi:

$smp_{\text{HC}} / smp_{\text{reakt}} = 0,018518 = 1,8518\%$

$\dot{m}_{\text{HC}} / \dot{m}_{\text{reakt}} = 18\ 518 \text{ ppm}$ u motor uvedeno ukupno HC

$H_{\text{d,CO}} = 10\ 100 \text{ kJ/kg CO}$

$H_{\text{d,HC}} = 42\ 700 \text{ kJ/kg HC}$

$H_{\text{d,C}} = 32\ 760 \text{ kJ/kg C}$

Ogrjevne moći CO i C u odnosu na gorivo su:

$H_{\text{d,CO}} / H_{\text{d,HC}} = 0,2365$

$H_{\text{d,C}} / H_{\text{d,HC}} = 0,7672$

4.3.5.3. Emisije i neizgoreno gorivo u ispušnim plinovima

Prema slici 4.10 emisije iz promatranog motora su:

180 ppm HC od čega je maseni udio 86,18 % C i 13,82 % H

Količina HC koja nije izgorila u motoru je 180 ppm. U % od ukupno dovedenog HC to iznosi:

(180 ppm / 18 518 ppm) ×100 = 0,9720 % neizgorenog HC u motoru

Dakle, 0,9720 % goriva i cil. ulja kao HC izlazi s ispušnim plinovima u okolinu.

Pretpostavimo da za HC u ispušnim plinovima vrijedi isti % vodika i ugljika kao i u gorivu.
Od 180 ppm HC udio ugljika iznosi:

$m_{\text{C isp ppm}} = m_{\text{HC isp}} \cdot g_{\text{C,gor}} = 155{,}124 \text{ ppm C}$

Odnosno udio C u ispušnim plinovima iznosi:

$m_{\text{C isp ppm}} = 155{,}124 \text{ ppm C}/1\,000\,000 = 0{,}0001551$

Sada je:

$smp_{\text{C,neizg}} = m_{\text{C isp}} \cdot smp_{\text{reakt}} = 0{,}001437 \text{ kg C/kWh}$

Od 180 ppm HC udio vodika iznosi:

$m_{\text{H isp ppm}} = m_{\text{HC isp}} \cdot g_{\text{H,gor}} = 24{,}876 \text{ ppm H}$

Odnosno udio H u ispušnim plinovima iznosi:

$m_{\text{C isp ppm}} = 24{,}876 \text{ ppm C}/1\,000\,000 = 0{,}00002488$

Sada je:

$smp_{\text{C,neizg}} = m_{\text{H isp}} \cdot smp_{\text{reakt}} = 0{,}0002304 \text{ kg H/kWh}$

Također, emisije CO u ispušnim plinovima iznose 60 ppm. Ako se zna da je ogrjevna moć CO oko 23,5% ogrjevne moći HC, energetska vrijednost CO se može zanemariti.

60 ppm CO zanemarit će se u daljnjem proračunu

Udio C u ispušnim plinovima je:

0,8 g/kWh čestica od čega je 70% čađe pa je

$smp_{\text{C,čest}} = 0{,}000\,56 \text{ kg C/kWh}$ maseni sadržaj čađe u ispušnim plinovima

Ukupno neizgoreno C:

$smp_{\text{Cu,neizg}} = smp_{\text{C,neizg}} + smp_{\text{C,čest}} = 0{,}001997 \text{ kg C/kWh}$

$N_{\text{C,u,isp.pl.}} = \dfrac{smp_{\text{Cu}}}{M_{\text{C}}} = 0{,}000\,166\,2 \text{ kmol C/kWh}$ neizgoreni C u ispušnim plinovima.

Ukupno neizgoreno H:

$smp_{\text{H,u,neizg}} = smp_{\text{H,neizg}} = 0{,}0002304 \text{ kg H/kWh}$

$N_{\text{H,u,isp.pl.}} = \dfrac{smp_{\text{H,u,neizg}}}{M_{\text{H}}} = 0{,}000\,114\,3 \text{ kmol H/kWh}$ neizgoreni H u ispušnim plinovima.

Ukupno neizgoreno HC

$smp_{\text{HCu,neizg}} = smp_{\text{C,u,neizg}} + smp_{\text{H,u,neizg}}$

$smp_{\text{HCu,neizg}} = 0{,}002227 \text{ kg HC/kWh}$

$\dot{m}_{\text{uk HC neizg}} = smp_{\text{HC neizg}} \cdot P_{\text{e}}$

$\dot{m}_{\text{uk HC neizg}} = 0{,}01154 \text{ kg/s}$

Ukupno neizgoreno goriva u ispušnim plinovima:

$$smp_{\text{neizg.gor.}} = smp_{\text{HC,u,neizg}} - smp_{\text{HC,cil.ulje}} \tag{4.24}$$

$smp_{\text{neizg.gor.}} = 0{,}001645 \text{ kg neizg.gor./kWh}$

$\dot{m}_{\text{neizg gor}} = smp_{\text{neizg gor}} \cdot P_{\text{e}} = 0{,}008526 \text{ kg/s}$

$\dot{E}_{\text{neizg gor}} = \dot{m}_{\text{neizg gor}} \cdot H_{\text{d}} = 364{,}0592 \text{ kJ/s}$

$$\%\text{ neizg.goriva} = \frac{smp_{\text{neizg.gor.}}}{b_{\text{e}}} \cdot 100 = 0{,}9625\ \% \tag{4.25a}$$

% neizgorenog goriva = 0,9625 %

$$\%\ \text{neizg.goriva i ulja} = \frac{smp_{\text{HCu. neizg.}}}{b_e + b_{\text{cil.ulja}}} \cdot 100 \qquad (4.25b)$$

% neizgorenog goriva i cil. ulja = 1,2986 %

Dakle, ukupna količina neizgorenih ugljikovodika iz goriva i cilindarskog ulja iznosi 1,3% preko korigiranih vrijednosti.

$N + O \rightarrow NO$

1500 vppm NO

$M_{\text{NO isp.pl}} = 0,0015$ kmol NO/kWh molarni sadržaj NOx u ispušnim plinovima

Komentar o emisijama:

Sa stajališta bilance energije emisije ne igraju značajniju ulogu, osim onog dijela koji se odnosi na neizgoreno gorivo i koje u raznim oblicima ugljikovodika izlazi s ispušnim plinovima u atmosferu. Ovisno o kvaliteti motora, količina neizgorenog goriva može iznositi i preko 3%. Međutim, zbog zagađenja okoline koje značajno utječe prije svega na zdravlje ljudi i velikog dijela živih bića, danas se velika pažnja posvećuje smanjenu emisija te smanjenju sadržaja CO_2 u ispušnim plinovima. Prema podacima od 14.03.2011. MAN Diesel & Turbo, moderni 6SME-C dizel motor ima emisije od svega 0,3 g/kWh CO i 0,4 g/kWh HC.

U promatranom motoru, ukupno neizgoreno ugljikovodika iz goriva i cilindarskog ulja pri *SMCR* je 2,227 g/kWh (HC, CO, čađa), od čega na samo gorivo iznosi 1,645 g/kWh.

4.3.5.4. Potrebna količina kisika za izgaranje

$C + O_2 \rightarrow CO_2$

$H_2 + 1/2\ O_2 \rightarrow H_2O$

$S + O_2 \rightarrow SO_2$

Tablica 4.13 Podaci vezani za potrebnu količinu kisika za izgaranje goriva i cilindarskog ulja

	C	H_2	S
Udio u gorivu, *N* kmol/kWh	0.01220	0.011716	0.00002239
Potrošak kisika za reakciju, *N* kmol O_2/kWh	0.01220	0.005858	0.00002239
Potrošak kisika za potpunu reakciju s gorivom i cilindarskim uljem, *N* kmol O_2/kWh	0.01224	0.005877	0.00002239
Potrošak kisika za 98,7% izgaranja goriva i ulja, *N* kmol O_2/kWh (1,3% neizgoreno)	0.01208	0.005821	0.00002110
Nastali produkti potpunog izgaranja, *N* kmol/kWh	0.01224	0.01175	0.00002239
Nastali produkti 98,7% izgaranja, *N* kmol/kWh	0.01208	0.01164	0.00002110

Ukupno potrebno O_2 za potpuno izgaranje C, H_2 i S **samo iz goriva**:

$\Sigma N_{\text{O2,gorivo}} = 0,01808$ kmol O_2/kWh

4.3.5.5. Korigirani faktor potroška zraka

Sada je faktor potroška zraka:

$$\Lambda_{\text{AC}} = \frac{N_{\text{O2,ulaz}}}{\Sigma N_{\text{O2,gorivo}}} = 3,6151 \qquad (4.15b)$$

Omjer (gorivo/zrak)$_{steh}$ je:

$$AFR_{steh} = \frac{smp_{s.z.steh}}{smp_{gorivo}} = \frac{N_{s.z.steh}}{N_{gorivo}} \tag{4.14a}$$

Molne udjele u gorivu teško je izračunati budući se ne zna točan sastav goriva. Zbog toga će se proračun izvesti preko masenih udjela.

Za potpuno stehiometrijsko izgaranje 0,1709 kg goriva/kWh potrebno je 0,01808 kmol O_2/kWh.

Sastav suhog zraka (molarni) je:

1 kmol s.z./kWh = 0,2096 kmol O_2/kWh + 0,7812 kmol N_2 + 0,0092 kmol Ar/kWh

Obzirom da je za stehiometrijsko izgaranje 0,1709 kg goriva/kWh potrebno 0,01808 kmol O_2/kWh, postavit će se omjer s količinom O_2 u suhom zraku.

$$x = \frac{0,2095 \text{ kmol O}_2 / \text{kWh}}{\Sigma N_{O2 \text{ idealno,gorivo}}} = 11,5857 \tag{4.26}$$

Sada se može izračunati količina O_2 i ostalih komponenti u suhom zraku (N_2 i Ar) u kg/kWh potrebnim za idealno stehiometrijsko izgaranje 0,1709 kg/kWh goriva.

$$smp_{O2,steh} = N_{O2,steh} \cdot M_{O2} = 0,5786 \text{ kg O}_2/\text{kWh}$$

$$smp_{N2,steh} = \frac{r_{N2}}{x} \cdot M_{O2} = N_{O2,steh} \cdot M_{O2} = 1,8880 \text{ kg N}_2/\text{kWh} \tag{4.27}$$

$$smp_{Ar,steh} = \frac{r_{Ar}}{x} \cdot M_{Ar} = N_{Ar,steh} \cdot M_{Ar} = 0,03171 \text{ kg Ar/kWh}$$

$$smp_{s.z.steh} = smp_{O2,steh} + smp_{N2,steh} + smp_{Ar,steh} \; smp_{s.z.steh} = 2,4983 \text{ kg s.z./kWh}$$

Sada je *AFR* za izgaranje samo goriva:

$$AFR_{steh} = \frac{smp_{s.z.steh}}{smp_{gorivo}} = 14,6184$$

Minimalna potrebna količina zraka potrebna za izgaranje goriva (korigirano):

$$\dot{L}_{steh} = \dot{m}_{gor} \cdot AFR = 12,9494 \text{ kg zraka/s}$$

$$\Lambda_{AC} = \frac{\text{masa zraka isporučena po ciklusu 2-t motora}}{\text{masa zraka potrebna za stehiometrijsko izgaranje po ciklusu}}$$

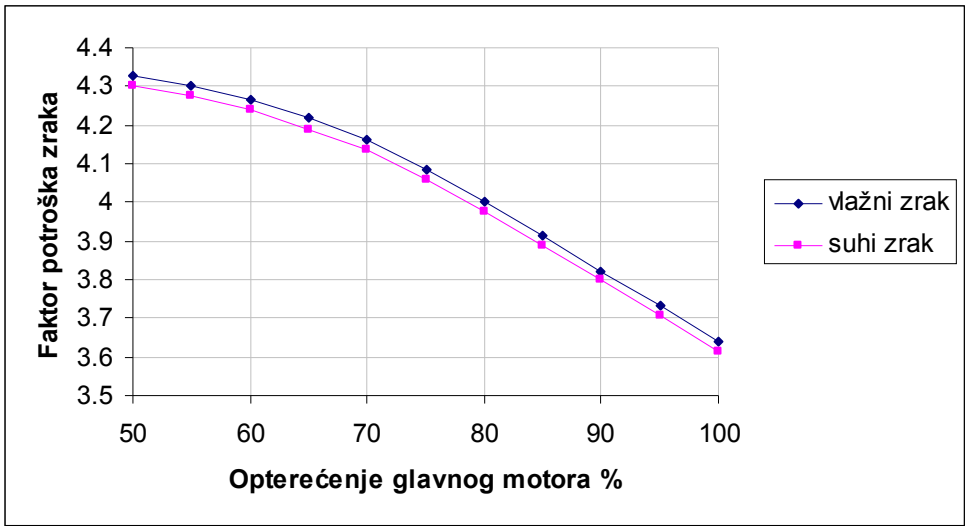
$$\Lambda_{d,s.z.} = \frac{\dot{m}_{s.z.}}{\dot{L}_{steh}} = 3,6152$$

$$\Lambda_{d,vlaž.z.} = \frac{\dot{m}_{zraka}}{\dot{L}_{steh}} = 3,6381$$

Napomena: U ovom radu definiran je i uveden izraz faktor potroška/protoka zraka. Koliko je autoru poznato, faktor potroška zraka je novi izraz koji se do sada nije koristio kod definiranja parametara izmjene radne tvari 2-taktnih motora. Obzirom da kroz motor prolazi vlažni zrak, $\Lambda_{d,vlaž.z.}$ je definicija koju bi trebalo koristiti, mada je $\Lambda_{d,s.z.}$ korisniji.

Potrebno O_2 za **stvarno** izgaranje C, H i S **iz goriva i cilindarskog ulja:**

$$\Sigma N_{O2,izg,stv} = 0,01792 \text{ kmol O}_2/\text{kWh}$$



Slika 4.11 Korigirani faktor potroška zraka u funkciji opterećenja motora (samo gorivo)

4.3.5.6. Proračun ispušnih plinova

Tablica 4.14 Molni udio kisika, dušika, argona i vlage ušlo u cilindar sa zrakom

Ušlo u cilindar sa zrakom	$N_{O2,ulaz}$	$N_{N2,ulaz}$	$N_{Ar,ulaz}$	$N_{H2O,ulaz}$
Molni udio ulaz kmol/kW h	0,06537	0,2436	0,002869	0,003170

Proračun kmol u ispušnim plinovima:

Tablica 4.15 Udio komponenti sudjelovao u izgaranju

	C neizg	H neizg	C u CO_2	H u H_2O	S u SO_2	O_2 izgorilo
Udio u isp. pl kmol/kWh	0,000 166	0,000 114	0,012 080	0,011 640	0,000 022	0,017 920

Ukupno kmol/kWh u ispušnim plinovima

$$\Sigma N_{uk,isp.pl.} = (N_{O2,ušlo} - N_{O2,izg.}) + N_{H2O,ušlo} + N_{N2,ušlo} + N_{Ar,ušlo} + N_{HC,neizg} + (N_{CO2stv} + N_{H2O,izg}) \quad (4.28)$$

$$\Sigma N_{uk,isp.pl.} = 0,3212 \text{ kmol isp.pl./kWh}$$

Udio komponenti u ispušnim plinovima:

$$r_i = \frac{N_i}{\sum_i N_i} \quad (4.29)$$

Gdje je „i“ indeks kemijskog sastojka u smjesi ispušnih plinova.

$\Sigma = 0,999127 \Rightarrow 99,9127\ \%$

Radi pojednostavljenja daljnjih proračuna uzima se da je ostatak neizgoreni HC, odnosno heksan H_6C_{14}.

$HC = 0,0008734 \Rightarrow 0,08734\ \%\ H_6C_{14}$

Tablica 4.16 Udio komponenti u ispušnim plinovima

	O_2	CO_2	H_2O	Ar	N_2	SO_2	H_6C_{14}
r	0,1477	0,03761	0,04612	0,008934	0,008934	0,0000697	0,0008734
$r \cdot M$	4,7278	1,6551	0,8308	0,3569	21,2520	0,004466	0,07527

$$M_{isp.pl} = \Sigma r_i \cdot M_i = 28,9024 \text{ kg/kmol} \quad (4.30)$$

$$R_{\text{isp.pl}} = \frac{\Re}{M_{\text{isp.pl}}} = 287,6695 \text{ J/kg K} \qquad (4.31)$$

4.3.6. Proračun sastava ispušnih plinova prema NIST refprop09

Kao veličine nižeg reda, u ispušnim plinovima zanemariti će se NOx i SOx, dok se u proračun uzimaju neizgoreni HC i čađ (C) preko heksana čija ogrjevna moć približno odgovara ogrjevnoj moći MDO.

Budući da program NIST refprop [49] ne može raditi s velikim brojem komponenti, udio SO_2 uključen je u CO_2. Također, računa se bez udjela NOx, kao da nije ni došlo do oksidacije N_2.

r_{SO2} = 0,006971287 % SO_2 = 0,00006971287 SO_2 (molni udio)

To znači da se koriste sljedeći podaci sastava ispušnih plinova:

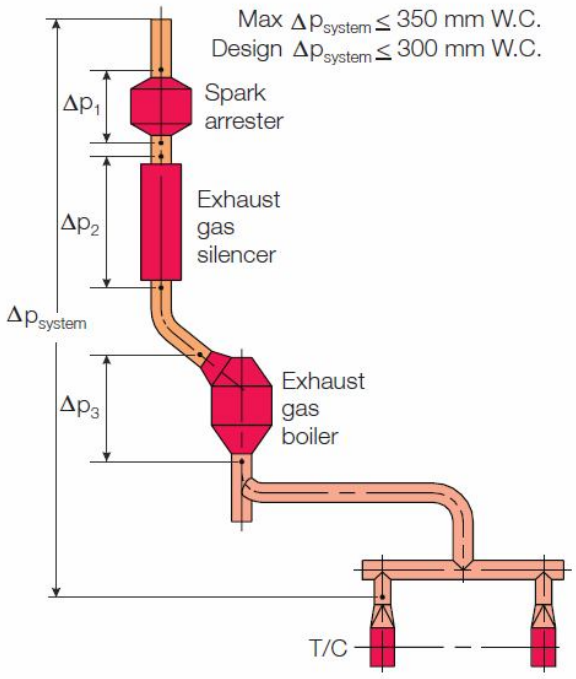
Tablica 4.17 Sastav ispušnih plinova bez emisija – molarni udjeli

Sastav isp. pl.	O_2	N_2	CO_2	H_2O	Ar	C_6H_{14}
Molarni udio *r*	0,147748	0,758649	0,037678	0,046118	0,008934	0,0008734

$$M_{\text{isp.pl.}} = \sum r_{\text{i}} \cdot M_{\text{i}}$$

$$M_{\text{isp.pl.}} = 28,9010 \text{ kg/kmol}$$

$$R_{\text{isp.pl.}} = \frac{\Re}{M_{\text{isp.pl.}}} = 287,6835 \text{ J/(kg K)}$$



Slika 4.12 Pad tlaka ispušnog sustava kod 100% *SMCR* [50]
- Spark arrester (Iskrohvatač) - Exhaust gas silencer (Prigušivač buke) - Exhaust gas boiler (Kotao na isp. pl)

Maseni protok zraka i ispušnih plinova dan je u podacima MAN-a pa se može izračunati i specifični maseni protok ispušnih plinova.

$\dot{m}_{\text{isp.pl.}} = 172\,800 \text{ kg/h} = 48,0 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{\text{zraka}} = 169\,600 \text{ kg/h} = 47,11 \text{ kg/s}$

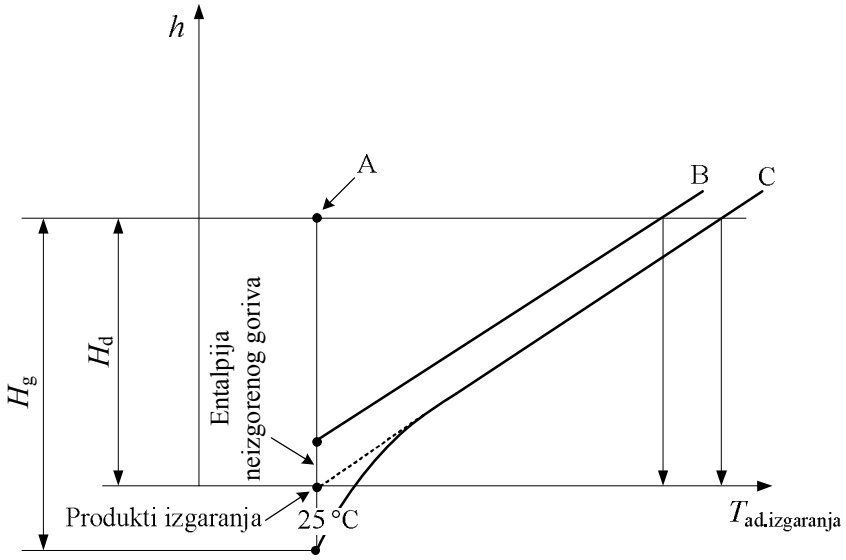
Tabela 4.18 Stanja i tokovi tvari kroz motor za točku L_1

Tvar	Mjesto i stanje	Maseni protok kg/s	Spec. protok kg/kWh	Sastav maseni							Sastav molarni						
				c	h	s	H_2O	N_2	O_2	Ar	N_2	O_2	Ar	CO_2	H_20	SO_2	C_6H_{14}
Gorivo		0,8858	0,1709	85,76	13,82	0,42											
Cilindar. ulje		0,00311	0,0006	83,60	13,40	0,50											
Cilindar. ulje HC		0,003017	0,00058	86,18	13,82												
Vlažni zrak	ispred komp.	47,1111	9,089				0,628	75,105	22,995	1,272							
Suhi zrak	ispred komp.	46,8151	9,03185					75,58	23,14	1,28	78,12	20,95	0,93				
Vlaga u zraku	ispred komp.	0,2960	0,0571														
Suhi zrak,steh	ispred komp.	12,9562	2,4996														
Isp.plin.	nakon TC	48,00	9,2605								75,861	14,763	0,906	3,0717	4,613	0,6974	0,0874

4.4. TOKOVI ENERGIJE I BILANCA ENERGIJE

Tokova energije koji ulaze i izlaze iz postrojenja motora ima tri vrste: tokovi topline, tokovi rada (snage) i tokovi energije s tokovima tvari. Ovi posljednji znače tokovi entalpije tvari, za koje su nam podaci o sastavima, stanjima i protocima već proračunati i sažeti u tablici 4.15. Za proračun pak entalpija tvari, treba za svaki od razmatranih tokova usvojiti referentno stanje u kome će mu entalpija biti uzeta za nulu, odnosno na koje stanje će entalpije u svim drugim stanjima tvari biti relativne. Kako je za bilanciranje energije bitna samo promjena entalpije, to izbor stanja nulte entalpije ne utječe na točnost bilance energije.

Glavni tok tvari kroz postrojenje motora jest onaj koji čine produkti izgaranja, odnosno gorivo, ulje i zrak iz kojeg nastaju. Produkti izgaranja, odnosno gorivo i zrak su s ovog stajališta jedna te ista tvar jer je čine jedni te isti atomi. Stanje u kome se uzima da je entalpija nula je sljedeće: kemijski oblik - produkti izgaranja, tlak 1,00 bar, temperatura 25,0 °C. U tom slučaju gorivo, ulje koje izgara i sveukupna količina zraka, svi na temperaturi 25,0 °C, imaju zajedno entalpiju ravnu donjoj toplinskoj moći goriva i dijela ulja koje je izgorilo. Sami produkti izgaranja imaju entalpiju proporcionalnu svojoj (nad)temperaturi (T - 25°C), a ukupni odnos entalpija goriva, zraka i produkata izgaranja ilustriran je slikom 4.13. Entalpija ispušnih plinova, kada gorivo ne izgara potpuno, prikazana je posebnom linijom. Dijagramom se ilustrira da se energija produkata izgaranja na temperaturama iznad temperature kondenzacije vodene pare može točno računati na osnovu donje toplinske moći goriva, kao da se vodena para ne kondenzira ni na 25 °C.



Slika 4.13 Prikaz entalpija tvari goriva i zraka u 3 kemijska oblika
A: gorivo + zrak
B: produkti nepotpunog izgaranja
C: produkti potpunog izgaranja (….. idealan plin, ----- realni produkti izgaranja)

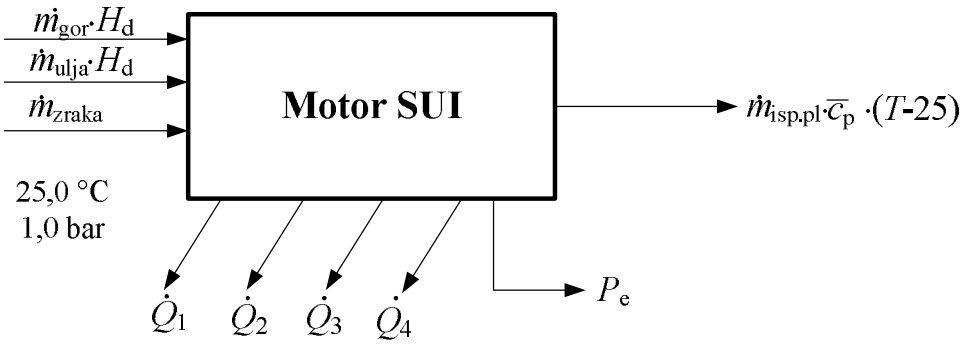
Tok energije goriva i ulja s kompletnim tokom zraka, svi na temperaturi 25,0 °C je:

$$\dot{E}_{\text{gor+ulja+zraka}} = \dot{m}_{\text{gor}} \cdot H_{\text{d}} + \dot{m}^{*}_{\text{cil.ulja}} \cdot H_{\text{d,ulja}} \tag{4.32}$$

$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{m}_{\text{goriva}} \cdot H_{\text{d,gor}}$$

$$\dot{E}_{\text{cil ulja}} = \dot{m}^{*}_{\text{cil ulja}} \cdot H_{\text{d,cil ulja}}$$

gdje je $\dot{m}^{*}_{\text{cil ulja}}$ količina cilindarskog ulja koja sudjeluje u izgaranju.



Slika 4.14 Prikaz tokova energije za postrojenje motora SUI

Obzirom na rečeno i na sl. 4.14 bilanca svih tokova energije za postrojenje motora glasi:

$$\dot{E}_{gor+ulja+zraka(25)} - P_e = \dot{E}_{prod.izg.} + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 \qquad (4.33)$$

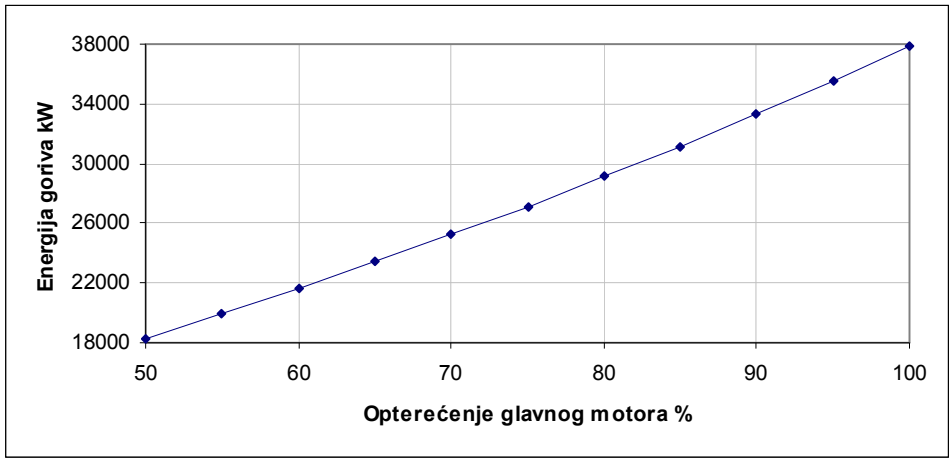
Odvedene topline od motora s unutrašnjim izgaranjem odnose se na toplinu odvedenu u hladnjaku zraka, rashladnom vodom plašta cilindra, uljem za podmazivanje, te konvekcijom i zračenjem.

4.4.1. Energija sadržana u potrošenom gorivu i zraku za izgaranje

4.4.1.1. Energija sadržana u potrošenom gorivu

$$\dot{E}_f = \dot{m}_f \cdot H_d = b_e \cdot P_b \cdot H_d / 3600$$

$$\dot{E}_{gor} = \dot{m}_{gor} \cdot H_d = 37\ 825{,}0 \text{ kW}$$



Slika 4.15 Energija sadržana u potrošenom gorivu

Energija sadržana u gorivu i cil. ulju dovedena motoru:

$$\dot{E}_{goriva+ulja} = \dot{m}_{goriva+uljaHC} \cdot H_d = 37\ 953{,}83 \text{ kW} \qquad (4.32a)$$

4.4.1.2. Entalpija ispušnih plinova

Kako je $\dot{E}_{isp.pl.\ 25°C} = 0$, za bilo koji tok energije ispušnih plinova iznad 25 °C iznosi:

$$\dot{E}_{isp.pl.} = (\dot{m}_{gor} + \dot{m}^*_{cil\ ulja} + \dot{m}_{zr.}) \cdot c^{25 \div T_{isp.pl.}}_{p,\ isp.pl.} \cdot (T_{isp.pl.} - 25) = \dot{m}_{isp.pl.} \cdot c^{25 \div T_{isp.pl.}}_{p,\ isp.pl.} \cdot (T_{isp.pl.} - 25) \qquad (4.34)$$

$$h_{\text{isp.pl.}} = c_{\text{p, isp.pl.}}^{25 \div T_{\text{isp.pl.}}} \cdot (T_{\text{isp.pl.}} - 25) = \frac{h_{\text{isp.pl.T1}} - h_{\text{isp.pl.25°}}}{t_{\text{isp.pl.T1}} - 25°} (T_{\text{isp.pl.}} - 25) \qquad (4.35)$$

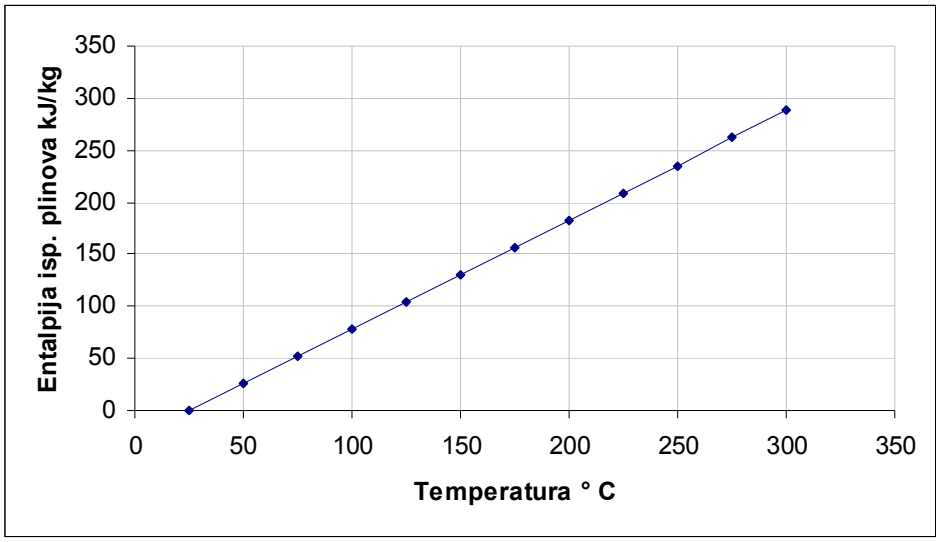
Za proračunatu smjesu ispušnih plinova bez emisija i prikazanu tablicom 4.17, prema NIST refprop09 dobijamo sljedeće podatke:

Za p_s = 1,0 bar i T = 25 °C = 298,15 K

h = 376,5777 kJ/kg

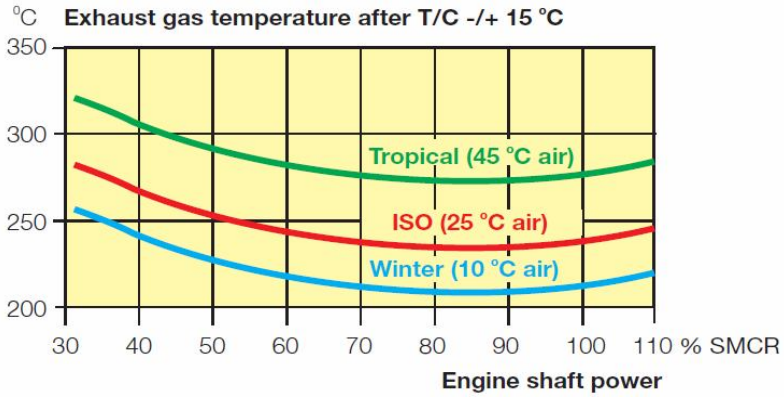
$h_{\text{isp.pl.}} = h_{\text{isp.pl.T1}} - h_{\text{isp.pl.25°}} = 376,5777 - 376,5777 = 0,00$ kJ/kg

Ove su specifične entalpije prikazane u *h-T* dijagramu na slici 4.16. Zavisnost je očekivano linearna jer kod temperatura ispod 300 °C nema pojave disocijacije molekula, a niti zavisnosti specifičnih toplinskih kapaciteta o temperaturi.



Slika 4.16 *h – T* dijagram ispušnih plinova pri tlaku 1 bar

Prema podacima proizvođača motora temperatura ispušnih plinova za ISO uvjete se mijenja ovisno o opterećenju motora, a za *SMCR* iznosi 240,5 °C. Naravno, ona se mijenja ovisno i o temperaturi zraka okoline, kao što se vidi na slici 4.17.



Slika 4.17 Utjecaj temperature okoline na temperaturu ispušnih plinova nakon turbopunjača za motor 6SMC60MC-C MAN [50]

- Exhaust gas temperature after T/C — Temperatura ispušnih plinova nakon turbopunjača
- Engine shaft power — Snaga motora na izlaznom vratilu
- Tropical — Tropski
- Winter — Zimski

Tok energije sa produktima izgaranja je u ovisnosti o temperaturi prema jednadžbi:

$$\dot{E}_{\text{isp.pl.}} = H_{\text{isp.pl.}} = (\dot{m}_{\text{gor}} + \dot{m}^{*}_{\text{cil ulja}} + \dot{m}_{\text{zr.}}) \cdot \overset{25 \div T_{\text{isp.pl.}}}{c_{\text{p, isp.pl.}}} \cdot (T_{\text{isp.pl.}} - 25) = \dot{m}_{\text{isp.pl.}} \cdot (h_{\text{isp.pl.T1}} - h_{\text{isp.pl.25°}}) \qquad (4.36)$$

4.4.2. Energija ispušnih plinova nakon turbopunjača

Za izračunatu i aproksimiranu smjesu ispušnih plinova, tablica 4.15, uz pretpostavku da je raspoloživa energija ispušnih plinova između krajnjih temperatura, 240,5 °C koliko iznosi temperatura ispušnih plinova na izlazu iz turbine turbopunjača, i referentne temperature okoline 25 °C, upotrebom NIST refprop09 dobijamo sljedeće podatke:

Za p_s = 1,0 bar i T = 25 °C = 298,15 K

ρ = 1,1666 kg/m^3

h = 376,5777 kJ/kg

Za p = 1,03 bar i T = 240,5 °C = 513,65 K

ρ = 0,6968 kg/m^3

h = 601,8777 kJ/kg

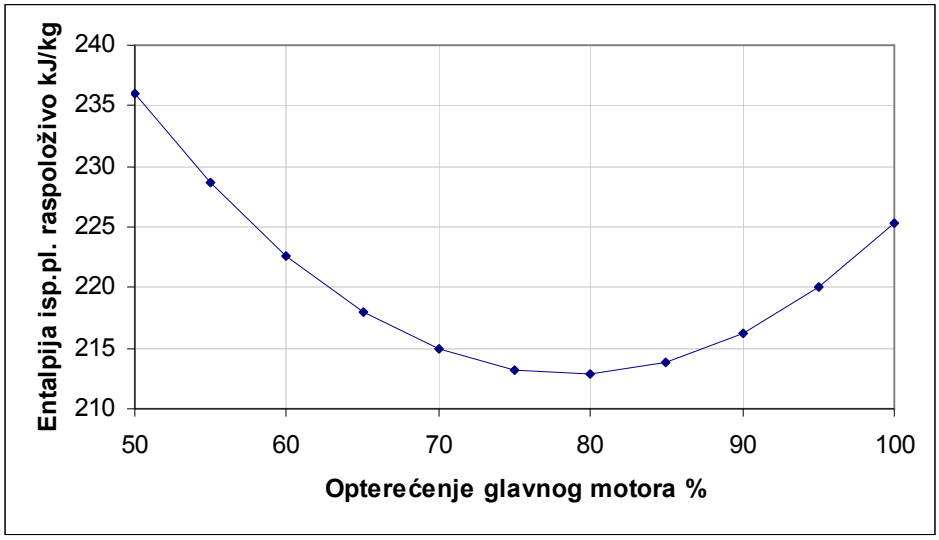
$$\overline{c}_{\text{p}} = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{\text{p}} = \frac{h_{\text{pl,T1}} - h_{\text{pl,T2}}}{T_1 - T_2} = 1,04548 \text{ kJ/kg K} \qquad (4.37)$$

$$h_{\text{isp.pl.}} = \overline{c}_{\text{p, isp.pl.}} \cdot \Delta T_{\text{isp.pl.}} = 225,30 \text{ kJ/kg} \qquad (4.38)$$

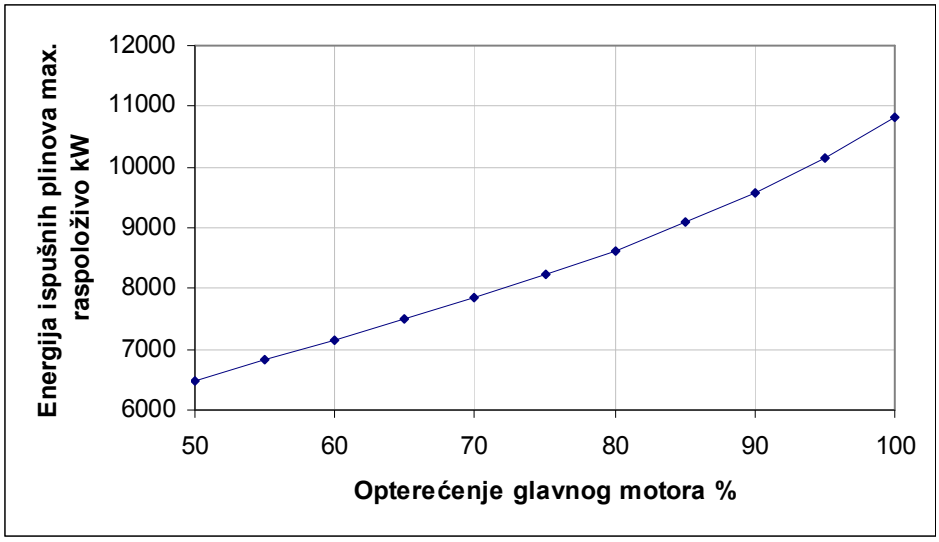
$$\dot{E}_{\text{isp.pl.}} = \dot{m}_{\text{isp.pl.}} \cdot \overline{c}_{\text{p, isp.pl.}} \cdot \Delta T_{\text{isp.pl.}} \qquad (4.39)$$

$$\dot{E}_{\text{isp.pl.}} = 10\,814,3965 \text{ kJ/s} = 10\,814,3965 \text{ kW}$$

Ovo je teorijska energija ispušnih plinova kada ne bi došlo do kondenzacije vodene pare u ispušnim plinovima i pri njihovom hlađenju do standardnog stanja okoline, T = 25 °C. Ovo je prihvatljiva referentna vrijednost jer se pri stvarnom korištenju ispušnih plinova ne prelazi temperaturna granica početka kondenzacije.



Slika 4.18 Entalpija ispušnih plinova u odnosu na standardno stanje okoline 25 °C i 1 bar



Slika 4.19 Energija ispušnih plinova u odnosu na standardno stanje okoline 25 °C i 1 bar

4.4.2.1. Raspoloživa energija ispušnih plinova u utilizacijskom kotlu

Temperatura ispušnih plinova na ulazu u utilizacijaki kotao $T_{\text{isp.pl.1}}$ ovisi o temperaturi ispušnih plinova nakon turbine tutbopunjača, duljini ispušnog voda koji povezuje izlaznu prirubnicu turbine turbopunjača s ulaznom prirubnicom utilizatora, kvaliteti toplinske izolacije ispušnog voda i snazi motora. Temperatura ispušnih plinova na ulazu u utilizator s dovoljnom točnosti može se izračunati prema empirijskoj jednadžbi [51]

$$T_{\text{isp.pl.1}} = T_{\text{TPizl.}} - \alpha_1 \cdot L \tag{4.40}$$

Pri tom je:

L - duljina ispušnog voda od izlazne prirubnice turbine turbopunjača do ulaza u utilizacijski kotao

α_1 - koeficijent pada temperature u ispušnom vodu °C/m

Tablica 4.19 Koeficijent pada temperature u ispušnom vodu u ovisnosti o snazi motora (iskustvene vrijednosti) [51]

Snaga motora MW	1	3	5	8	10	12	15	20	25
α_1 °C/m	1,20	1,00	0,90	0,75	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20

Temperatura ispušnih plinova na ulazu u utilizator može se izračunati i primjenom empirijskog izraza prema [51]

$$T_{\text{isp.pl.1}} = T_{\text{TPizl.}} - \frac{L}{D^2\pi} \tag{4.41}$$

Veću točnost pri određivanju temperature ispušnih plinova na ulazu u utilizator može se postići ako se temperatura izračuna kao aritmetička srednja vrijednost temperatura prethodno izračunatih:

$$T_{\text{isp.pl.1}} = \frac{\left(T_{\text{TPizl.}} - \frac{L}{D^2\pi}\right) + \left(T_{\text{TPizl.}} - \alpha_1 \cdot L\right)}{2} \tag{4.42}$$

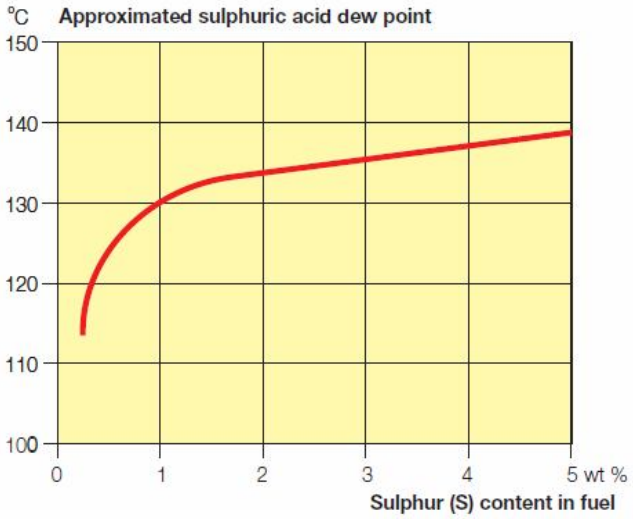
Obzirom da MAN u svojim proračunima WHR sustava uzima da je pad temperature od turbopunjača do utilizacijskog kotla 2 °C, u ovom proračunu uzeti će se ta vrijednost. Prema tome, stanje ispušnih plinova na ulasku u utilizacijski kotao je:

Za p = 1,03 bar i T = 238,5 °C = 511,65 K

ρ = 0,6996 kg/m^3

h = 599,7449 kJ/kg

Temperatura rošenja sumporne kiseline ovisi uglavnom o sadržaju sumpora u gorivu i kisika u ispušnim plinovima, ali ju je teško odrediti. Budući da je brodsko HFO gorivo uobičajeno (s prosječnim sadržajem sumpora oko 2,9%), prema [52] točka rošenja sumporne kiseline u ispušnim plinovima glavnog motora očekuje se oko 135 °C. Minimalna temperatura ispušnih plinova na izlazu iz ekonomajzera uzima se barem 10 °C iznad temperature rošenja, pa u praksi iznosi oko 150 °C. Pad tlaka kroz utilizacijski kotao je 150 mm WC ≈ 1 500 Pa.



Slika 4.20 Točka rošenja sumporne kiseline ispušnih plinova MC/MC-C i ME/ME-C brodskih motora u funkciji sadržaja sumpora u gorivu [50]

- Approximated sulphuric acid dew point — Približna temperatura rosišta sumporne kiseline
- Sulphur (S) content in fuel — Sadržaj sumpora u gorivu

Za p_2 = 1,015 bar i T_2 = 150 °C = 423,15 K prema [50]

ρ = 0,8337 kg/m^3

h = 506,2596 kJ/kg

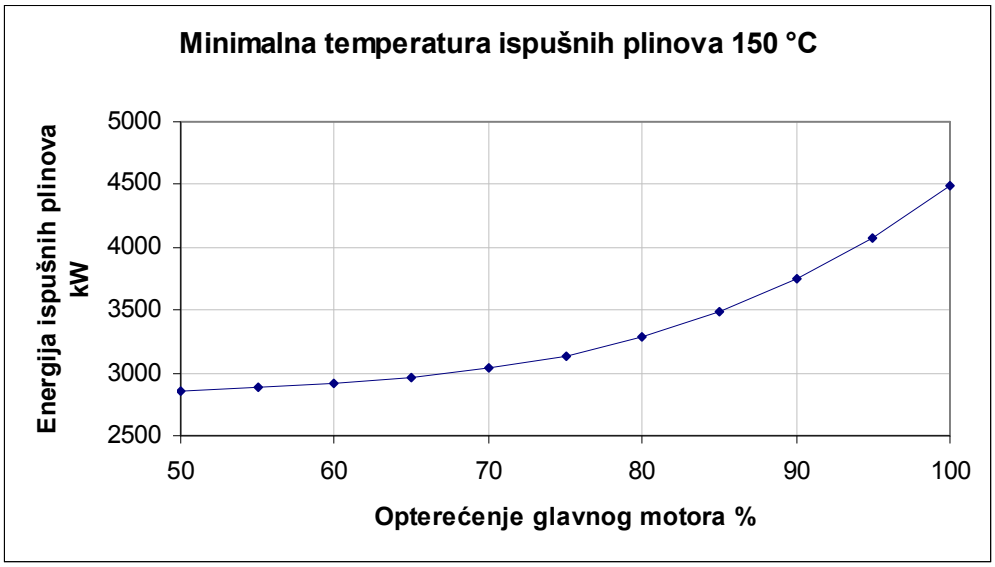
s = 7,07563 kJ/(kg K)

$$\overline{c}_{\mathrm{p}} = \frac{h_{\mathrm{pl,T1}} - h_{\mathrm{pl,T2}}}{T_1 - T_2}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{isp.pl.}} = \dot{m}_{\mathrm{isp.pl.}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,\ isp.pl.}} \cdot \Delta T_{\mathrm{isp.pl.}}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{isp.pl.}} = 4\ 487{,}2941 \text{ kJ/s} = 4\ 487{,}2941 \text{ kW}$$

Ovo je stvarno raspoloživa energija ispušnih plinova nakon turbopunjača za utilizacijski kotao s time da temperatura plinova na izlasku iz kotla ne bude manja od 150 °C, kako ne bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline u ispušnim plinovima.

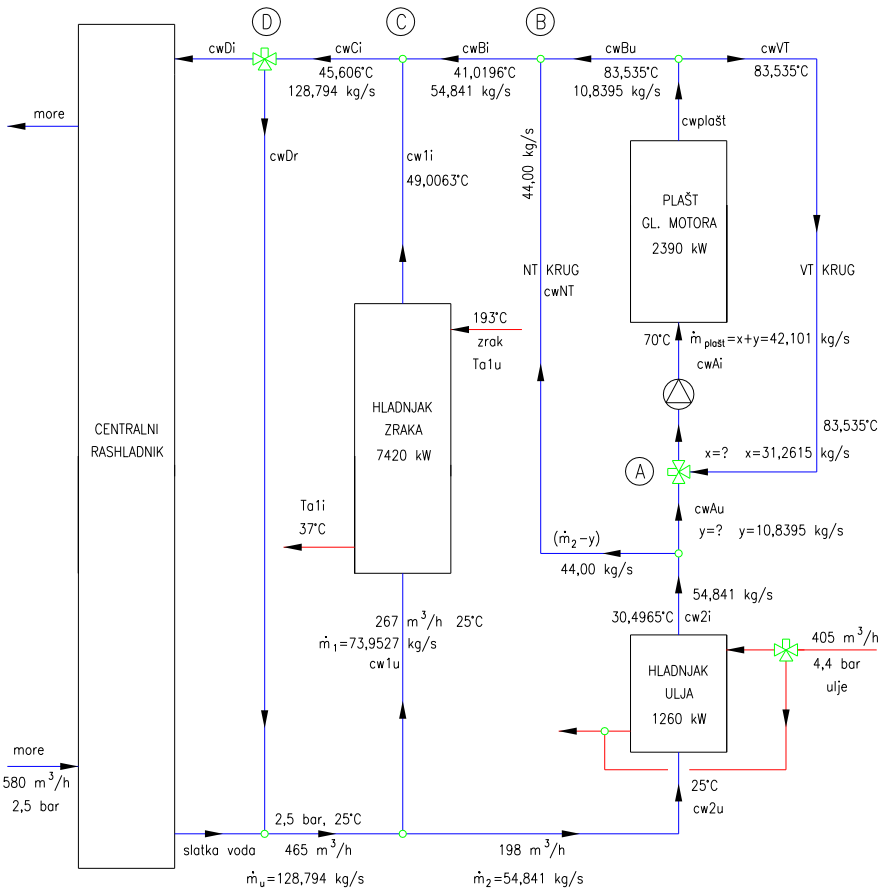


Slika 4.21 Energija ispušnih plinova ako temperatura na izlazu iz kotla iznosi 150 °C

4.4.3. Sustav vode za hlađenje glavnog motora

4.4.3.1. Rashladna (slatka) voda na ulazu u sustav hlađenja

$$\dot{m}_{cw} = \dot{V}_{cw} \cdot \rho_{cw} / 3600 \tag{4.43}$$



Slika 4.22 Hlađenje glavnog motora

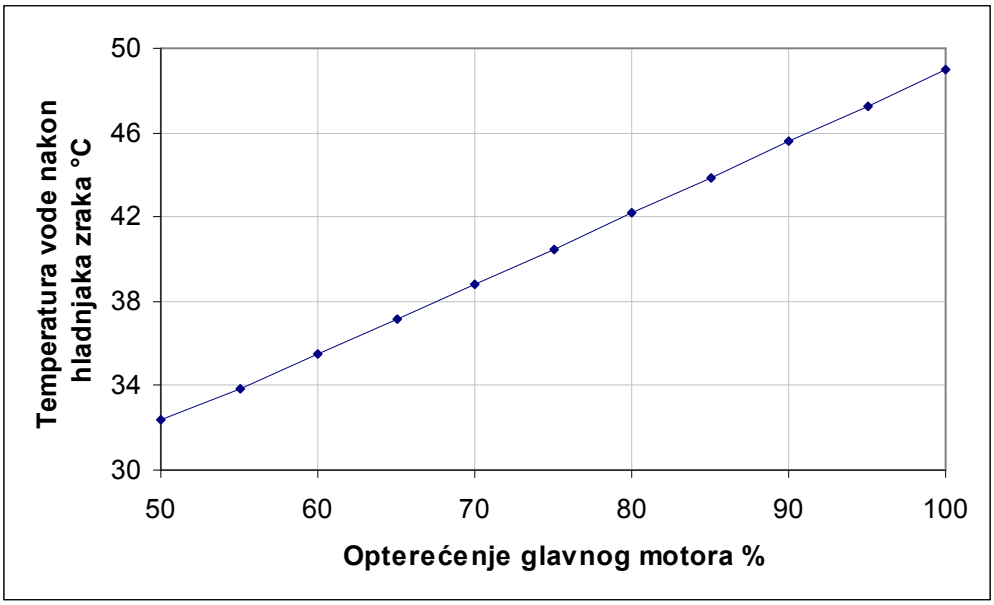
Tablica 4.20 Sustav vode za hlađenje glavnog motora

	Ulaz slatke vode	Voda u hladnjak zraka	Voda u hladnjak ulja
Volumni protok, $\dot{V}$ m^3/h	465	267	198
Temperatura na ulazu, T °C	25	25	25
Tlak na pumpi, p bar	2,5	2,5	2,5
Gustoća vode za radne uvjete, ρ kg/m^3	997,11	997,11	997,11
Specifična entalpija, h J/kg	105,06	105,06	105,06
Maseni protok vode, $\dot{m}$ kg/s	128,8	73,95	54,84
Temperatura vode na izlazu, T °C		49	30,5
Specifična entalpija pri temp. izlaza, h kJ/kg		205,37	128,05
Srednja specifična toplina, c_p kJ/kg.K		4,1795	4,18
Predana toplina u hladnjaku, $\dot{Q}$ kW		7420	1260
Porast temp. pri prolazu kroz hladnjak, T °C		24,0	5,5

4.4.3.2. Hladnjak zraka:

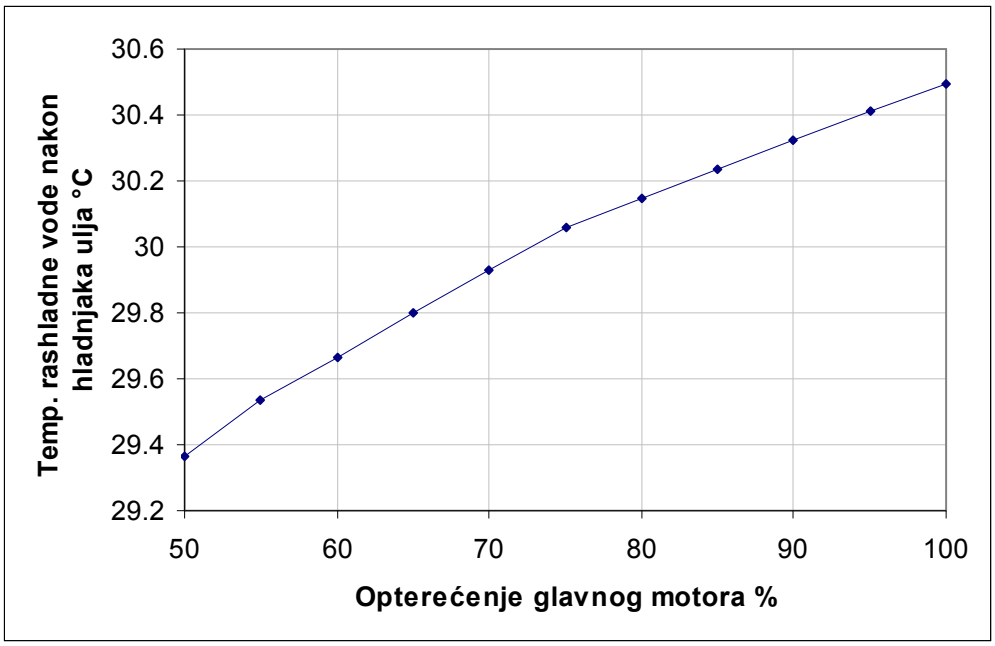
$$\dot{Q}_{\text{hl.zr.}} = \dot{m}_1 \cdot \overline{c}_{\text{p,fw}} \cdot \Delta t \tag{4.44}$$

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}_{\text{hl.zr.}}}{\dot{m}_1 \cdot \overline{c}_{\text{p,cw}}} \tag{4.44a}$$



Slika 4.23 Temperatura rashladne vode nakon hladnjaka zraka

4.4.3.3. Hladnjak ulja za podmazivanje



Slika 4.24 Temperatura rashladne vode nakon hladnjaka ulja

4.4.3.4. Hlađenje cilindarskih košuljica (plašta cilindra):

Proračun temperature rashladne vode nakon prolaska kroz glavni motor

$\dot{Q}_{\text{jacket water}} = 2\,390$ kW

Prema preporukama proizvođača motora $\dot{V}_{\text{VT kruga}} = 155$ m^3/h , $T_{\text{cwAi}} = 70$ °C

Za $T_{\text{cwAi}} = 343{,}15$ K i $p = 2{,}5$ bar prema prema [49]

$\rho_{\text{cwAi}} = 977{,}83$ kg/m^3 $h_{\text{cwAi}} = 293{,}24$ kg/m^3

$\dot{m}_{\text{plašt}} = \rho_{\text{cwAi}} \cdot \dot{V}_{\text{cwAi}} / 3600 = 42{,}1010$ kg/s

$$\Delta T_{\text{plašt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{plašt}}}{\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,plašt}}}$$

Pretpostavka $\Delta T_{\text{plašt}} = 13{,}5$ °C

$T_{\text{cwAi}} = 343{,}15$ K prema [49] → ρ = 977,83 kg/m^3 $h_{\text{cwAi}} = 293{,}24$ kJ/kg

$T_{\text{cw izl plašt}} = 356{,}65$ K prema [49] → ρ = 969,645 kg/m^3 $h_{\text{ul plašt}} = 349{,}866$ kJ/kg

$$\overline{c}_{\text{p,plašt}} = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{\text{p}} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1}$$

$\overline{c}_{\text{p,plašt}} = 4{,}1942$ kJ/kg °C prema [49]

$\dot{Q}_{\text{plašt}} = \dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p plašt}} \cdot \Delta T_{\text{plašt}}$

$$\Delta T_{\text{plašt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{plašt}}}{\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p plašt}}}$$

$\Delta T_{\text{plašt}} = 13{,}5349$ °C

$T_{\text{izl plašt}} = T_{\text{ul pl}} + \Delta T_{\text{izl plašt}} = 83{,}5349$ °C

1. iteracija

T_{cwAi} = 343,15 K prema [49] → ρ = 977,83 kg/m^3 h_{cwAi} = 293,24 kJ/kg

$T_{\text{cw izl plašt*}}$ = 356,685 K prema [49] → ρ = 969,62 kg/m^3 $h_{\text{izl plašt*}}$ = 350,01 kJ/kg

$$\overline{c}_{\text{p,plašt*}} = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{\text{p}} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1}$$

$\overline{c}_{\text{p,plašt*}} = 4{,}1942$ kJ/kg °C prema [49]

$\Delta T_{\text{plašt*}} = 13{,}5349$ °C

$T_{\text{cw,plašt,i*}} = T_{\text{cwAi}} + \Delta T_{\text{plašt*}} = 83{,}5349$ °C

Za rashladu glavnog motora, prema naputku proizvođača, treba 155 m^3/h (42,1010 kg/s) rashladne vode temperature 70 °C. Na raspolaganju je x kg/s rashladne vode temperature 83,5349 °C i y kg/s rashladne vode temperature 30,4965 °C. Zbroj protoka iz obilaznog voda x i dijela protoka iz hladnjaka ulja mora biti 42,1010 kg/s. Na temelju navedenog za čvorište **A** postavi se sustav s dvije jednadžbe s dvije nepoznanice, te slijedi:

$$\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot c_{\text{p,cwAi}} \cdot T_{\text{cwAi}} = x \cdot c_{\text{p,cwVT}} \cdot T_{\text{VT}} + y \cdot c_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}} \quad \text{(A)}$$

$$x + y = \dot{m}_{\text{plašt}} = 42{,}1010 \text{ kg/s} \quad \text{(B)}$$

Gdje su:

$x = \dot{m}_{\text{VT krug}}$

$y = \dot{m}_{\text{NT krug}}$

Iz jednadžbe B:

$y = \dot{m}_{\text{plašt}} - x$

Odatle, uvrštenjem u jednadžbu 1,

$$\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot c_{\text{p,cwAi}} \cdot T_{\text{cwAi}} = x \cdot c_{\text{p,cwVT}} \cdot T_{\text{VT}} + (\dot{m}_{\text{plašt}} - x) \cdot c_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}}$$

$$\overline{c}_{\text{cwAi}} = \frac{\overline{h}_{\text{cwAi}}}{\Delta T_{\text{cwAi}}} = 4{,}1898 \text{ kJ/kg °C}$$

$$\overline{c}_{\text{p,cw plašt,i}} = \frac{\Delta h_{\text{cw plašt,i}}}{\Delta T_{\text{cw plašt,i}}} = \overline{c}_{\text{p,cwVT}} = 4{,}199 \text{ kJ/kg °C}$$

$$\overline{c}_{\text{p,cw2i}} = \frac{\Delta h_{\text{cw2i}}}{\Delta T_{\text{cw2i}}} = \overline{c}_{\text{p,cwAu}} = 4{,}18 \text{ kJ/kg °C}$$

$$\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,cwAi}} \cdot T_{\text{cwAi}} = x \cdot \overline{c}_{\text{p,cwVT}} \cdot T_{\text{VT}} + \dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}} - x \cdot \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}}$$

$$\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,cwAi}} \cdot T_{\text{cwAi}} = x \cdot (\overline{c}_{\text{p,cwVT}} \cdot T_{\text{VT}} - \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}}) + \dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}}$$

$$\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot (\overline{c}_{\text{p,cwAi}} \cdot T_{\text{cwAi}} - \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}}) = x \cdot (\overline{c}_{\text{p,cwVT}} \cdot T_{\text{VT}} - \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}})$$

$$x = \frac{\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot (\overline{c}_{\text{p,cwAi}} \cdot T_{\text{cwAi}} - \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}})}{(\overline{c}_{\text{p,cwVT}} \cdot T_{\text{VT}} - \overline{c}_{\text{p,cwAu}} \cdot T_{\text{NT}})}$$

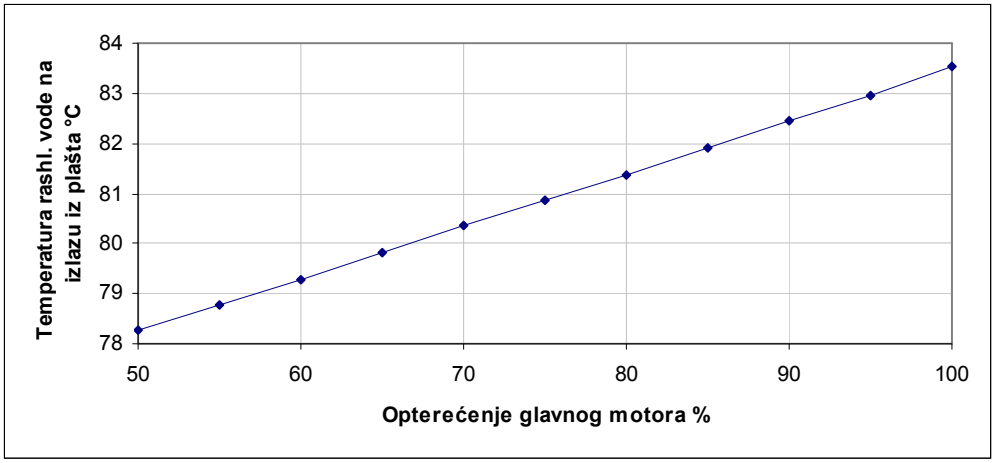
$x = 31{,}2615$ kg/s

$y = 10{,}8395$ kg/s

Dakle, rješenje jednadžbi je:

$x = 31,2615$ kg/s (83,535 °C) VT krug plašta - obilazni vod

$y = 10,8395$ kg/s (30,4965 °C) dovod svježe rashladne vode iz hladnjaka ulja



Slika 4.25 Temperatura rashladne vode nakon hlađenja plašta cilindra

Izračunavanje temperature rashladne vode nakon miješanja u točki B:

$\dot{m}_{NT} = \dot{m}_2 - y = 54,8413 - 10,8395 = 44,002$ kg/s

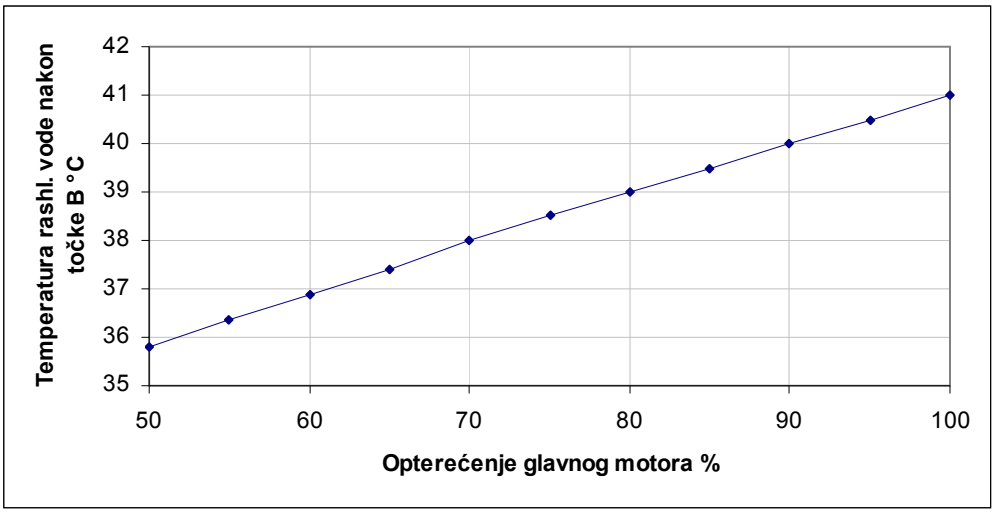
- iz NT kruga obilaznog voda dolazi 44,002 kg/s vode temperature 30,4965 °C
- iz VT kruga obilaznog voda dolazi 10,8395 kg/s vode temperature 83,535 °C

Nakon miješanja u točki B:

$\dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{izl hl ulja}} = \dot{m}_{VT} + \dot{m}_{NT} = 54,841$ kg/s

$$T_{cwBi} = \frac{\dot{m}_{cwBu} \cdot c_{p,cw,plašt,i} \cdot T_{VT} + \dot{m}_{cwNT} \cdot c_{cw2i} \cdot T_{cw2i}}{\dot{m}_{cwBu} \cdot c_{p,cw,plašt,i} + \dot{m}_{cwNT} \cdot c_{cw2i}} \qquad (4.45)$$

$T_{cwBi} = 41,01956$ °C



Slika 4.26 Temperatura rashladne vode nakon miješanja u točki B

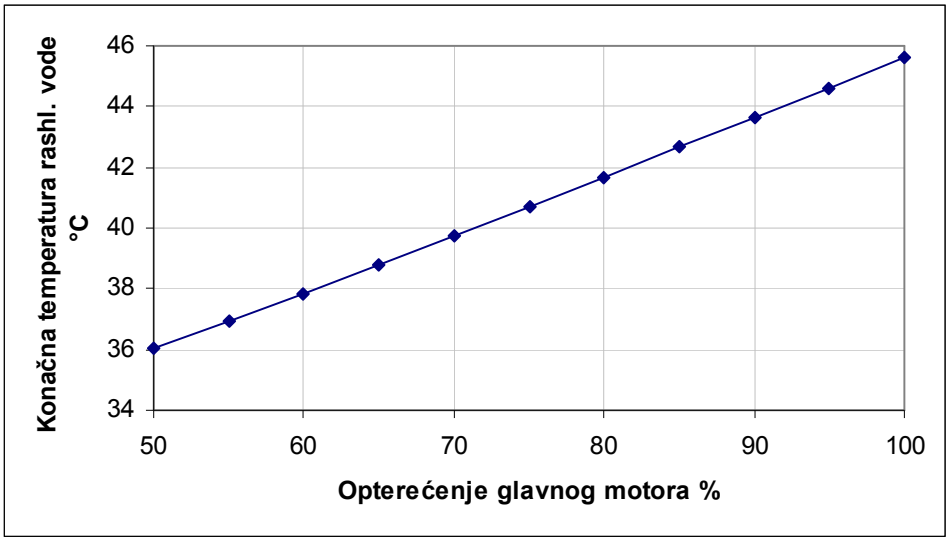
4.4.3.5. Temperatura rashladne vode nakon miješanja u točki C (slika 4.22)

Tablica 4.21 Slatka voda nakon miješanja u točku C

	Voda iz hladnjaka zraka	Voda iz čvorišta B	Voda nakon čvorišta C
Temperatura vode, T °C	49,01	41,02	45,61
Tlak na pumpi, p bar	2,5	2,5	2,5
Gustoća vode za radne uvjete, ρ kg/m^3	988,55	991,94	
Specifična entalpija, h J/kg	205,366	105,06	
Maseni protok vode, $\dot{m}$ kg/s	73,95	54,84	128,79

$$\dot{m}_{\text{uk}} = \dot{m}_{\text{l}} + \dot{m}_{\text{cwBi}}$$

$$T_{\text{uk}} = \frac{\dot{m}_{\text{l}} \cdot c_{\text{p cw1i}} \cdot T_{\text{cw1i}} + \dot{m}_{\text{cwBi}} \cdot c_{\text{cwBi}} \cdot T_{\text{cwBi}}}{\dot{m}_{\text{l}} \cdot c_{\text{p cw1i}} + \dot{m}_{\text{cwBi}} \cdot c_{\text{cwBi}}}$$



Slika 4.27 Temperatura rashladne vode nakon miješanja u točki C

4.4.4. Kontrola proračuna gubitaka energije u pogonskom motoru

Koristeći jednadžbu bilance energije i podatke MAN CEAS_ERD za snagu na kočnici te iznose topline odvedene u hladnjaku zraka, rashladne vode plašta cilindra te hladnjaku ulja, proračunati će se energija ispušnih plinova za opterećenje pogonskog motora od 50 do 100%. Ove rezultate usporedit će se s rezultatima proračuna u poglavljima 4.3.5, 4.3.6., 4.4.1. i 4.4.2. a koji se odnose na energiju ispušnih plinova i neizgorenog goriva. Bilanca energije je:

$$\dot{E}_{\text{goriva}} - P_{\text{e}} = \dot{E}_{\text{isp.pl.}} + \dot{Q}_{\text{rash. zraka}} + \dot{Q}_{\text{voda plaša cil}} + \dot{Q}_{\text{hlad. ulja}} + \dot{Q}_{\text{konv. i zr.}}$$

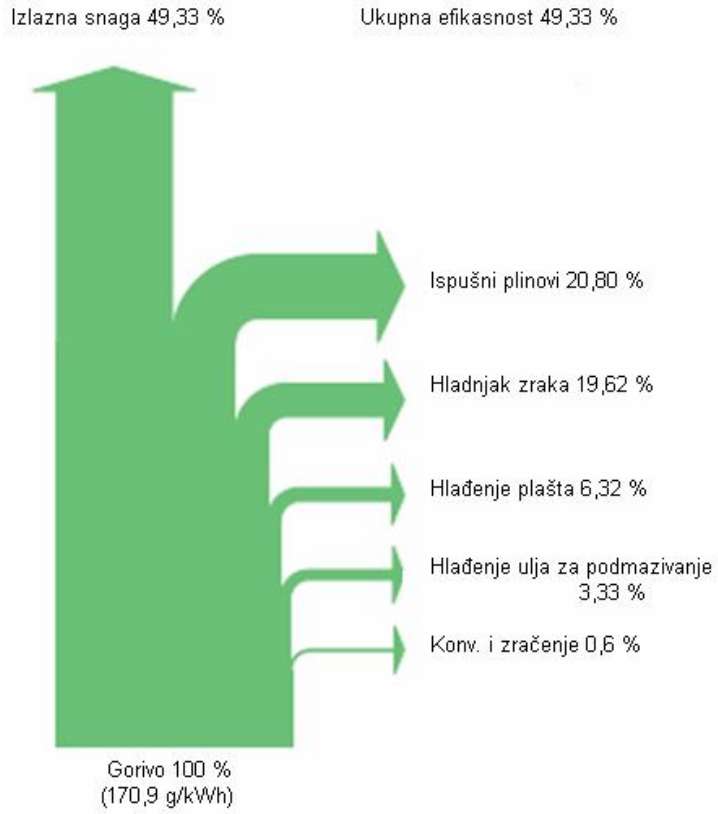
uz pretpostavku da je $\dot{E}_{\text{neizg.}}$ sadržano u $\dot{E}_{\text{isp. pl.}}$.

Pretpostavka:

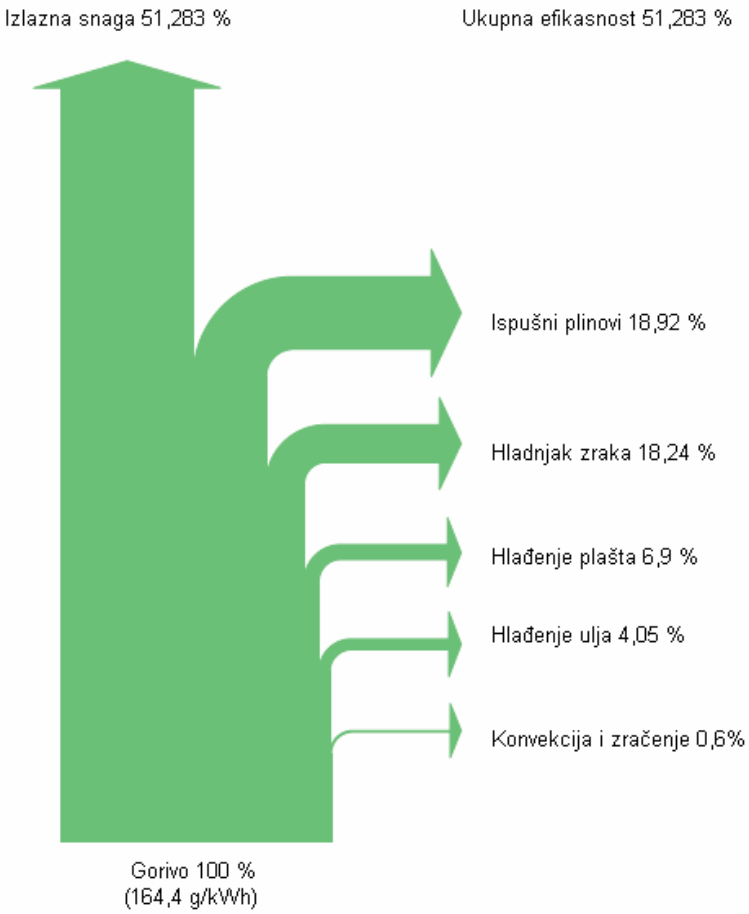
1. $H_{\text{d}} = 42{,}7$ MJ/kg
2. Nije izgorilo 0,9624 % ubrizganog goriva. U ispušnim plinovima nalaze se također HC, CO i C iz ulja za podmazivanje cilindara. Energija neizgorenog goriva uključena je u energiju ispušnih plinova.

Tablica 4.22 Udjeli gubitaka energije u glavnom motoru

Opterećenje motora, %	80	100
Snaga motora P_e, kW	14928	18660
Toplina odvedena ispušnim plinovima $\dot{E}_{isp.pl.}$, kW	5506	7868
Toplina odvedena u hladnjaku zraka $\dot{Q}_{hlad.zraka}$, kW	5310	7420
Toplna odvedena cil. košuljicama $\dot{Q}_{plašta}$, kW	1179	2390
Konvekcija topline na okolinu $\dot{Q}_{konv\,i\,zr.}$, kW	174	227
Gubitak neizgorjelim gorivom $\dot{E}_{neizg.g.}$, kW	280	364
Toplinski tok doveden gorivom $\dot{E}_{goriva}$, kW	29109	37825
Stupanj djelovanja, $\eta_{f,b}$ %	51,28	49,33

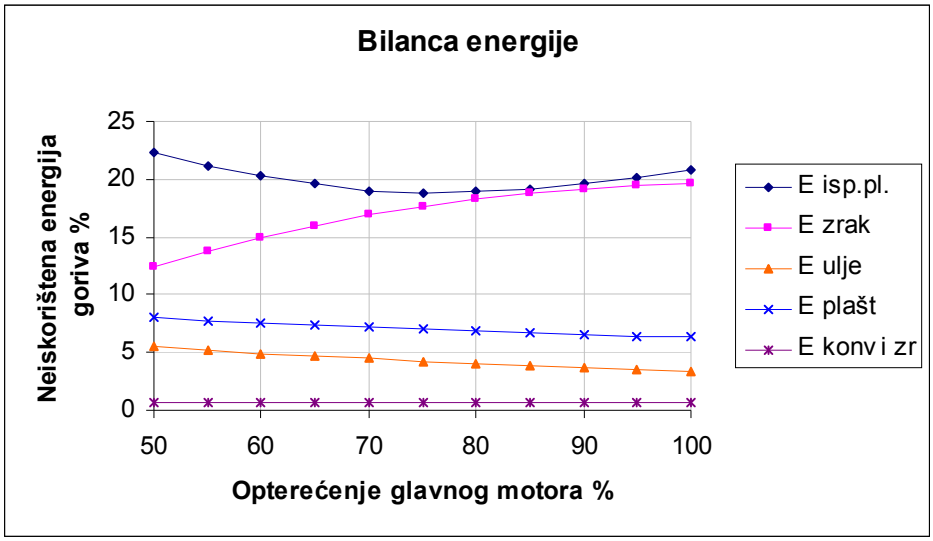


Slika 4.28 Sankyev dijagram za 100% *SMCR*



Slika 4.29 Sankyev dijagram za 80% *SMCR*

Detaljni podaci dobiveni proračunom tokova energije u postrojenju motora unijeti su u shemu cjelokupnog postrojenja, na strani 74 slika 5.2.



Slika 4.30 Udjeli neiskorištene energije goriva glavnog motora u funkciji opterećenja

4.4.5. Komentar proračuna

Bilanca energije dala je rezultate koji ponešto odstupaju glede energije ispušnih plinova od podataka tvrtke MAN. U gornjim proračunima koristili su se podaci za topline hlađenja zraka za ispiranje i prednabijanje, plašta cilindra, ulja za podmazivanje te topline konvekcije i zračenja kako ih daje tvrtka MAN [47]. Kontrolni proračun s podacima gore spomenutog hlađenja daje energiju ispušnih plinova pri 100% *SMCR* u iznosu od 7 868,06 kW.

U kontaktu s gosp. Nielsenom iz MAN-a rečeno je da su podaci MAN-a okvirni. Kod direktnog računanja energije ispušnih plinova pomoću termodinamičkih relacija i NIST refprop09 tablica napravljena su dva izračuna, prvi za izlaznu temperaturu ispušnih plinova od 25 °C kao referentnu temperaturu, pri čemu je dobivena energija ispušnih plinova iznosila 10 814,4 kJ/s tj. 10 814,4 kW. Drugi izračun je napravljen za izlaznu temperaturu od 100 °C. Pri takvoj izlaznoj temperaturi, energija ispušnih plinova iznosi 7 066,52 kJ/s ili 7 066,52 kW.

Kod računa s izlaznom temperaturom ispušnih plinova T = 100 °C razlika je 10%, očito je da su podatci MAN-a uistinu okvirni.

Što se tiče proračuna efikasnosti motora na kočnici, ona se izvrsno poklapa i jednaka je MAN podacima.

Bilanca topline na slici 4.30 pokazuje sljedeće:

- Udio energije ispušnih plinova u gubicima motora najmanji je u području od 70% do 85% opterećenja glavnog motora, što je ujedno i pogonsko opterećenje.

- S porastom opterećenja motora raste i udio topline koju treba odvoditi od zraka za prednabijanje motora, što je i očekivano. Ona nije visoka u području manjih opterećenja motora, dok u području opterećenja od 75% do 100%, energija odvedena zraku za ispiranje gotovo je jednaka energiji ispušnih plinova.

- Postotni udio energije koji se odvodi rasladnom vodom plašta cilindra i uljem za podmazivanje je znatno niži od energije ispušnih plinova i zraka za ispiranje, te ima blagi pad s porastom opterećenja.

- Toplina odvedena konvekcijom i radijacijom je najmanja, i konstantna u cijelom području.

U proračunu se pojavila mogućnost definiranja faktora potroška zraka. Koliko je autoru poznato, takva definicija potroška zraka kod dvotaktnih motora nije nigdje u literaturi spomenuta, pa se može smatrati malim doprinosom u definiranju izmjene radne tvari kod dvotaktnih dizelskih motora. Kod četverotaktnih motora postoji definicija relativnog omjera λ koji je omjer stvarne količine zraka u cilindru (str.71 [52]) prema stehiometrijskoj količini zraka potrebnoj za izgaranje ubrizganog goriva, tj.

$$\lambda = \Phi^{-1} = \frac{\left(\dot{m}_{\mathrm{a}} / \dot{m}_{\mathrm{f}}\right)_{\text{stvarno}}}{\left(\dot{m}_{\mathrm{a}} / \dot{m}_{\mathrm{f}}\right)_{\text{steh.}}}$$

što nije jednako faktoru potroška zraka.

Ovdje će se samo ustvrditi da je faktor potroška zraka visok, i kreće se od 3,6 kod 100% opterećenja motora pa sve do 4,3 kod 50% opterećenja glavnog motora. Također, faktor potroška zraka je definiran u odnosu na vlažni i na suhi zrak.

5. PRORAČUN KOGENERACIJSKOG SUSTAVA

Kogeneracija ili CHP (Combined Heat & Power) je proces koji omogućava istovremenu proizvodnju električne i toplinske energije iz jednog energenta. Koncept kogeneracije je baziran na principu termičke kaskade, koja uključuje proizvodnju električne energije uz istovremenu utilizaciju otpadne topline za pokrivanje potreba grijanja/hlađenja ili za proizvodnju pare, vrele-tople vode, toplog zraka itd. Dakle, na taj način se postiže znatno povećanje ukupne efikasnosti pretvorbe primarne enrgije. Postoje različiti sustavi realizacije procesa kogeneracije. Najvažniji tipovi kogeneracije su: kogeneracija s parnom turbinom, kogeneracija s plinskom turbinom, kogeneracija s kombi plinsko-parnom turbinom i kogeneracija s motorom s unutrašnjim izgaranjem. Kogeneracija s parnom turbinom može značiti korištenje vodene pare, ali i korištenje nekog drugog radnog medija, primjerice organskog fluida. Takve procese nazivamo ORC (Organic Rankine Cycle).

U daljnjem radu prikazan je proračun korištenja energije ispušnih plinova i dijela energije sadržane u rashladnoj vodi i ispirnom zraku kroz korištenje u CHP sustavu:

- parne turbine na vodenu paru
- parne turbine ORC

Svaki brod zahtijeva za rad brojnih strojeva i uređaja električnu energiju. Također, električna energija je potrebna i za normalan život i rad posade, i uobičajeno se na brodu ugrađuju tri pomoćna dizelska generatora iste snage, te jedan generator za nuždu (emergency) znatno manje snage. Jedan dizelski generator mora pokrivati ukupnu maksimalnu potrošnju električne energije tijekom plovidbe, a poželjno je da pokriva i potražnju električne energije tijekom manevra. Kod ukrcaja, a posebice kod iskrcaja tereta, potrošnja električne energije može značajno porasti, pa se u tom slučaju uključuje u rad dodatni generator. Kod tankera s pumpama tereta pogonjenih elektromotorom, potrebna su ukupno četiri dizelska generatora za iskrcaj tereta, ali se to nekad rješava i sa parno turbinskim generatorima. Također, pumpe tereta mogu biti direktno pogonjene parnim turbinama. U tom slučaju uobičajeno su to Curtis-ove turbine vertikalne izvedbe.

Za promatrani slučaj Nov. 447 MT „DONAT“ Tankerske plovidbe iz Zadra, tijekom plovidbe vršna potražnja električne energije je 781,7 kW. Ako se tijekom plovidbe grije teret, ukupna vršna potrošnja je 903,5 kW. Za slučaj pranja tankova za vrijeme plovidbe, ukupna potrošnja električne energije iznosi 933,2 kW. Dakle, snaga jednog dizelskog agregata treba iznositi minimum 940 kW. Uobičajena izvedba je da tijekom plovidbe snaga jednog agregata bude dovoljna. Kod manevra, na ovom brodu, predviđen je rad dva dizelska agregata u paraleli. Najveća potrošnja električne energije je 1095,3 kW tijekom iskrcaja tereta u luci pa se tada u rad uključuje i drugi generator, dok je treći u rezervi. Međutim, iskustveno se zna da je potrošnja električne energije značajno manja, pa je za ovaj brod odabrana snaga jednog agregata od 912 kW. Treba napomenuti da se na MT DONAT iskrcaj tereta obavlja pumpama koje pogone parne turbine, a ne elektromotori.

Potrošnja toplinske energije na brodu je znatna, a tijekom plovidbe na promatranom brodu iznosi ukupno oko 823 kW, odnosno potrošnja suhozasićene pare za potrebe grijanja iznosi 1501 kg/h. Parom se grije teško gorivo i ulje za podmazivanje prije separiranja, HFO u modulu goriva, tankovi teškog goriva (pogonski tankovi, taložni tankovi, skladišni tankovi), te tank HFO niske gradacije sumpora. Također je ovisno o godišnjem dobu potrebno grijati nastambe za posadu te vodu za kupanje, pranje itd (sanitarnu vodu). Para potrebna za razne brodske potrebe dobiva se iz kotlovskog postrojenja. Uobičajene izvedbe su ugradnja jednog

utilizacijskog parnog kotla na ispušne plinove glavnog motora, i jednog parnog kotla s ložištem. Ovi kotlovi se povezuju i najčešće imaju zajednički parni dom.

Tijekom plovidbe, energija ispušnih plinova pogonskog motora predaje se u utilizacijskom kotlu vodi, koja se zagrijava i isparava, te se zatim koristi za prije spomenute brodske potrebe. Za vrijeme boravka broda u luci ili na sidru, pogonski motor ne radi pa pomoćni kotao s ložištem izgara gorivo i proizvodi potrebnu vodenu paru. Dakle, kad pogonski motor ne radi nema ni njegovih ispušnih plinova, te ne postoji mogućnost njihove utilizacije u parno turbinskom postrojenju.

5.1. TERMODINAMIČKA ANALIZA KOGENERACIJSKOG SUSTAVA S PARNOM TURBINOM

Izmjenjivači topline su važan dio opreme u brodskom strojnom sustavu. Zadaća im je prijenos topline s jednog medija na drugi. Izmjenjivači topline su i rashladnici i grijači. Kondenzatori su posebna vrst izmjenjivača sa svrhom ukapljivanja para u nekom procesu.

Cijevni izmjenjivači imaju najdužu i široku primjenu, ali se sve više koriste pločasti izmjenjivači topline. Bitno je odabrati smjer strujanja fluida, istosmjeran ili protusmjeran. Prednost se daje protusmjernom protoku jer bolje koristi raspoložive promjene temperature oba fluida i osigurava bolji ukupni prijelaz topline.

U cilju smanjenja gubitaka u cjevovodima pri iskrcaju tekućeg tereta, potrebno je tekući teret zagrijavati do određenih temperatura. Sredstvo za grijanje može biti niskotlačna zasićena para, vrela voda ili vruće ulje. Sistem zagrijavanja tereta na tankerima mora biti u stanju održavati teret pri temperaturi od 45 °C tijekom plovidbe.

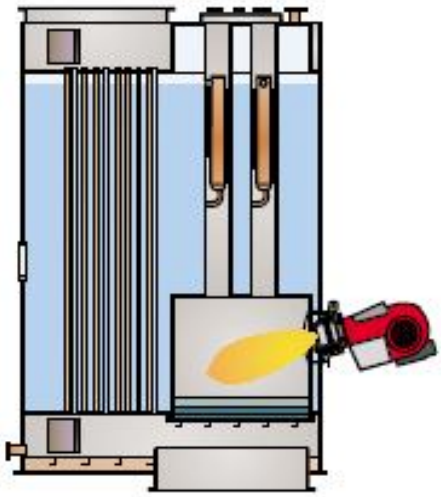
U taložnim i pogonskim tankovima HFO se održava na temperaturi od 75 °C. Također, gorivo i ulje za podmazivanje treba prije separacije zagrijati, kako bi viskoznost bila što niža. Prije separiranja HFO se zagrijava na 98 °C, a ulje na 90 °C.

Na najvišu temperaturu se zagrijava HFO prije ubrizgavanja visokotlačnim pumpama, to se radi u modulu goriva, a svrha mu je da se gorivo dovede na viskoznost od 12 do 17 cSt, kako bi se u sapnicama raspršilo u veoma sitne kapljice što je potrebno za dobro miješanje sa zrakom i kvalitetno izgaranje.

Pored navedenih izmjenjivača topline, u predloženom CHP sustavu potrebno je dodatno ugraditi zagrijače pojne vode rashladnom vodom plašta cilindra, te toplinom sadržanom u prednabijenom zraku nakon turbopunjača. Na taj način ovu toplinu koju bi prenijeli na rashladnu morsku vodu koristimo u CHP sustavu.

Brodski pomoćni kotlovi služe za proizvodnju pare za pogon pomoćnih strojeva i uređaja, grijanje goriva, ulja i vode, a kod tankera potrebne su velike količine pare za grijanje tereta i tople vode za pranje tankova. Kapacitet pomoćnih kotlova i način proizvodnje pare najčešće ovise o namjeni broda.

Pomoćni kotlovi izvode se s vlastitim ložištem i kombinirani, kojima je ogrjevna površina podijeljena, tako da jedan dio koristi plinove izgaranja u ložištu, a drugi ispušne plinove porivnog dizelskog motora. Pored navedenih kotlova postoje i utilizatori, tj. kotlovi kod kojih se za grijanje koristi samo toplina ispušnih plinova iz porivnog dizelskog motora. U razmatranom CHP sustavu, pomoćni kotao proizvoditi će i pregrijanu vodenu paru za rad turbogeneratora.



Slika 5.1 Kompozitni vertikalni kotao – vatrocijevni AALBORG MISSION^{TM} OC [53]

Potrebna toplinska energija tijekom plovidbe:

Prema bilanci topline [54]:

Tablica 5.1 Toplinska energija potrebna tijekom plovidbe – grijanje goriva i ulja za podmazivanje

Grijanje	Potrebna energija $\dot{Q}$ kW	Protok pare $\dot{m}_{p,s}$ kg/h	ΔT °C
HFO/DO separatori	52	90	sa 70 na 98 °C
ME LO separator	55	96	s 40 na 90 °C
AE LO separator	16	28	s 40 na 90 °C
ME/AE FO modul goriva	196	342	sa 110 na 145 °C
- HFO pogonski tankovi			75 °C
- HFO taložni tankovi	325	567	75 °C
- HFO skladišni tankovi			45 °C
- HFO n. g. S, skladišni tankovi			45 °C

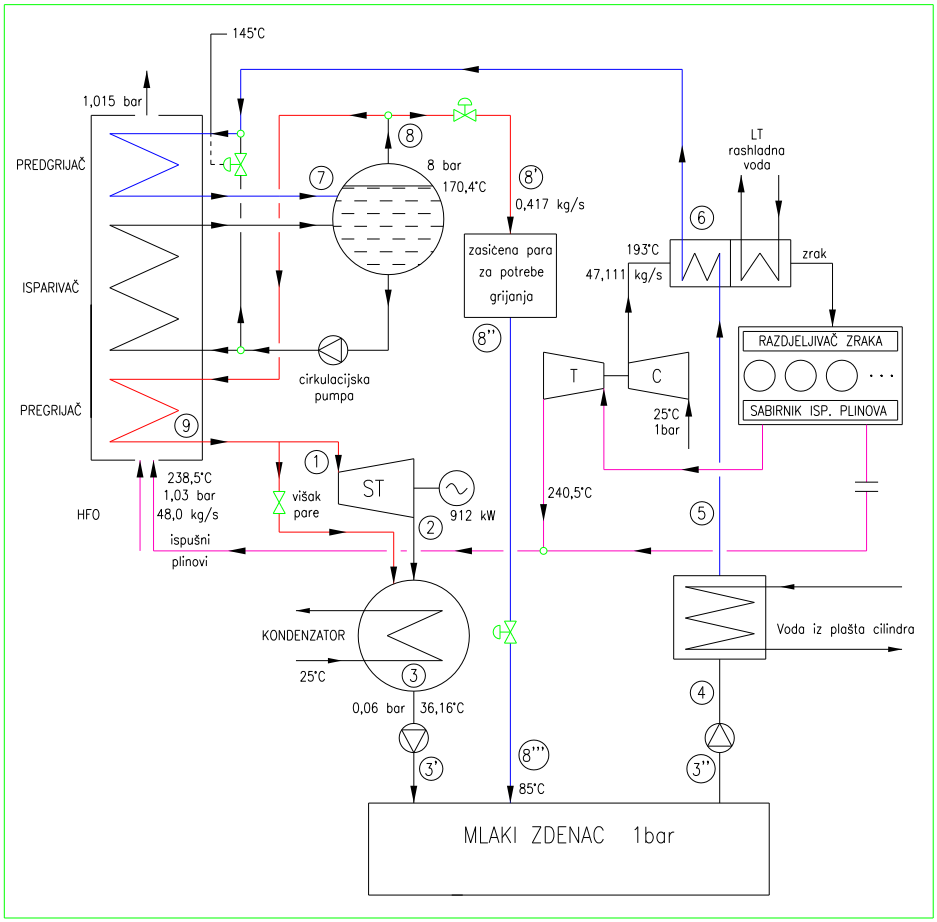
Tablica 5.2 Toplinska energija – potrebe posade

Potrebe posade	Potrebna energija $\dot{Q}$ kW	Protok pare $\dot{m}_{p,s}$ kg/h
Para za grijanje nastambi	194	291
Topla voda za posadu	34,5	87

Ukupno potrebna energija grijanja na brodu je 872,5 kW, odnosno 1 501 kg/h (0,417 kg/s) suho zasićene pare tlaka 8 bara i temperature 170,4 °C.

Modul goriva služi za pripremu goriva prije ubrizgavanja u cilindre motora. HFO se najprije u dobavnom sustavu goriva dobavlja u potrebnoj količini pri tlaku od 4 bar man. Nakon toga, u cirkulacijskom sustavu HFO tlak se podiže na 10 bar man, a temperatura grijanjem podiže na potrebnu vrijednost ovisno o viskoznosti goriva pri 50 °C, kako bi se na visokotlačnoj pumpi postigla viskoznost od 12 do 17 cSt, neophodna za kvalitetno ubrizgavanje i raspršivanje goriva. Za HFO viskoznosti 380 cSt @ 50 °C, gorivo je potrebno zagrijati na 145 °C.

U ovoj analizi, razmatrati će se mogućnost proizvodnje električne energije parnom turbinom u CHP sustavu, te proizvodnja topline za brodske potrebe. Parna turbina proizvodi rad korištenjem energije vodene pare koja nastaje u kotlu na ispušne plinove iz glavnog brodskog motora. Kako rashladna voda plašta cilindra ima visoku temperaturu, 83,5°C, odgovarajuća će se energija prenijeti u izmjenjivaču topline na radni medij parne turbine. Također, temperatura zraka za ispiranje i prednabijanje motora iznosi za ovaj slučaj 164°C pri *NCR* (80% *SMCR*), odnosno 193°C pri *SMCR*. Jedan takav CHP sustav prikazan je slikom 5.2.



Slika 5.2 Shematski prikaz CHP postrojenja s vodenom parom

Polazni podaci

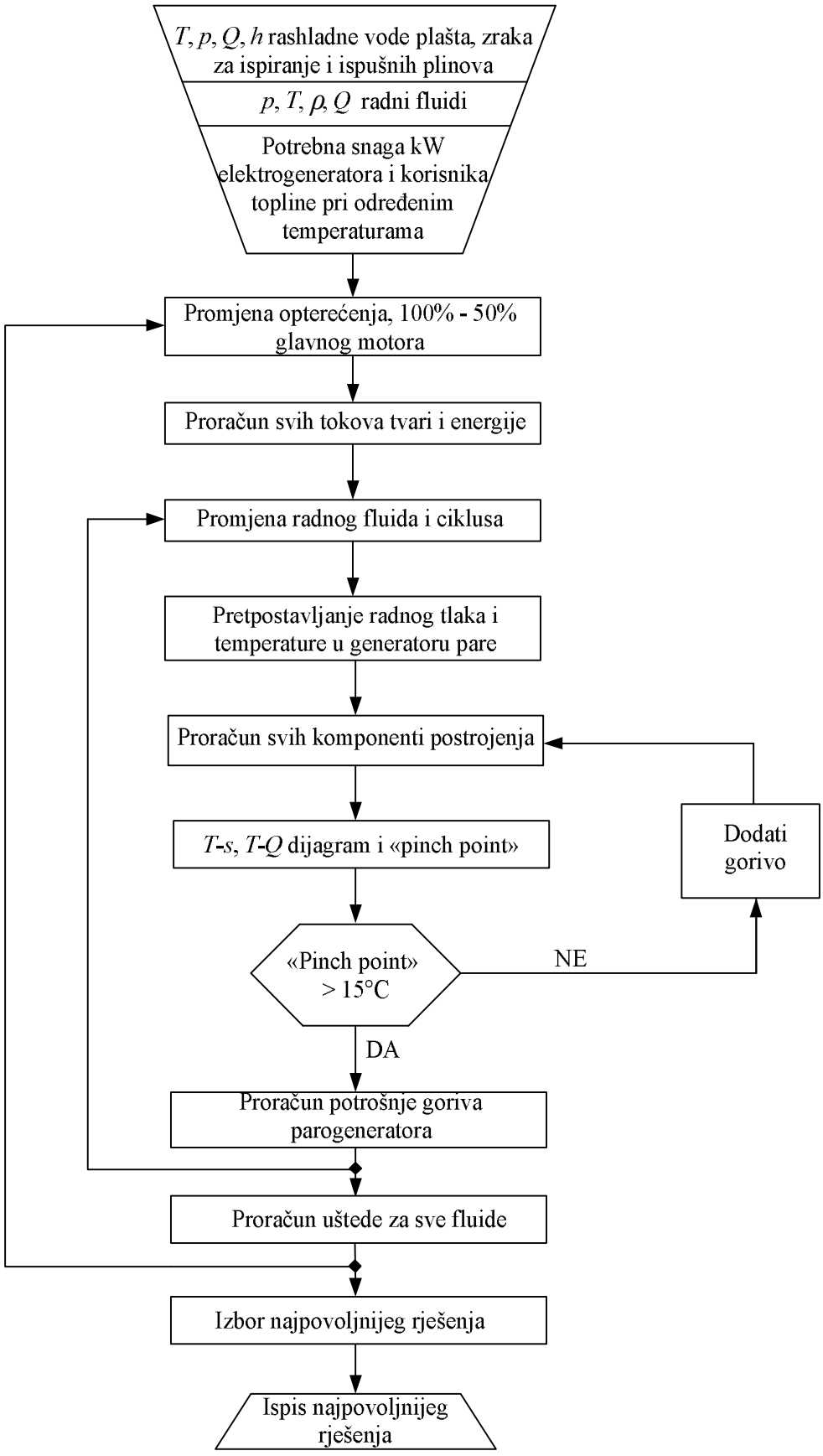
Prvi polazni podatak je da vladaju standardni referentni uvjeti okoline prema ISO 3046:

p_s	=	100 kPa	apsolutni standardni atmosferski tlak
$T_{s,a}$	=	298,15 K = 25°C	standardna temp. zraka okoline ili na ulazu u turbopunjač
Φ_s	=	30%	standardna relativna vlažnost
$T_{s,c}$	=	298,15 K = 25°C	standardna temp. rashladne vode zraka za prednabijanje

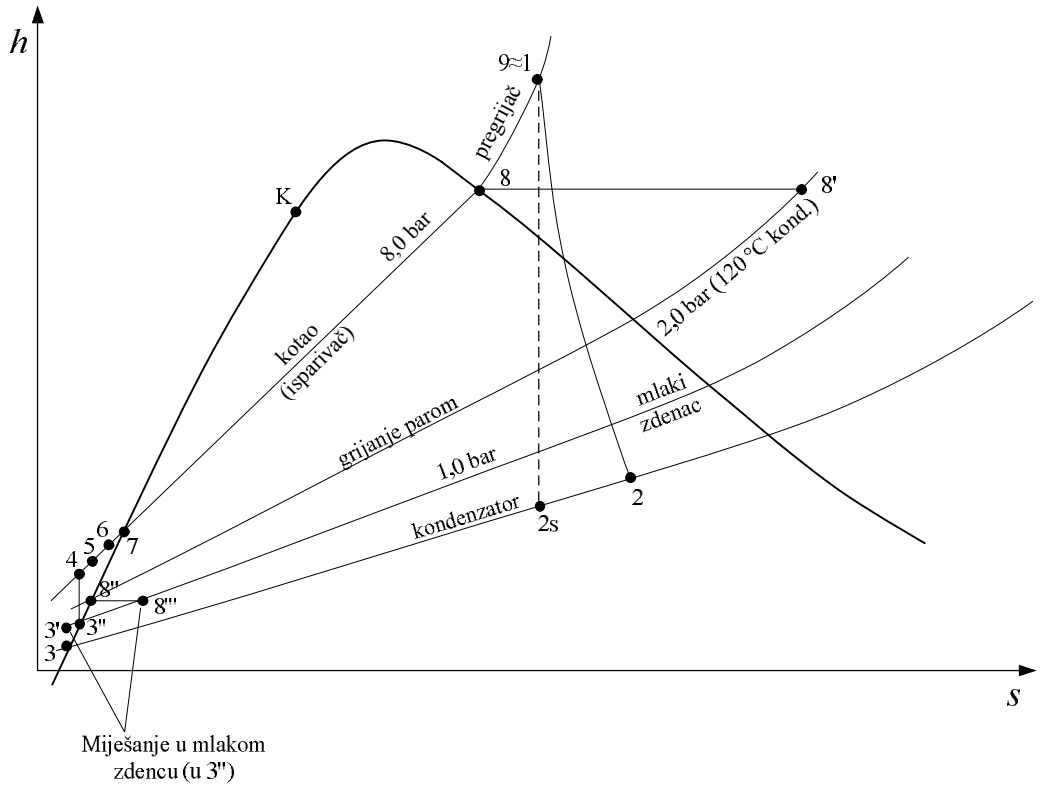
Relativna vlažnost od 30% pri temperaturi zraka od 298,15 K odgovara tlaku vodene pare od 1 kPa. Stoga je odgovarajući tlak suhog zraka 99 kPa.

Drugi važan podatak je da se ispušni plin razmatra kao idealan plin uz korištenje podataka NIST Refprop tablica [49].

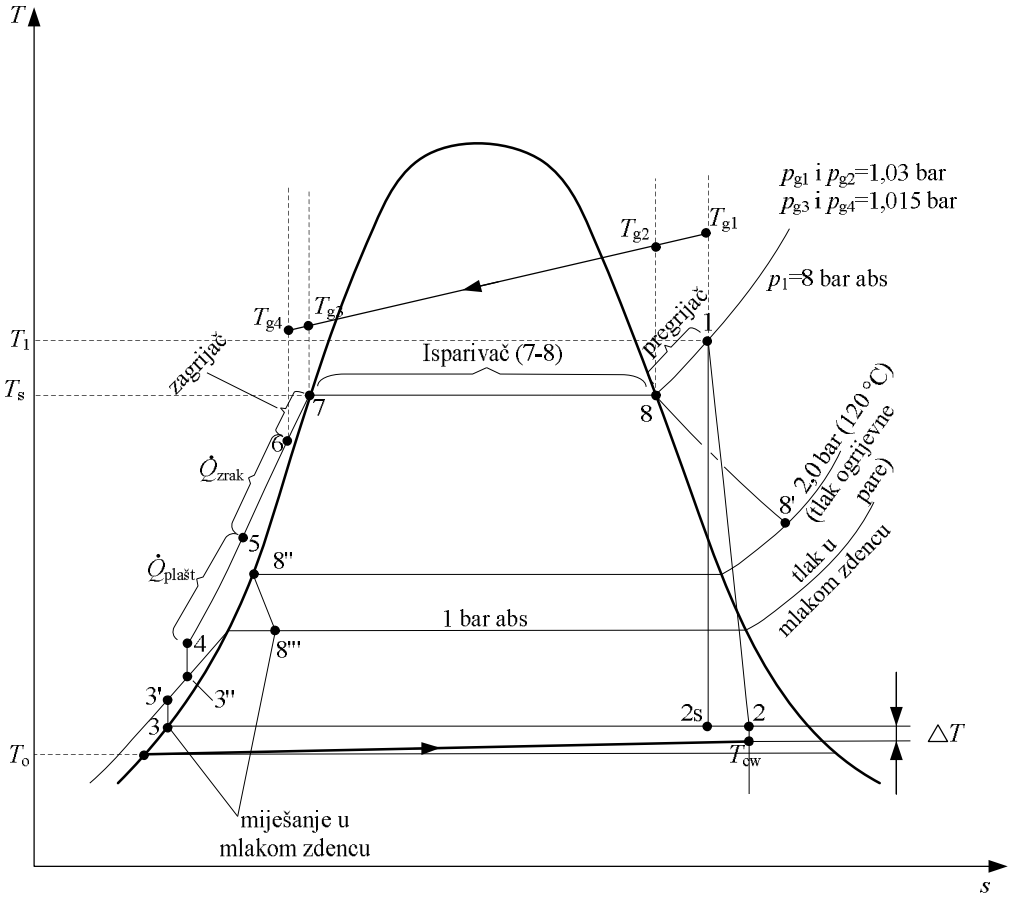
Pojednostavljeni dijagram toka optimizacije brodskog kogeneracijskog sustava prikazan se sljedećom blok shemom:



Slika 5.3 Pojednostavljeni dijagram toka optimizacije brodskog kogeneracijskog sustava

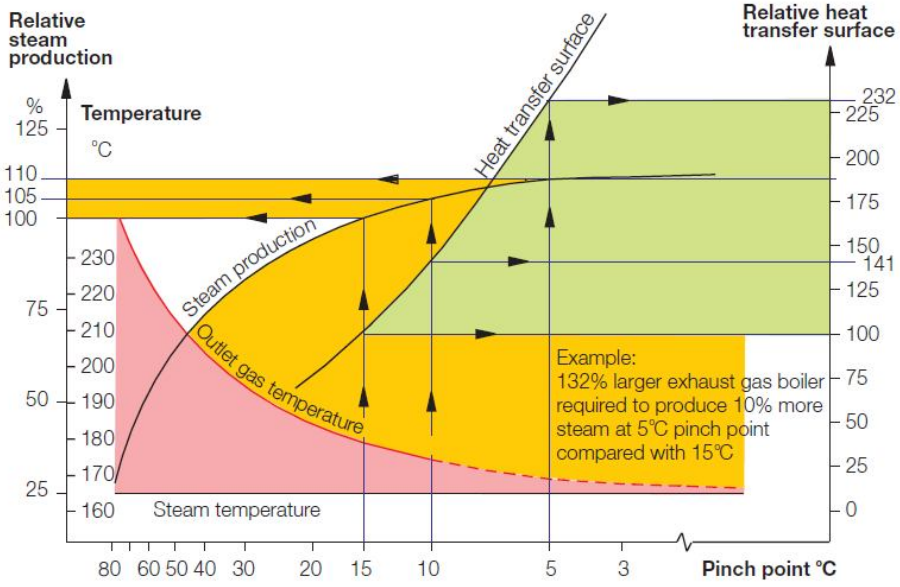


Slika 5.4 *h-s* dijagram predloženog parno turbinskog kogeneracijskog postrojenja



Slika 5.5 *T-s* dijagram predloženog parno turbinskog kogeneracijskog postrojenja

Kod proračuna generatora pare važno je posvetiti pažnju na utjecaj "pinch point"-a koji se uobičajeno uzima 15 ili čak 20 °C. Manji "pinch point" daje veću proizvodnju pare i višu temperaturu, ali uz značajno povećanje površine prijelaza topline s plinova na vodu/vodenu paru. Na sljedećoj slici je prikazan relativni utjecaj u odnosu na referentnu vrijednost 15 °C. Smanjenje pinch pointa s 15 na 5 °C daje 10% veću proizvodnju vodene pare ali zahtjeva 2,3 puta veću površinu prijelaza topline s plinova na vodu/vodenu paru.

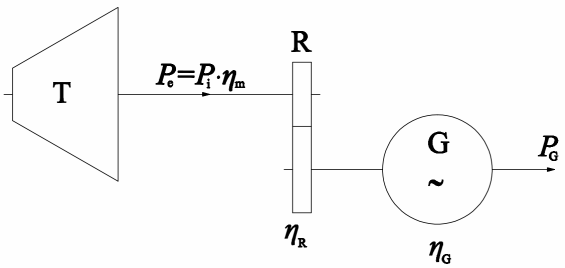


Slika 5.6 Utjecaj pinch pointa u odnosu na 15°C [55]

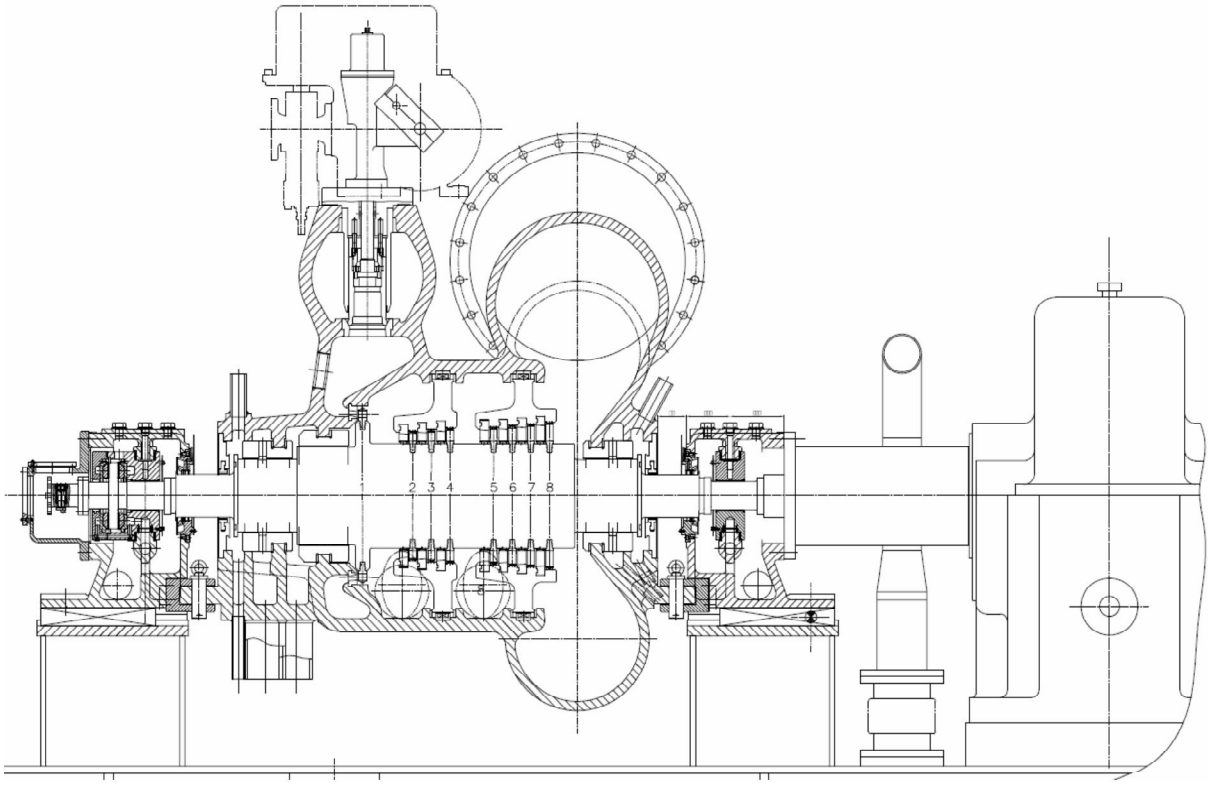
- Relative steam production	Relativna proizvodnja pare
- Relative heat transfer surface	Relativna površina prijenosa topline
- Heat transfer surface	Površina prijenosa topline
- Steam production	Proizvodnja pare
- Outlet gas temperature	Temperatura ispušnih plinova
- Steam temperature	Temperatura pare
- Example: 132% larger exhaust gas boiler reqired to produce 10% more steam at 5°C pinch point compared with 15°C	Primjer: 132% je veći kotao na isp.pl. koji proizvodi 10% više pare pri pinch point 5°C u poređenju s 15°C

5.1.1. Parna turbina za puno električno opterećenje

Prema podatcima za MT DONAT, teorijska maksimalna snaga generatora tijekom plovidbe je 940 kW. Iskustveno se odabire generator niže snage, u ovom slučaju je odabran generator izlazne snage od 912 kW. Obzirom da je uobičajena frekvencija na brodovima 60 Hz, brzina vrtnje generatora iznosi 1800 min^{-1}. Parne turbine snage oko 1000 kW prema konstrukciji tvrtke Peter Brotherhood vrte se s brzinom od 6 750 min^{-1}, pa je potrebno ugraditi reduktor prijenosnog omjera 6750/1800 = 3,75 : 1.



Slika 5.7 Sustav parogeneratora za pokrivanje elektroenergetskih potreba tijekom plovidbe



Slika 5.8 Presjek parne turbine snage 1000 kW [56]

Prema sličnim izvedbama odabiru se mehanički stupanj djelovanja turbine, reduktora i generatora:

$\eta_m = 0{,}96$ $\eta_R = 0{,}97$ $\eta_G = 0{,}95$

Sada je unutarnja snaga turbine:

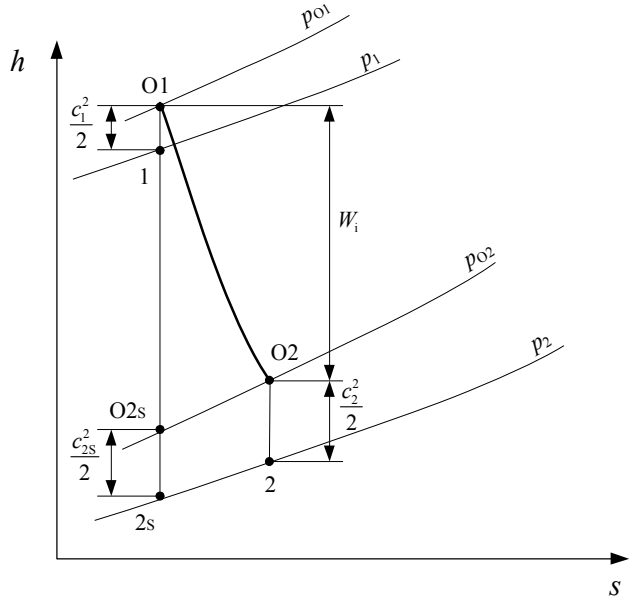
$$P_i = \frac{P_G}{\eta_m \cdot \eta_R \cdot \eta_G} \tag{5.1}$$

$$P_i = 1030 \text{ kW}$$

Odabiru se parametri pare na izlazu iz utilizacijskog kotla, a gubitci tlaka u parovodu iznose 5% i topline prema [58].

Tablica 5.3 Parametri pare na ulazu u turbinu

Lokacija	Izlaz iz generatora pare	Ulaz u turbinu
Tlak pare, p bar	8,0	7,6
Temperatura pare, T °C	244,5	241,5
Gustoća pare, ρ kg/m^3	3,4514	3,295
Specifična entalpija, c_p kJ/kg	2 938,56	2 993,59
Specifična entropija, s kJ/kg K	7,0173	7,0307



Slika 5.9 *h-s* dijagram za parnu turbinu

Unutarnji stupanj djelovanja parne turbine je:

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_{i,s}} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h'_{02s}} \tag{5.2}$$

Kada izlazna kinetička energija pare nije iskorištena, odgovarajuća efikasnost turbine je total-to-static. U tom slučaju idealan rad turbine vrši se između stanja 01 i stanja okoline (za kondenzacijsku parnu turbinu to je tlak kondenzatora uvećan za gubitke strujanja od turbine do kondenzatora). Prema prethodnoj slici to je točka 2. Sada je,

$$\eta_i = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{2s}} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - (h_{02s} - c_{2s}^2 / 2)} \tag{5.2a}$$

Prema [57], [58] i [59] unutrašnja efikasnost parne turbine je 80%, a sadržaj parne faze na izlazu iz turbine je minimum 85%.

Budući da je razlika između brzina $c_{2,s}$ i c_2 zanemariva, u prethodnu jednadžbu možemo uvrstiti iskustvenu vrijednost za kondenzacijske turbine, c_2 = 100 do 120 m/s. Iz jednadžbe kontinuiteta dobija se površina otvora cjevovoda prema kondenzatoru.

$$\dot{m}_2 \cdot v_2 = A_2 \cdot c_2 \tag{5.3}$$

Iz jednadžbe (5.2) slijedi:

$$h_{02} = h_{01} - \eta_i (h_{01} - h_{2s})$$

$$p_{02} = p_2 + \bar{\rho} \frac{c_2^2}{2} \tag{5.4}$$

Također,

$$h_2 = h_{02} - c_2^2 / 2 \tag{5.5}$$

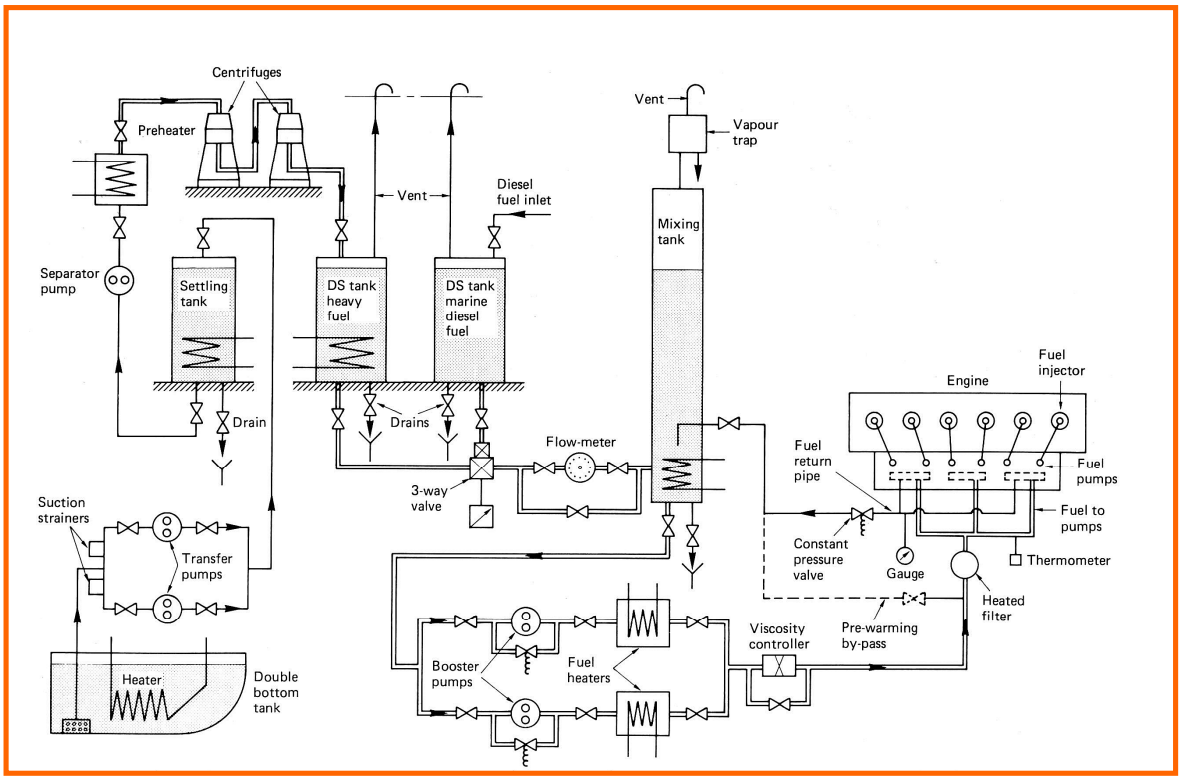
$$\dot{W}_i = \dot{m}_p \cdot (h_{01} - h_{02}) \tag{5.6}$$

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{W}_i}{h_{01} - h_{02}}$$

$$\dot{m}_{p,u} = \dot{m}_p + \dot{m}_{p,s}$$

Tablica 5.4 Parametri pare nakon ekspanzije u turbini - *h-s* dijagram

Točka u dijagramu	02s	02	2s	2
Tlak, p bar	0,06306	0,06306	0,06	0,06
Temperatura, T °C	37,07	37,07	36,159	36,159
Gustoća, ρ kg/m^3	0,05286	0,04924	0,05054	0,04708
Temperatura zasićenja, T_{sat} °C	37,07	37,07	36,159	36,159
Specifična entalpija pare, c_p kJ/kg	2 171,0	2 319,0	2 165,04	2 312,70
Specifična entropija, s kJ/kg.K	7,0307	7,508	7,0307	7,508
Specifična entalpija zasićene pare, c_p kJ/kg	2 568,3	2 568,3	2 566,6	2 566,6
Sadržaj pare u vlažnoj pari, x kg/kg	0,8353	0,8967	0,8337	0,8949
Maseni protok pare iz kondenzatora, $\dot{m}$ kg/s				1,6752
Dodana para za grijanje kondenzata, $\dot{m}$ kg/s				0,4170
Ukupni maseni protok kondenzata, $\dot{m}$ kg/s				2,0922



Slika 5.10 Grijanje u sustavu teškog i destiliranog goriva glavnog motora [60]

- Centrifuges (Separatori)
- Preheater (Predgrijač)
- Separator pump (Pumpa separatora)
- Settling tank (Taložni tank)
- DS tank heavy fuel (DS tank teškog goriva)
- DS tank marine diesel oil (DS tank MDO goriva)
- Vent (Ventilacija)
- Vapour trap (Hvatač kondenzata)
- Mixing tank (Tank miješanja)
- Drain (Drenaža)
- 3 way valve (Troputni ventil)
- Flow-meter (Mjerač protoka)
- Suction strainers (Usisni filtar)
- Transfer pumps (Dobavne pumpe)
- Double bottom tank (Tank u dvodnu)
- Heater (Grijač)
- Buster pumps (Cirkulacijske pumpe)
- Fuel heaters (Grijači goriva)
- Viscosity controller (Kontroler viskoznosti)
- Constant pressure valve (Ventil konstantnog tlaka)
- Fuel return pipe (Cijev povrata goriva)
- Pre-warming by-pass (Zaobilazni vod predgrijavanja)
- Gauge (Manometar)
- Heated filter (Grijani filtar)
- Fuel to pumps (Gorivo prema pumpama)
- Fuel pumps (VT pumpe goriva)
- Fuel injector (Ubrizgač goriva)
- Engine (Motor)

5.1.1.1. Miješanje vode u mlakom zdencu

$$\dot{m}_{\text{zdenac}} = \dot{m}_{\text{kond}} + \dot{m}_{\text{grij}}$$

$$T_{\text{zdenac}} = \frac{\dot{m}_{\text{kond}} \cdot c_{\text{p kond}} \cdot T_{\text{kond}} + \dot{m}_{\text{grij}} \cdot c_{\text{grij}} \cdot T_{\text{grij}}}{\dot{m}_{\text{kond}} \cdot c_{\text{p kond}} + \dot{m}_{\text{grij}} \cdot c_{\text{grij}}} \tag{5.8}$$

Tablica 5.5 Miješanje vode u mlakom zdencu

	Kondenzat iz kondenzatora	Dodatna para za grijanje	Smjesa
Maseni protok, $\dot{m}$ kg/s	1,6752	0,4170	2,0922
Tlak, p bar	1	1	1
Temperatura, T °C	36,16	85,0	45,93
Spec. toplina, c_p kJ/kg K	4,179	4,2	

5.1.1.2. Zagrijavanje pojne vode rashladnom vodom plašta cilindra

Pojna voda iz mlakog zdenca najprije se zagrijava rashladnom vodom plašta cilindra.

$$\dot{Q}_{\text{pv}} = \dot{m}_{\text{pv}} \cdot \overline{c}_{\text{p,pv}} \cdot \Delta T_{\text{pv}} \tag{5.9}$$

$$\dot{Q}_{\text{pv}} = 254,45 \text{ kJ/s}$$

Toplinska efikasnost izmjenjivača topline voda/voda [61] ovisi samo o hlađenju kroz izolaciju, te uz normalnu izvedbu izolacije iznosi oko 99%.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{pv}}}{\dot{Q}_{\text{plašt}}} = 0,99 \tag{5.10}$$

$$\dot{Q}_{\text{plašt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{pv}}}{0,99} = 257,02 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_{\text{plašt}} = \dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,plašt}} \cdot \Delta T_{\text{plašt}} \tag{5.9a}$$

$$\Delta T_{\text{plašt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{plašt}}}{\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,plašt}}}$$

Tablica 5.6 Zagrijavanje pojne vode vodom plašta cilindra

	$\dot{m}$ kg/s	p bar	T °C	ρ kg/m^3	h kJ/kg	$\dot{Q}$ kW
pojna voda,4	2,0922	8,0	45,93	990,1	193,0	254,5
pojna voda,5	2,0922	8,0	75	975,1	314,6	
plašt,1	10,8395	2,5	83,535	969,6	350,0	257,0
plašt,2	10,8395	2,5	77,885	973,1	326,3	

5.1.1.3. Zagrijavanje pojne vode toplinom komprimiranog zraka nakon turbopunjača

Napojnu vodu nakon grijanja toplinom vode iz plašta cilindra vodi se u izmjenjivač topline u kojem se pojna voda dodatno zagrijava toplinom komprimiranog zraka iz turbopunjača. Pretpostavka je da je izmjenjivač topline zraka za ispiranje i prednabijanje dvostupanjski. Prema [57] temperatura pojne vode nakon izmjenjivača ne bi trebala iznositi preko 140 °C jer bi u protivnom izmjena topline u ulaznom dijelu utilizatora (predgrijaču) bila zanemariva zbog niske vrijednosti $\Delta T_{\text{predgrijač}}$.

Ako fluidi ne mijenjaju fazu, može se napisati:

$$\dot{Q}_{\mathrm{h}} = \dot{m}_{\mathrm{h}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,h}} \cdot \Delta T_{\mathrm{h}} = \dot{m}_{\mathrm{zrak}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,zrak}} \cdot (T_{\mathrm{zrak,1}} - T_{\mathrm{zrak,2}}) \tag{5.9b}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{c}} = \dot{m}_{\mathrm{c}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,c}} \cdot \Delta T_{\mathrm{c}} = \dot{m}_{\mathrm{pv}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,pv}} \cdot (T_{\mathrm{pv,6}} - T_{\mathrm{pv,5}}) \tag{5.9c}$$

Toplinska efikasnost izmjenjivača topline zrak/voda ovisi samo o hlađenju kroz izolaciju, te uz normalnu izvedbu izolacije iznosi oko 99%.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{pv}}}{\dot{Q}_{\mathrm{zrak}}} = 0,99$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{pv}} = \dot{m}_{\mathrm{pv}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,pv}} \cdot (T_{\mathrm{pv,6}} - T_{\mathrm{pv,5}})$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{zrak}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{pv}}}{\varepsilon}$$

$$\Delta t_{\mathrm{zrak}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{zrak}}}{\dot{m}_{\mathrm{zrak}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,zrak}}} \tag{5.9d}$$

Maseni udio pojedinih komponenti u vlažnom zraku prikazan je tablicom 4.9. Zrak ovakvog sastava uključen je u NIST Refprop program, i daljnji proračuni zraka su izvedeni s air1.mix.

Tablica 5.7 Zagrijavanje pojne vode komprimiranim zrakom iz turbopunjača

	$\dot{m}$ kg/s	p bar	T °C	ρ kg/m^3	h kJ/kg	$\dot{Q}$ kW
pojna voda,4	2,0922	8,0	75,0	975,1	193,0	619,8
pojna voda,5	2,0922	8,0	145,0	921,8	314,6	
zrak,1	47,111	3,79	193,0	2,818	350,0	626,0
zrak,2	47,111	3,79	180,1	2,898	326,3	

5.1.1.4. Zagrijavanje pojne vode u parnom kotlu - predgrijač

Bilanca energije za predgrijač je:

$$\dot{m}_{\mathrm{g}} \int_{T_{\mathrm{g4}}}^{T_{\mathrm{g3}}} c_{\mathrm{p,g}}(T)\mathrm{d}T = \dot{m}_{\mathrm{w}} (h'_{\mathrm{sat}} - h_{\mathrm{w6}}) \tag{5.11}$$

Ovdje treba pripaziti da temperatura pojne vode bude veća od temperature rosišta sumporne kiseline u ispušnim plinovima. Za gorivo sa 2,9% S temperatura pojne vode mora biti 140 °C minimum. U protivnom bi moglo doći do kondenzacije sumporne kiseline na stjenkama predgrijača (vidi sliku 4.20 str. 61)

$$c_{\mathrm{p,w}} = \frac{h'_{\mathrm{sat}} - h_{\mathrm{w6}}}{T_{\mathrm{sat}} - T_{\mathrm{w6}}} \tag{5.12}$$

Za tlak od 8 bar:

$$\dot{Q}_{\mathrm{pv,predgrijač}} = \dot{m}_{\mathrm{pv}} (h'_{\mathrm{pv7}} - h_{\mathrm{pv6}})$$

5.1.1.5. Isparivač

Bilanca energije kroz isparivač prema slici 5.2 i 5.3 je:

$$\dot{m}_{\mathrm{g}} \int_{T_{\mathrm{g3}}}^{T_{\mathrm{g2}}} c_{\mathrm{p,g}}(T)\mathrm{d}T = \dot{m}_{\mathrm{w}}(h''_{\mathrm{sat}} - h'_{\mathrm{sat}}) \tag{5.13}$$

gdje je h'_{sat} = specifična entalpija zasićene vode u T_{sat}. Temperatura ispušnog plina na izlazu iz isparivača može se dobiti iz prethodne jednadžbe, tako da je specifična toplina ispušnih plinova izražena kao:

$$c_{\mathrm{p,g2}} = \int_{T_{\mathrm{g3}}}^{T_{\mathrm{g2}}} c_{\mathrm{p,g}}(T)\mathrm{d}T / (T_{\mathrm{g2}} - T_{\mathrm{g3}}) \tag{5.14}$$

$T_{\mathrm{g3}} = T_{\mathrm{sat}} + 15$ °C jer pinch point iznosi najmanje 15 °C.

$$\dot{Q}_{\mathrm{isparivač}} = \dot{m}_{\mathrm{pv}}(h''_{\mathrm{pv8}} - h'_{\mathrm{pv7}})$$

5.1.1.6. Pregrijač

Prema slikama 5.2 i 5.3 bilanca energije kroz pregrijač pare je:

$$\dot{m}_{\mathrm{g}} \int_{T_{\mathrm{g2}}}^{T_{\mathrm{g1}}} c_{\mathrm{p,g}}(T)\mathrm{d}T = \dot{m}_{\mathrm{s}}(h_{\mathrm{s1}} - h''_{\mathrm{sat}}) \tag{5.15}$$

gdje su:

$\dot{m}_{\mathrm{g}}$ = maseni protok ispušnih plinova

$\dot{m}_{\mathrm{s}}$ = maseni protok radnog medija (superheated steam)

h_{s1} = specifična entalpija pregrijane pare pri temp. T_{s1}

h''_{sat} = specifična entalpija suho zasićene pare pri temperaturi zasićenja T_{sat}

U početnom proračunu srednje specifične topline pregrijane pare i ispušnih plinova u pregrijaču su:

$$c_{\mathrm{p,ss}} = \frac{\partial h}{\partial T_{T=T\mathrm{sat}}} \tag{5.16}$$

$$c_{\mathrm{p,g1}} = c_{\mathrm{p,g}}(T_{\mathrm{g1}}) \tag{5.17}$$

Pretpostavka je da je $\dot{m}_{\mathrm{g}} \cdot c_{\mathrm{p,g1}} > \dot{m}_{\mathrm{ss}} \cdot c_{\mathrm{p,s}}$

$$c_{\mathrm{p,s}} = \frac{h_{\mathrm{s1}} - h''_{\mathrm{sat}}}{T_{\mathrm{s1}} - T_{\mathrm{sat}}} \tag{5.18}$$

$$c_{\mathrm{p,g1}} = \int_{T_{\mathrm{g2}}}^{T_{\mathrm{g1}}} c_{\mathrm{p,g}}(T)\mathrm{d}T / (T_{\mathrm{g1}} - T_{\mathrm{g2}}) \tag{5.19}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{pregrijač}} = \dot{m}_{\mathrm{vp}}(h_9 - h''_8)$$

Ukupna toplina potrebna za predgrijavanje, isparavanje i pregrijavanje vode u parnom kotlu iznosi:

$$\dot{Q}_{\mathrm{uk}} = \dot{Q}_{\mathrm{pv,predgrijač}} + \dot{Q}_{\mathrm{isparivač}} + \dot{Q}_{\mathrm{pregrijač}} \tag{5.20}$$

U postocima to iznosi:

$$\dot{Q}_{\mathrm{pv,predgrijač}} = \dot{Q}_{\mathrm{predgrijač}} / \dot{Q}_{\mathrm{uk}} \tag{5.21}$$

$$\dot{Q}_{\text{isparivač}} = \dot{Q}_{\text{isparivač}} / \dot{Q}_{\text{uk}} \tag{5.22}$$

$$\dot{Q}_{\text{pregrijač}} = \dot{Q}_{\text{pregrijač}} / \dot{Q}_{\text{uk}} \tag{5.23}$$

5.1.1.7. Potrebna energija ispušnih plinova

Potrebna energija ispušnih plinova treba biti veća za 2%, zbog toplinskih gubitaka [58].

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,potrebno}} = \dot{Q}_{\text{uk,voda}} / 0,98 \tag{5.24}$$

Stvarna raspoloživa energija ispušnih plinova za $T_{\text{pl,1}}$ = 238.5 °C i $T_{\text{pl,2}}$ = 150 °C je:

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,raspoloživo}} = \dot{m}_{\text{pl}} \cdot c_{\text{p,pl,12}} \cdot (T_{\text{pl,1}} - T_{\text{pl,2}})$$

Dakle, u ispušnim plinovima nedostaje minimalno:

$$\dot{E}_{\text{isp.pl, nedostaje}} = \dot{Q}_{\text{isp.pl,potrebno}} - \dot{E}_{\text{isp.pl,raspoloživo}} \tag{5.25}$$

Potrebno je izgoriti HFO:

$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{isp.pl. nedostaje}} \tag{5.26}$$

$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{m}_{\text{goriva}} \cdot H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{c}} \tag{5.27}$$

H_{d} varira od 39,4 do 40,5 MJ/kg. Odabiremo H_{d} = 40,21 kJ/kg.

$$\dot{m}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{goriva}} / (H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{c}})$$

Međutim, zbog ograničenja koje nameće pinch point (odabrano 15°C) biti će potrebno zagrijati ispušne plinove na višu temperaturu, kako bi se zadržala adekvatna ogrjevna površina u kotlu.

Predgrijač:

$$\dot{E}_{\text{pl, predgr}} = \dot{m}_{\text{pl}} \cdot c_{\text{p,pl,34}} \cdot (T_{\text{pl,3}} - T_{\text{pl,4}}) = \dot{m}_{\text{pl}} \cdot (h_{\text{pl,3}} - h_{\text{pl,4}}) \tag{5.28}$$

Temperatura plinova na ulazu u isparivač treba iznositi T_{sat} + 15 °C. To je ujedno temperatura plinova na izlazu iz predgrijača.

$$T_{\text{pl,3}} = T_{\text{sat}} + 15 = 185,4065 \text{ °C} \tag{5.29}$$

Tlakovi ispušnih plinova su:

$$p_{\text{pl,1}} = p_{\text{pl,2}} = 1,03 \text{ bar}$$

$$p_{\text{pl,3}} = p_{\text{pl,4}} = 1,015 \text{ bar}$$

Isparivač:

$$\dot{E}_{\text{pl, isparivač}} = \dot{m}_{\text{pl}} \cdot c_{\text{p,pl,23}} \cdot (T_{\text{pl,2}} - T_{\text{pl,3}}) = \dot{m}_{\text{pl}} \cdot (h_{\text{pl,2}} - h_{\text{pl,3}}) \tag{5.30}$$

$$c_{\text{p,pl,23}} = \frac{h_{\text{pl,2}} - h_{\text{pl,3}}}{T_{\text{pl,2}} - T_{\text{pl,3}}} \tag{5.31}$$

$$\Delta T_{\text{pl,23}} = \frac{\dot{E}_{\text{pl,23}}}{\dot{m}_{\text{pl}} \cdot c_{\text{p,pl,23}}}$$

$$c_{\text{p,pl,12}} = \frac{h_{\text{pl,1}} - h_{\text{pl,2}}}{T_{\text{pl,1}} - T_{\text{pl,2}}}$$

$$\Delta T_{\text{pl,12}} = \frac{\dot{E}_{\text{pl,12}}}{\dot{m}_{\text{pl}} \cdot c_{\text{p,pl,12}}}$$

Iteracijom na kraju dobijamo:

$$\Delta T_{\text{pl,nedostaje}} = T_{\text{pl,1potrebno}} - T_{\text{pl,1}} \tag{5.32}$$

$$c_{\text{p,pl1 nedostaje}} = \frac{h_{\text{pl,1potrebno}} - h_{\text{pl,1}}}{\Delta T_{\text{pl,1nedostaje}}} \tag{5.33}$$

$$\dot{E}_{\text{pl,1 nedostaje}} = \dot{m}_{\text{pl}} \cdot (h_{\text{pl,1 potrebno}} - h_{\text{pl,1}}) \tag{5.34}$$

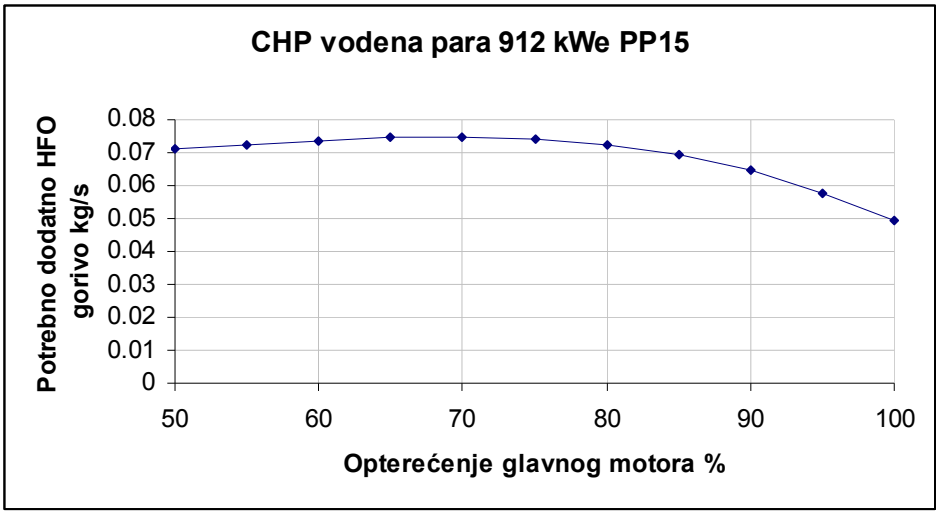
5.1.1.8. Određivanje potrebne količine dodatnog goriva

Potrebno je izgoriti HFO:

$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{pl. stvarno nedostaje}} \tag{5.35}$$

$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{m}_{\text{goriva}} \cdot H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{c}}$$

$$\dot{m}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{goriva}} / (H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{c}})$$



Slika 5.11 Potrebno dodatno gorivo da bi parno turbinski generator proizveo 912 kWe

Sada je maseni protok ispušnih plinova:

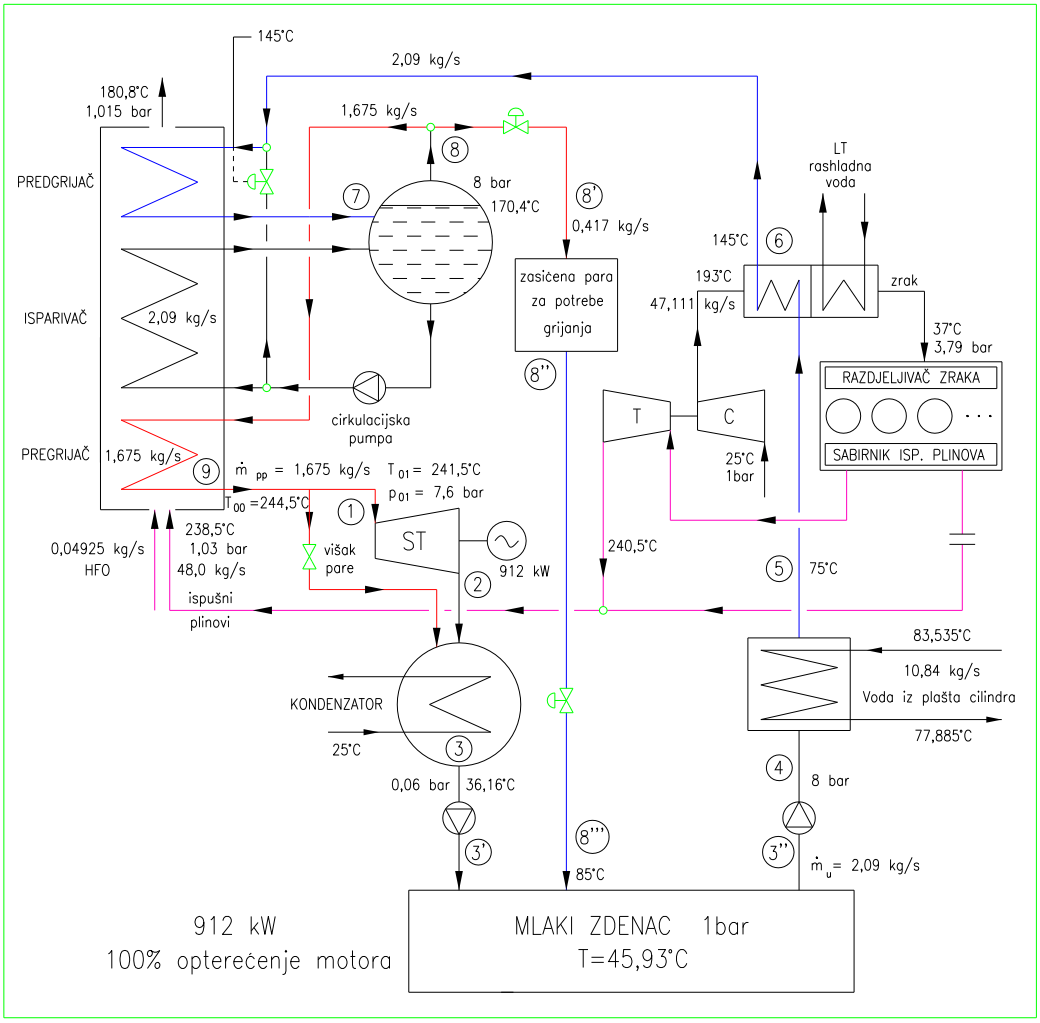
$$\dot{m}_{\text{isp.pl.+izgaranje}} = \dot{m}_{\text{isp.pl}} + \dot{m}_{\text{goriva}} \tag{5.36}$$

S novim masenim protokom ispušnih plinova slijedi:

$$\Delta T_{\text{pl,1 nedostaje}} = \frac{\dot{E}_{\text{pl,1 nedostaje}}}{\dot{m}_{\text{pl+izg}} \cdot c_{\text{p,pl,1 nedostaje}}}$$

Proračun se ponavlja s novim protokom ispušnih plinova

Zaključak: Da bi utilizacijski kotao proizveo dovoljno pare tlaka 8 bar koja bi uz proizvodnju zasićene vodene pare za potrebe grijanja na brodu, u parnoj turbini proizvela još i 912 kW električne energije, potrebno je u kotlu dodatno izgoriti 0,04925 kg/s HFO, odnosno 177,30 kg/h pri opterećenju glavnog motora od 100% *SMCR*.

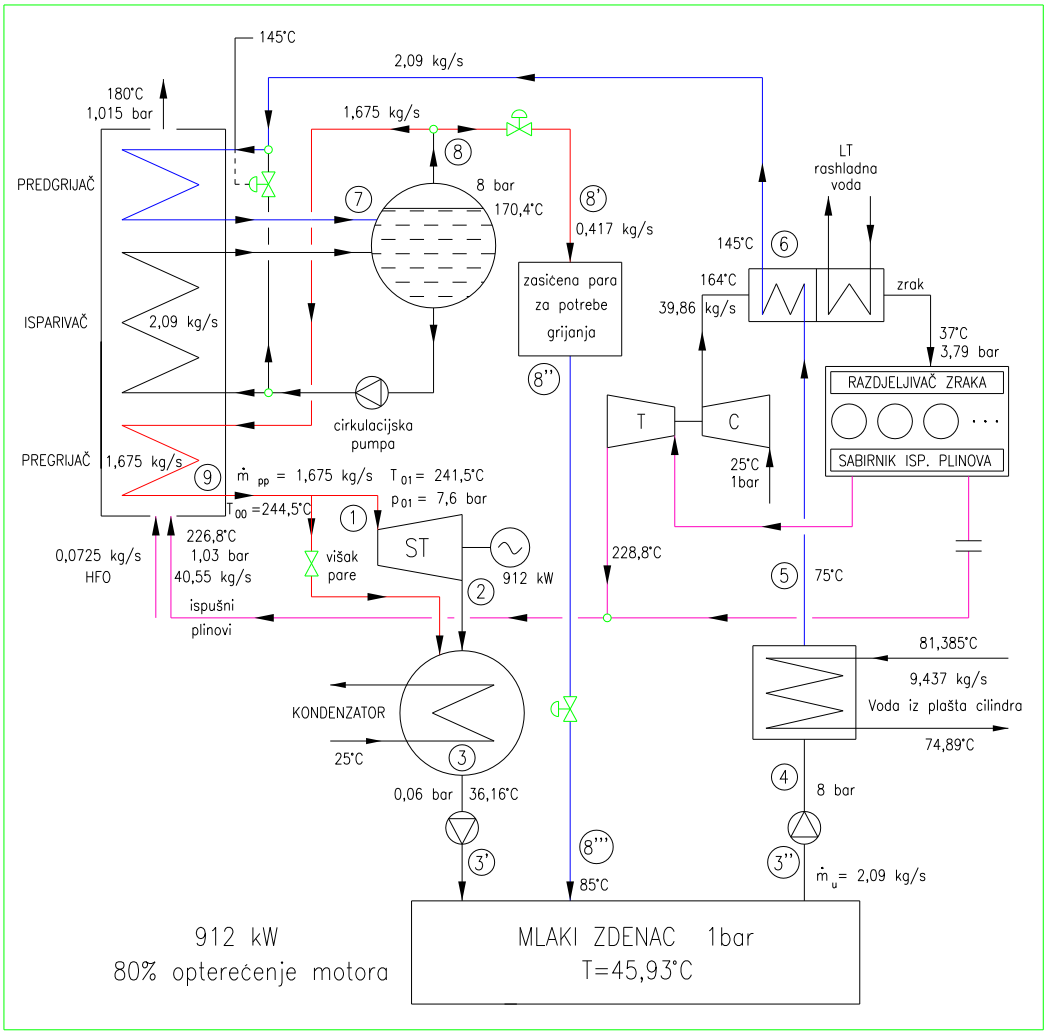


Slika 5.12 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 912 kWe pri 100% *SMCR*

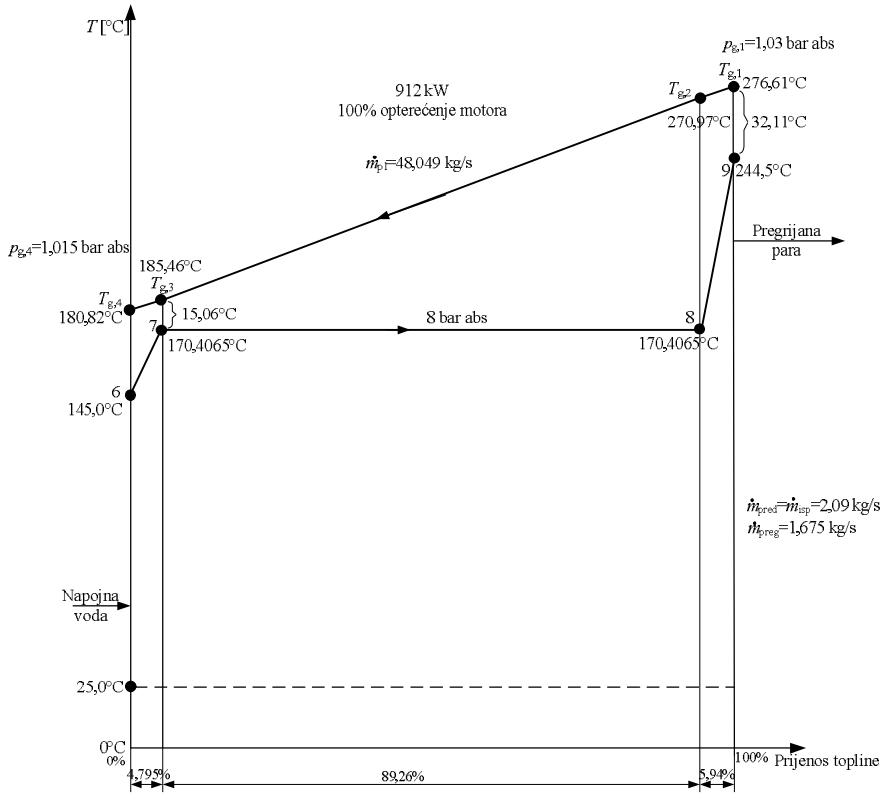
Napomena:

1. Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2. U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3. Unutrašnja efikasnost parne turbine uzeta je 80% prema sličnim izvedbama
4. Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
5. U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti povoljniji.
6. Temperatura ispušnih plinova na izlazu iz utilizacijskog kotla je oko 180 °C u svim promatranim režimima. Moguća je izvedba gdje se sustav grijanja za potrebe broda radi pri nižem tlaku. Na taj način moguće je sniziti temperaturu ispušnih plinova što bi moglo poboljšati nisko temperaturne procese na brodu.
7. Temperatura zraka za prednabijanje nakon izlaska iz zagrijača pojne vode pri opterećenju glavnog motora od 50% iznosi 102,9 °C, kod snage generatora 912 kW.

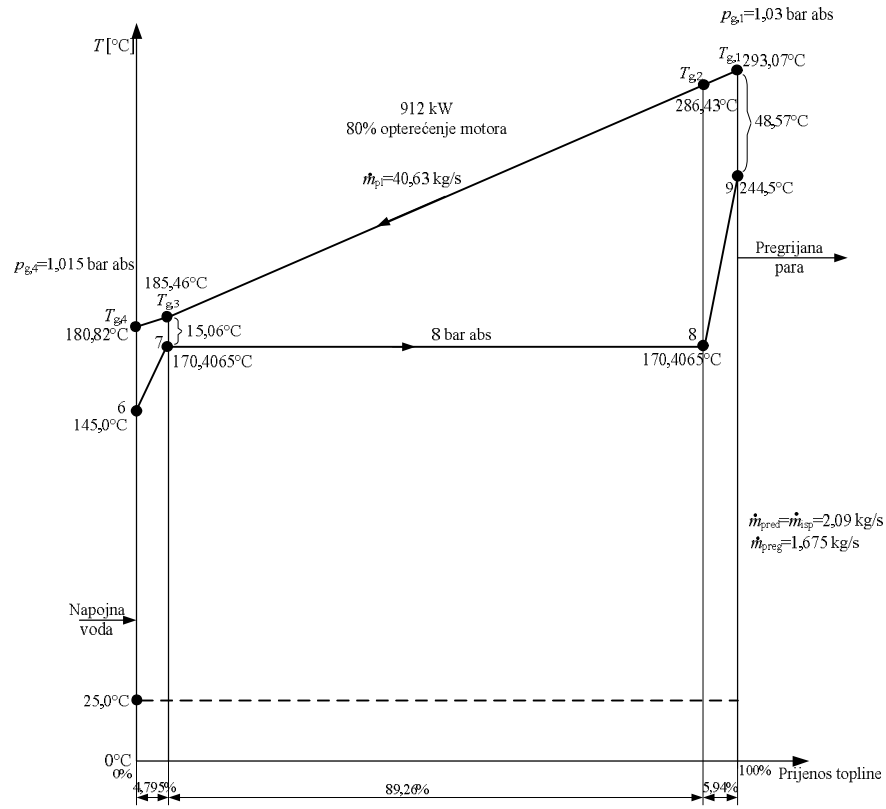
Obzirom da je T_{pv5} = 75 °C, $\Delta T_{pv\text{-}zrak}$ = 27,9 °C. To ukazuje da se umjesto korištenja topline rashladne vode plašta cilindra ista energija može dobiti iz zraka za prednabijanje i ispiranje, što znači jedan izmjenjivač topline manje.



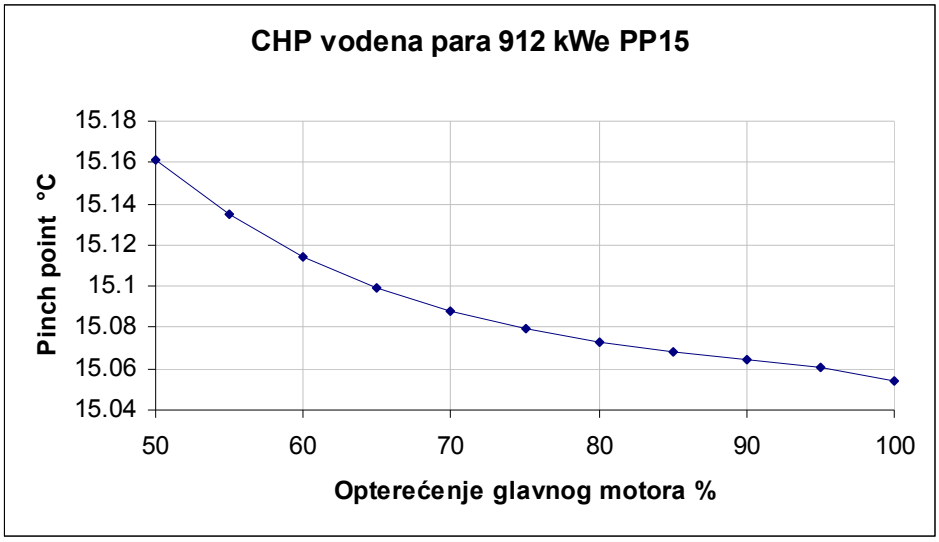
Slika 5.13 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 912 kWe pri 80% *SMCR*



Slika 5.14 Primopredaja topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 912 kW el. energije u parogeneratoru 100% opterećenja motora

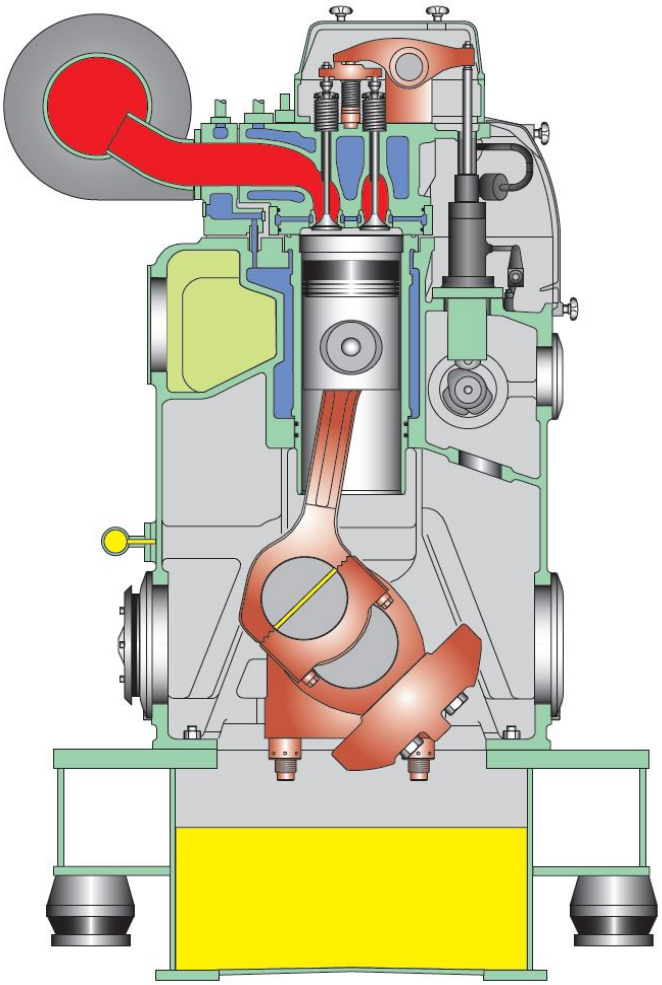


Slika 5.15 Primopredaja topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 912 kW el. energije u parogeneratoru 80% opterećenja motora



Slika 5.16 Pinch point na ulazu u isparivač kod proizvodnje 912 kW električne energije za potrebe broda – ISO standardni uvjeti

5.1.1.9. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnog motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT



Slika 5.17 Presjek pomoćnog brodskog motora MAN 6L 23/30

$$P_{G,t} = 1140 \text{ kVA}$$

$$P_G = P_{G,t} \cdot \cos\varphi = 912 \text{ kW} \quad (5.37)$$

$\cos\varphi = 0,8$ je faktor korisne snage zbog induktivnih gubitaka u električnoj mreži.

$$P_{DM} = \frac{P_G}{\eta_m \cdot \eta_G} \quad (5.38)$$

$$P_{DM} = 960 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{D2} = P_{DM} \cdot sfc \quad (5.39)$$

Prema uputama proizvođača u pogonu se dozvoljava 5% veća potrošnja goriva pa je:

$$\dot{m}_{D2,pogon} = \dot{m}_{D2} \cdot 1,05 \quad (5.40)$$

$$\dot{E}_{D2} = \dot{m}_{D2} \cdot H_{d,D2}$$

$$\dot{m}_{HFO} = \dot{E}_{HFO} / H_{d,D2} \quad (5.41)$$

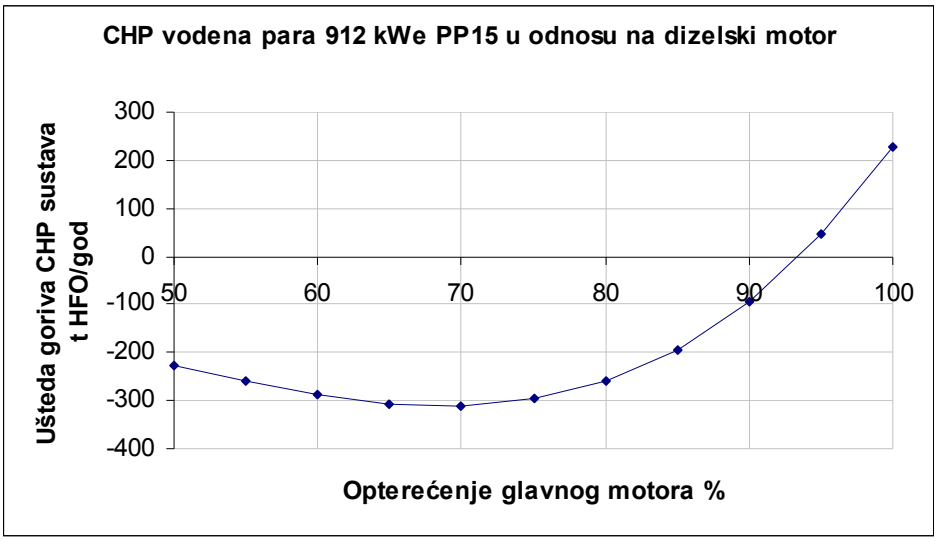
Ušteda goriva pri 100% opterećenja glavnog motora je:

$$\Delta\dot{m}_{HFO} = \dot{m}_{HFO,pogonDM} - \dot{m}_{dodatno\ u\ kotlu} \quad (5.42)$$

$$\Delta\dot{m}_{HFO,dan} = \dot{m}_{HFO} \cdot 24$$

$$\Delta\dot{m}_{HFO,god} = \dot{m}_{HFO,h} \cdot t_{RSgod} / 1000 \quad (5.43)$$

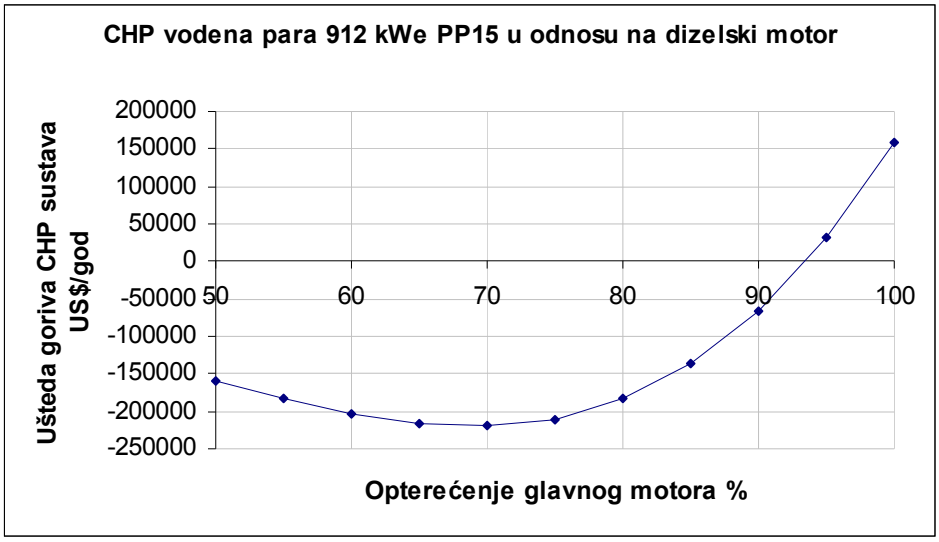
gdje je t_{RSgod} = 5 796,2 radna sata pomoćnog motora godišnje



Slika 5.18 Ušteda goriva CHP sustava 912 kWe u t/god

Uslijed taloženja vode i nečistoća, te separiranja teškog goriva gubici na sludge-u iznose 1%, tako da treba nabaviti 1% više HFO. Cijena HFO 380 cSt varira i iznosi siječanj 2012. [62] od 660 do 765 US$/toni, pa je otprilike prosječna cijena C_{HFO} = 700 US$/toni.

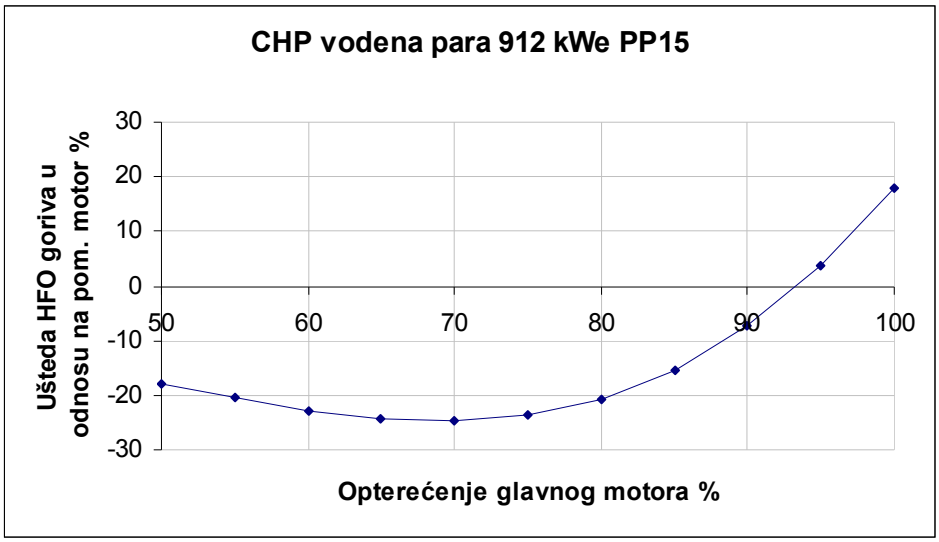
$$\text{Ušteda US\$/god} = \Delta\dot{m}_{HFO,god} \cdot C_{HFO} / 0,99 \quad (5.44)$$



Slika 5.19Ušteda goriva CHP sustava 912 kWe u US$/god

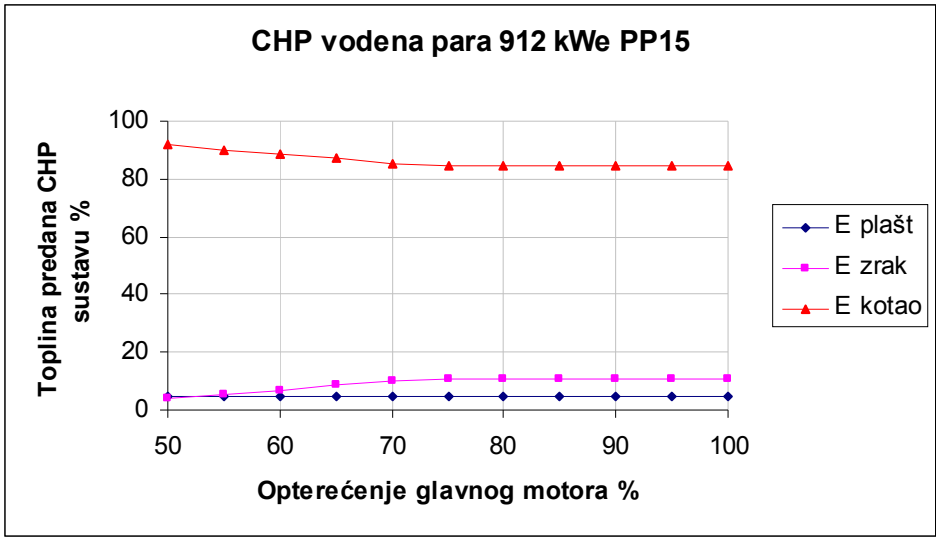
Postotak uštede goriva u odnosu na potrošnju pomoćnog dizelskog motora je:

$$\% \text{ uštede} = \Delta \dot{m}_{\text{HFO}} / \dot{m}_{\text{HFO}} \tag{5.45}$$



Slika 5.20 Ušteda/povećana potrošnja goriva CHP sustava 912 kWe u odnosu na potrošnju dizelskog agregata

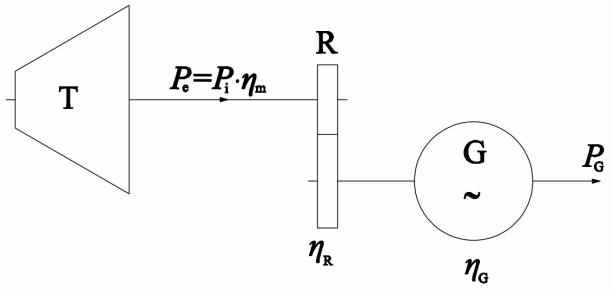
Ušteda se postiže samo kod rada pogonskog motora na 95% *SMCR* snage ili više. Ušteda kod 95% opterećenja glavnog motora iznosi 45,65 t HFO/god ili 3,64% u odnosu na pomoćni motor. Za cijenu HFO od 700 US$/t, ušteda iznosi 32 277,5 US$/god.



Slika 5.21 Udijeli energije predane CHP sustavu 912 kWe

5.1.2. Proračun parne turbine za standardno električno opterećenje

Prema podacima Tankerske plovidbe Zadar, uobičajena potrošnja električne energije na brodu tijekom plovidbe je 620 kW. Stoga se ponavlja proračun koji je napravljen za električnu snagu generatora od 912 kW. Koristit će se iste jednadžbe i iste pretpostavke, a parno turbinski generator će biti identičan prethodnom, uz uvjet da je izlazna električna snaga 620 kW.



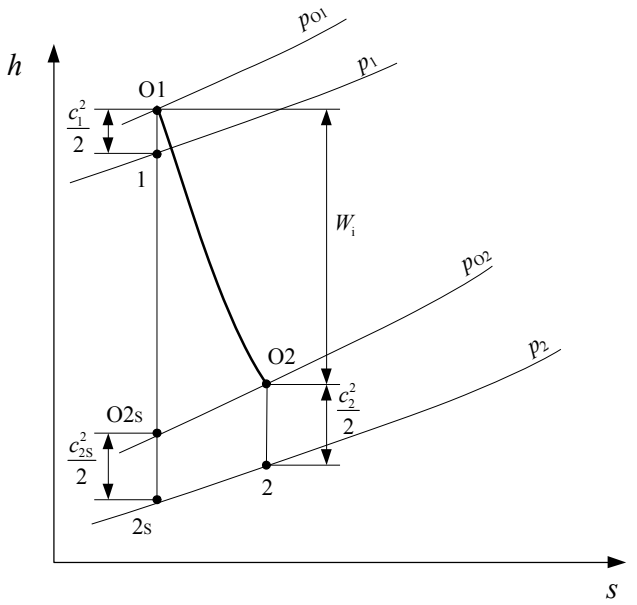
Slika 5.7 Sustav parno turbinskog generatora za pokrivanje elektroenergetskih potreba tijekom plovidbe

Mehanički stupanj djelovanja turbine, reduktora i generatora jednak je kao i kod punog električnog opterećenja, i *h-s* dijagram je također identičan.

$\eta_m = 0{,}96$ $\eta_R = 0{,}97$ $\eta_G = 0{,}95$

Potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja jednaka je prethodnom slučaju. Napojnu vodu nakon grijanja toplinom vode iz plašta cilindra vodi se u izmjenjivač topline u kojem se dodatno zagrijava toplinom komprimiranog zraka iz turbopunjača. Pretpostavka je da je izmjenjivač topline zraka za ispiranje i prednabijanje dvostupanjski. Temperatura pojne vode nakon izmjenjivača ne bi trebala iznositi preko 140 °C jer bi u protivnom izmjena topline u ulaznom dijelu utilizatora (predgrijaču) bila zanemariva zbog niske vrijednosti $\Delta T_{\text{predgrijač}}$. Ipak, zbog pinch pointa odabrana je temperatura pojne vode na ulazu u kotao/predgrijač 145 °C. Međutim, pri djelomičnom opterećenju temperatura zraka nakon turbokompresora biti će niža, pa će postignuta temperatura pojne vode biti niža od 145 °C. U generatoru na ispušne plinove, voda će se dalje zagrijavati, isparavati i pregrijavati. Budući, da ni u ovom slučaju sadržaj topline ispušnih plinova neće biti dostatan, proračunati će se potrebna količina dodatnog goriva

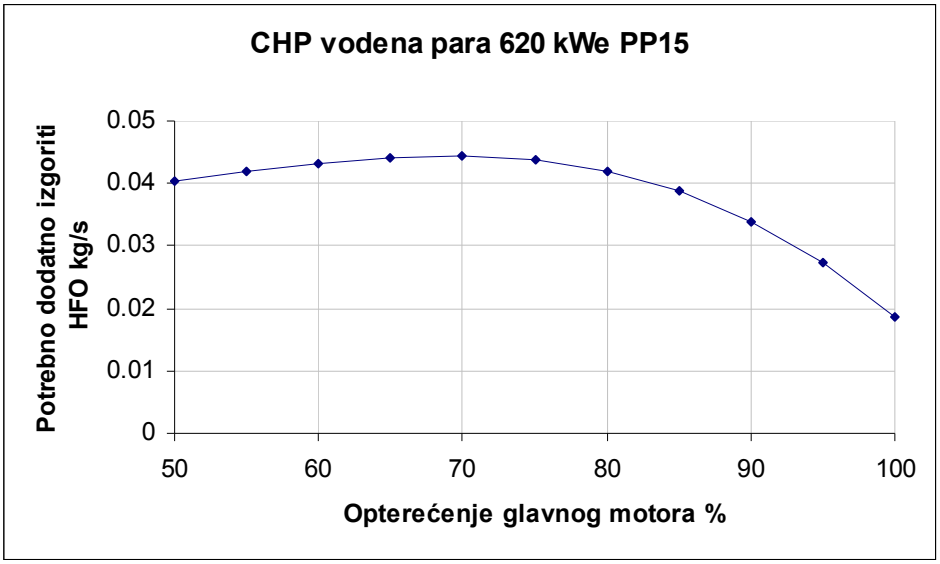
kojeg treba izgoriti u parnom kotlu, i usporediti s potrošnjom goriva u pomoćnom dizelskom motoru, tijekom rada na ispitnom stolu u TDM SPLIT.



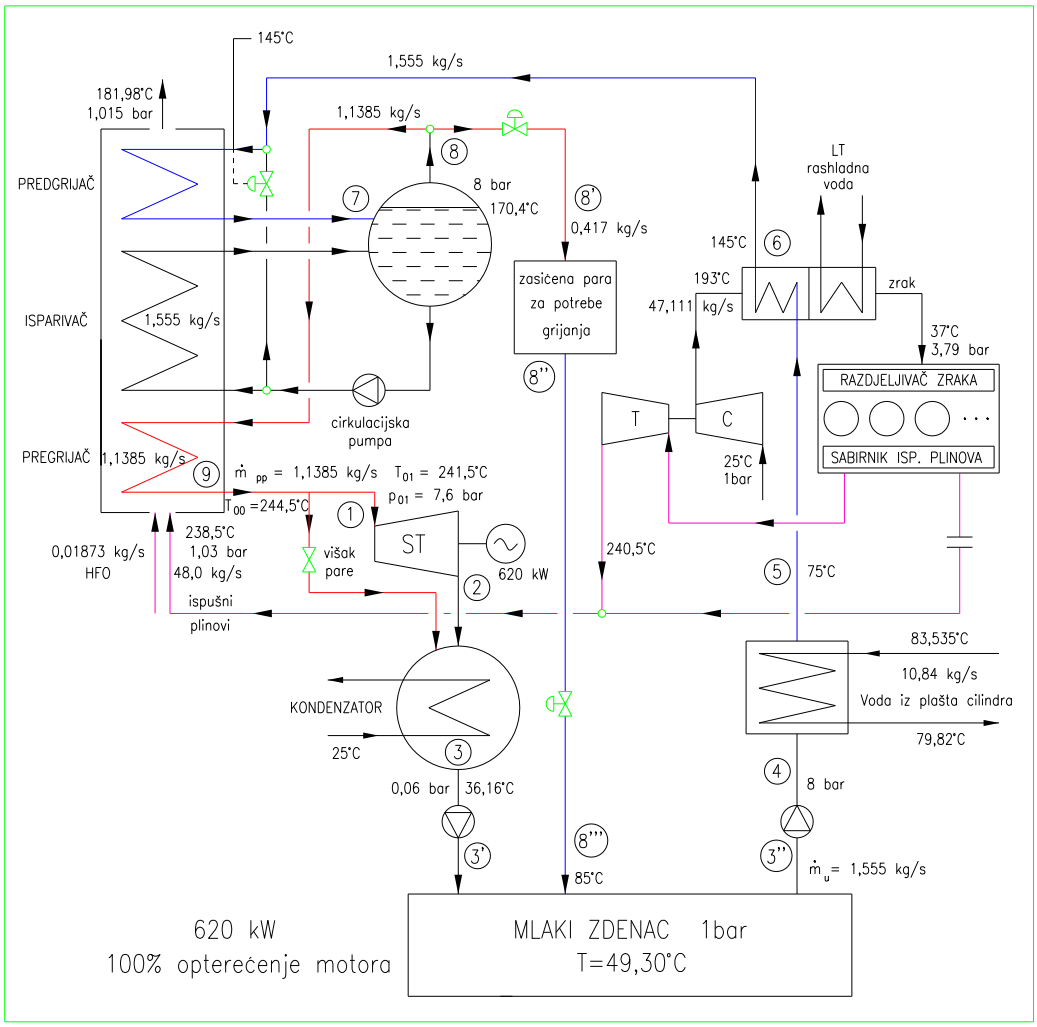
Slika 5.9 *h-s* dijagram za parnu turbinu

Rezultati proračuna prikazati će se u dijagramima, za opterećenje glavnog motora od 50% do 100% *SMCR*.

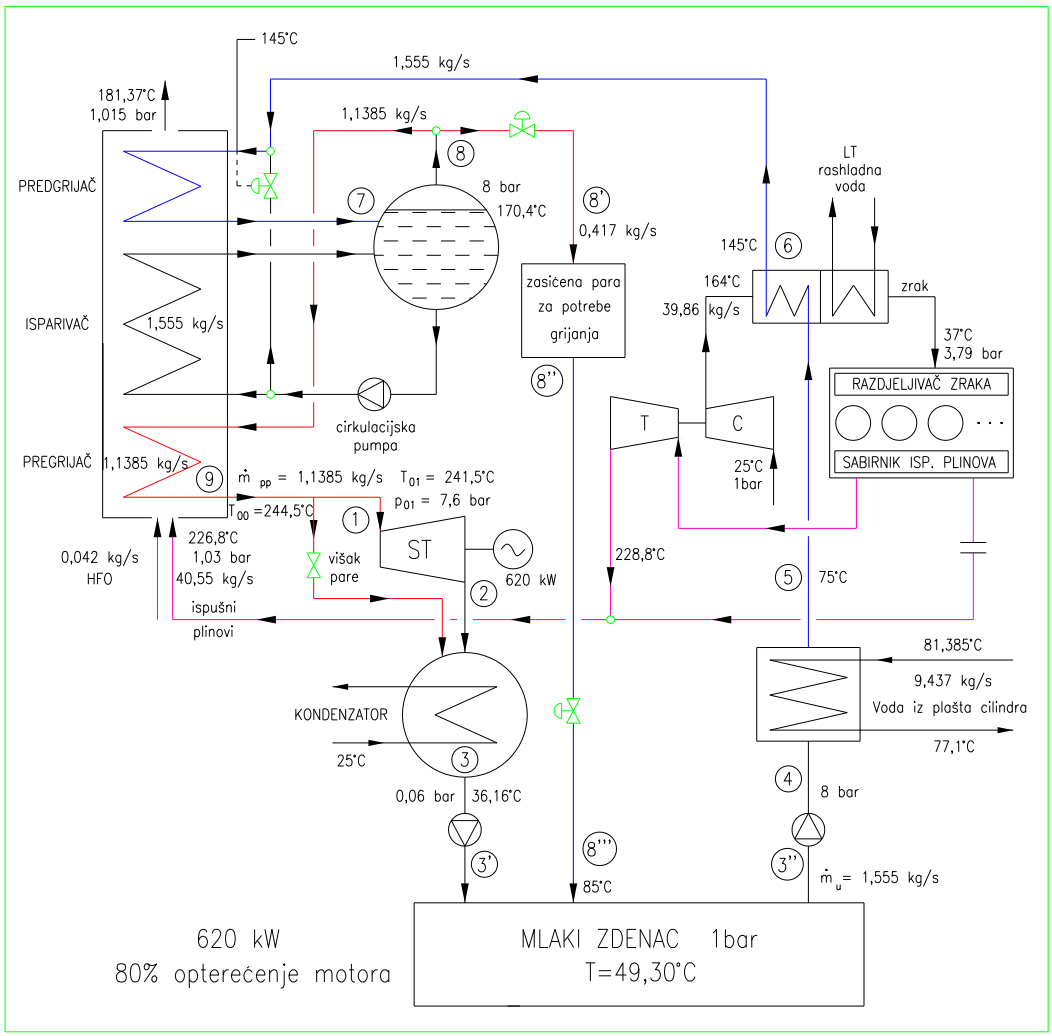
5.1.2.1. Rezultati proračuna



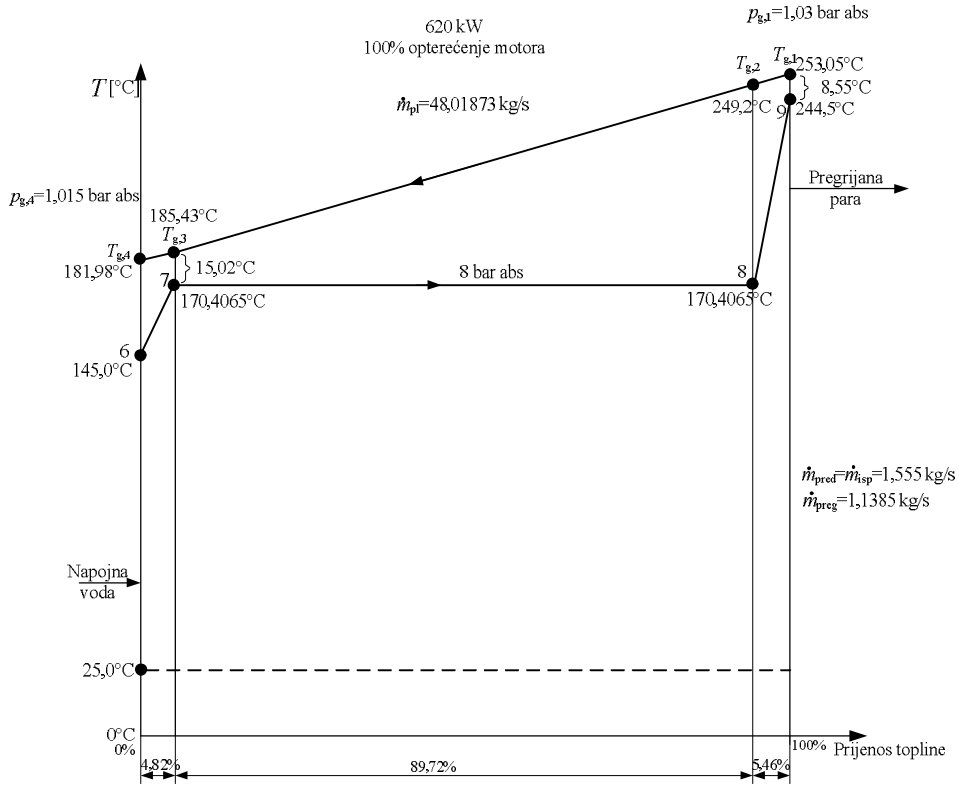
Slika 5.22 Potrebno dodatno izgoriti HFO u kotlu



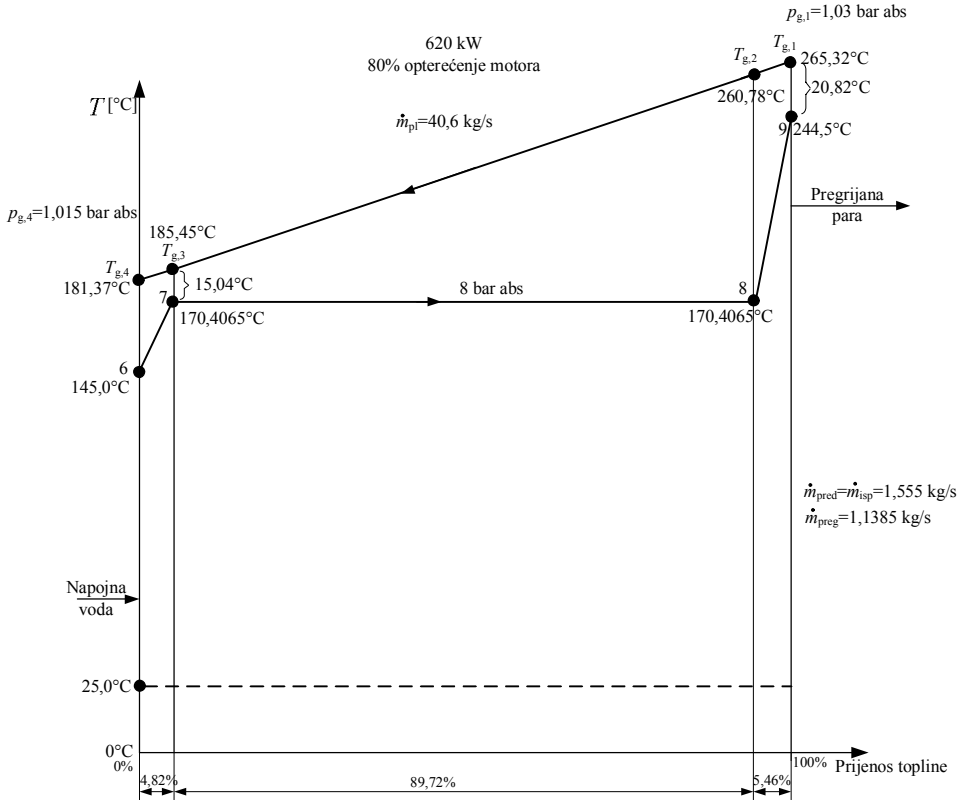
Slika 5.23 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 620 kWe pri 100% *SMCR*



Slika 5.24 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 620 kWe pri 80% *SMCR*



Slika 5.25 Prijenos topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 620 kW el. energije u parogeneratoru 100% opterećenja glavnog motora

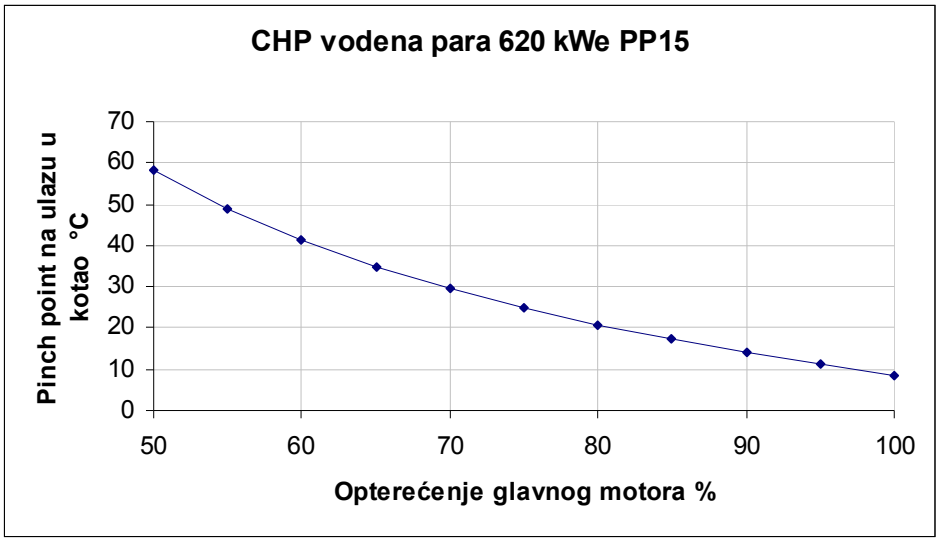


Slika 5.26 Prijenos topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 620 kW el. energije u parogeneratoru 80% opterećenja glavnog motora

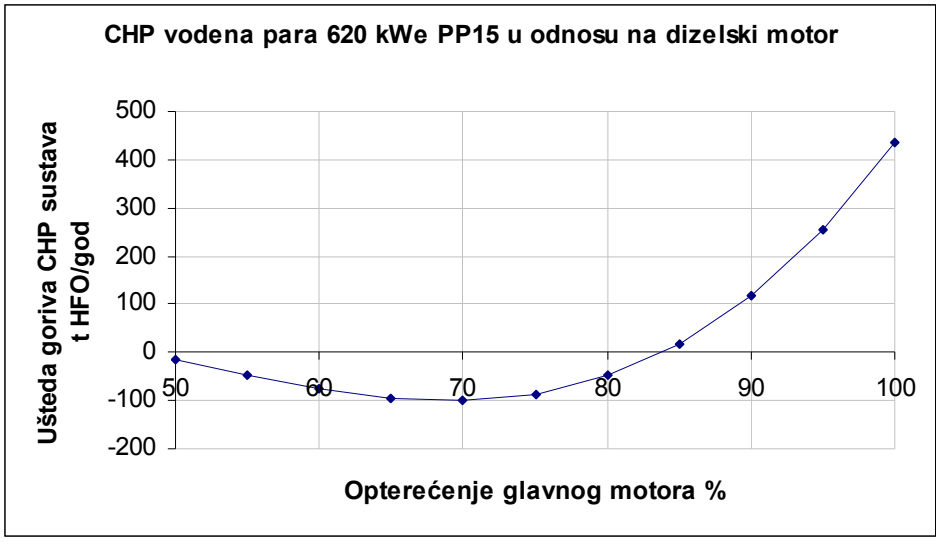
Zaključak: Da bi utilizacijski kotao proizveo dovoljno pare tlaka 8 bar koja bi uz proizvodnju zasićene pare za potrebe grijanja na brodu u parnoj turbini proizvela 620 kW el. energije, potrebno je u kotlu dodatno izgoriti 0,018731 kg/s HFO, odnosno 67,43 kg/h pri opterećenju motora od 100% *SMCR*.

Napomena:

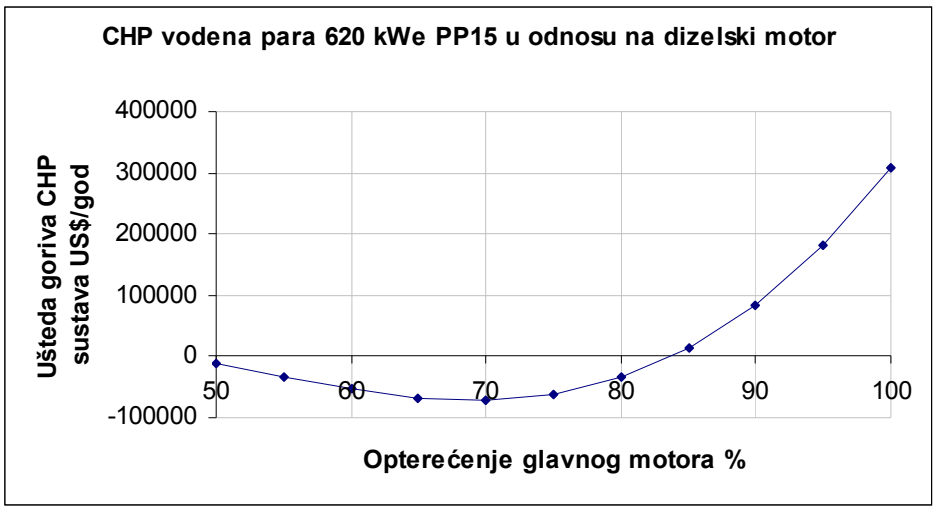
1. Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2. U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3. Unutrašnja efikasnost parne turbine uzeta je 80% prema sličnim izvedbama
4. Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
5. U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti i povoljniji.
6. Temperatura ispušnih plinova na izlazu iz utilizacijskog kotla je oko 180 °C u svim promatranim režimima. Moguća je izvedba gdje se sustav grijanja za potrebe broda radi na nižem tlaku. Na taj način moguće je sniziti temperaturu ispušnih plinova što bi moglo poboljšati nisko temperaturne procese na brodu.
7. Temperatura zraka za prednabijanje nakon izlaska iz zagrijača pojne vode pri opterećenju glavnog motora od 50% iznosi 105,0 °C kod snage generatora 620 kW. Obzirom da je T_{pv5} = 75 °C, $\Delta T_{pv\text{-}zrak}$ = 30 °C. To ukazuje da se umjesto korištenja topline rashladne vode plašta cilindra ista energija može dobiti iz zraka za prednabijanje i ispiranje, što znači jedan izmjenjivač topline manje.



Slika 5.27 Pinch point na ulazu ispušnih plinova u kotao/pregrijač kod proizvodnje 620 kW električne energije za potrebe broda - ISO standardni uvjeti

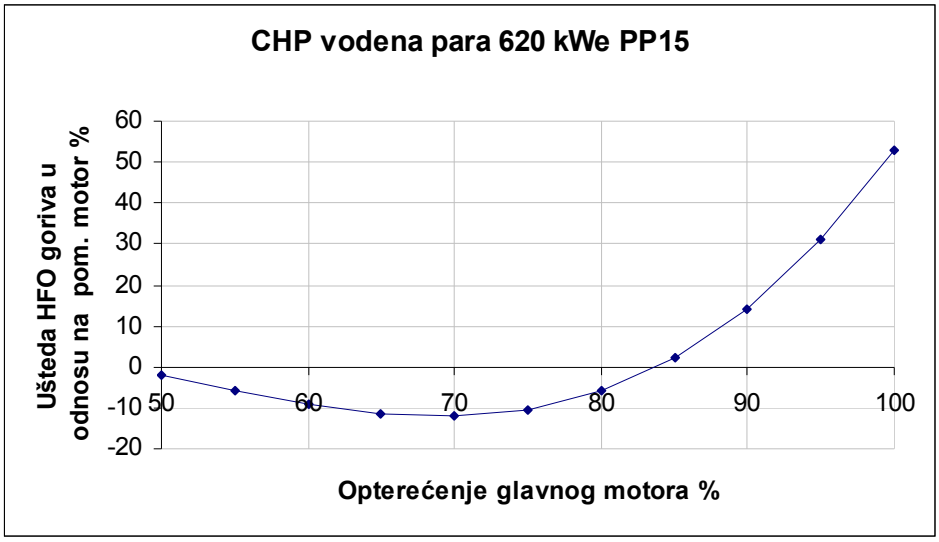


Slika 5.28 Ušteda/povećana potrošnja goriva WHR sustava 620 kWe u t HFO/god

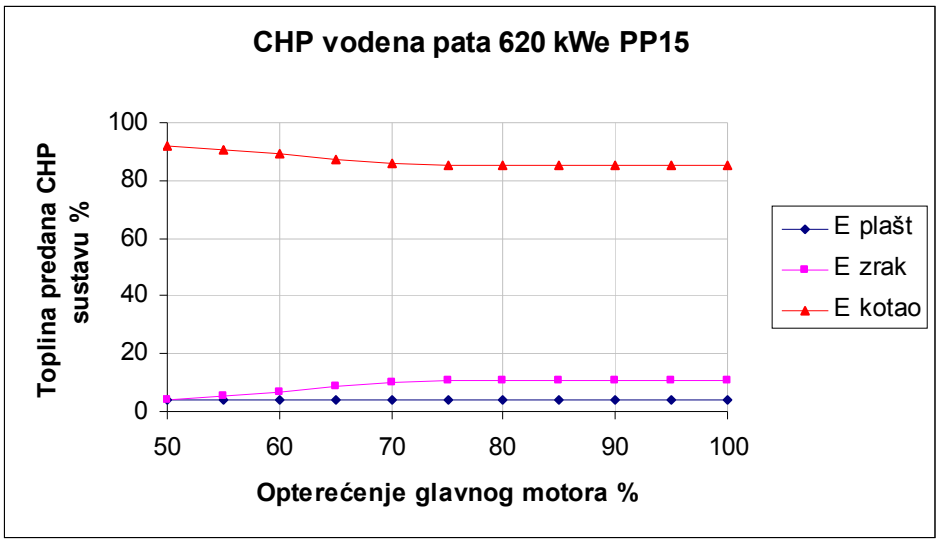


Slika 5.29 Ušteda/povećana potrošnja goriva CHP sustava 620 kWe u US$/god

Prema proračunu, uštede se postižu tek kod opterećenja glavnog motora od 85% i više. Po sadašnjem nivou cijena HFO tek kod 90% opterećenja godišnja ušteda na gorivu iznosila bi 83 615 US$, dok bi pri 95% opterećenja iznosila 181 300 US$/god što iznosi 31% potrošnje dizelskog generatora. Plovidba u režimu 90% *SMCR* u određenim slučajevima je prihvatljiva, pa bi ugradnja ovakvog CHP sustava omogućila uštedu na gorivu u iznosu od preko 83 000 US$ godišnje. Za opterećenja glavnog motora iznad 90% pinch point je niži od 15 °C. Kako se u takvim režimima ne očekuje rad glavnog motora nije se izgaralo dodatno gorivo. Za veće uštede goriva trebalo bi smanjiti pinch point na 10 °C, što bi povećalo ogrijevanu površinu kotla.



Slika 5.30 Ušteda/povećana potrošnja goriva CHP sustava 620 kWe u odnosu na Dizelski generator



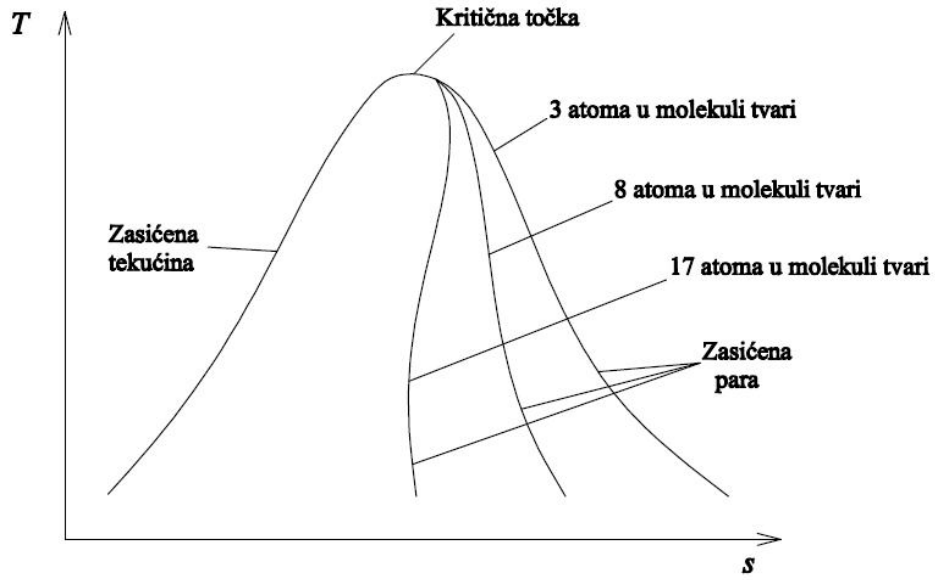
Slika 5.31 Udijeli energije predane CHP sustavu snage 620 kWe

5.2. TERMODINAMIČKA ANALIZA KOGENERACIJSKOG SUSTAVA S PARNOM TURBINOM NA ORGANSKI FLUID

Mada se voda kao radni medij parnih postrojenja primjenjuje od početka industrijske revolucije u 18. stoljeću, i do danas nije našla pravu zamjenu, termodinamički nedostaci vode kao radnog fluida za parno toplinska postrojenja su prepoznati već duže vrijeme. Sir Humphrey Davy sugerirao je 1823. neke druge supstance koje bi mogle zamijeniti vodu kao radni fluid u parnim strojevima. Owen je [64] izvijestio o brojnim pokušajima, od kojih su neki bili uspješni, u gradnji parnih postrojenja korištenjem različitih organskih fluida, kroz 18., 19. te kroz rano 20. stoljeće.

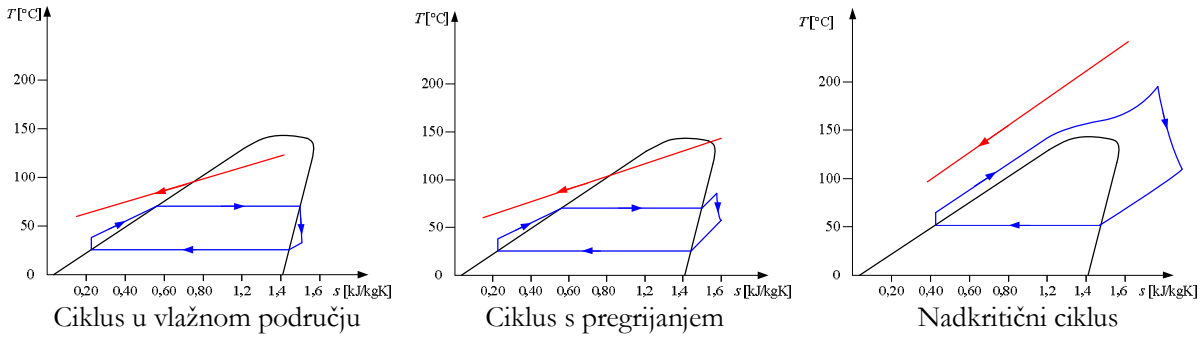
Međutim, bez sumnje su tek Tabor i Bronicki [65] s radom na uspostavljanju kriterija za fluide malih parnih turbina 1961., dali prvi pravi poticaj kontinuiranog razvoja. Ovo je rezultiralo brojnim izgrađenim postrojenjima s organskim fluidom u Rankine-ovim ciklusima.

U suštini, sve tvari prikazuju ugrubo slične karakteristike u području gdje prelaze iz tekuće u parnu fazu, kao što je prikazano linijom zasićenja tekuće faze na slici 5.32 kod crtanja na *T-s* koordinatama. Značajna razlika je u liniji zasićene pare. Na slici je prikazana kao ovisnost o broju atoma u molekuli tvari. Dok voda i amonijak koji imaju 3 odnosno 4 atoma u molekuli tvari imaju liniju zasićenja parne faze sa strogo negativnim nagibom (vlažni fluid), pentan C_5H_{12}, koji ima molekulu od 17 atoma, ima liniju zasićenja pare sa strogo pozitivnim nagibom (suhi fluid). Između njih je R134a, Tetrafluoroetan, često korišteni rashladni fluid sa 8 atoma u molekuli, koji ima liniju zasićene pare sa skoro vertikalnom linijom (izentropski fluid).



Slika 5.32 *T-s* dijagram za različite radne fluide prema [66]

Odatle slijedi da se može pronaći fluid odgovarajuće kritične temperature, koji će odgovarati zadanom izvoru topline u nadkritičnom, pregrijanom ili zasićenom parnom ciklusu, kao što je prikazano sljedećom slikom. Čak štoviše, ovisno o tome koliko je blizu temperature isparavanja radnog fluida, udio prijenosa topline u predgrijavanju, isparavanju i pregrijavanju u podkritičnom ciklusu može varirati da se maksimizira dobivena snaga CHP ciklusa, što boljim usklađenjem ciklusa i izvora topline, kao što je prikazano slikom 5.33.



Slika 5.33 Usklađivanje ciklusa sa izvorom topline, prema [66]

Ako linija zasićenja pare radnog fluida ima pozitivan nagib na *T-s* koordinatama, a ekspanzija započinje sa zasićenom ili pregrijanom parom, tada para napušta ekspander kao pregrijana. Ovo je prednost za turbine, gdje odsutnost kapljica daje veće stupnjeve djelovanja u

odnosu na vodenu paru, gdje vodena para normalno napušta turbinu kao vlažna para. Međutim, pregrijana para na izlazu iz turbine zahtjeva „desuperheater“, u kojem se odvodi toplina prije kondenzacije. Jedan od načina da se ovaj ciklus poboljša jeste regenerativno zagrijavanje tekuće faze nakon tlačenja u napojnoj pumpi. Ova rekuperacija se može koristiti i kod nadkritičnih ciklusa ako je potrebno.

Svojstva Fluida

Proračun termodinamičkih i transportnih svojstava fluida već se godinama opsežno istražuje, uglavnom od strane inženjera kemije i fizikalne kemije zaposlenih u kemijskim i petrokemijskom tvrtkama. Danas je najčešće korišten program NIST Standard Reference Database – REFPROP izrađen u The United States National Institute of Standards [49]. Ovaj program se kontinuirano dorađuje i poboljšava te uključuje sve više fluida. Svojstva fluida pogodna za toplinska postrojenja mogu se opisati na sljedeći način:

1.) Voda, amonijak i drugi fluidi s jakim polarnim silama unutar svojih molekula, imaju mnogo viši kritični tlak od većine organskih fluida, za vodu je to 221,2 bar a za amonijak 113,33 bar. Također, njihov odnos tlaka-volumena-temperature nije tako dobro uravnotežen kao kod organskih fluida, u kojima postoje samo veoma slabe polarne sile ili ih uopće nema.

2.) Većina organskih fluida ima kritične tlakove između 30 i 50 bar i postoji velika sličnost između njihovih jednadžbi stanja u bezdimenzionalnim veličinama. Temperatura je izražena kao reducirana temperatura $T_r = T/T_c$ a tlak kao reducirani tlak $p_r = p/p_c$. Njihova najznačajnija obilježja su tada kako slijedi:

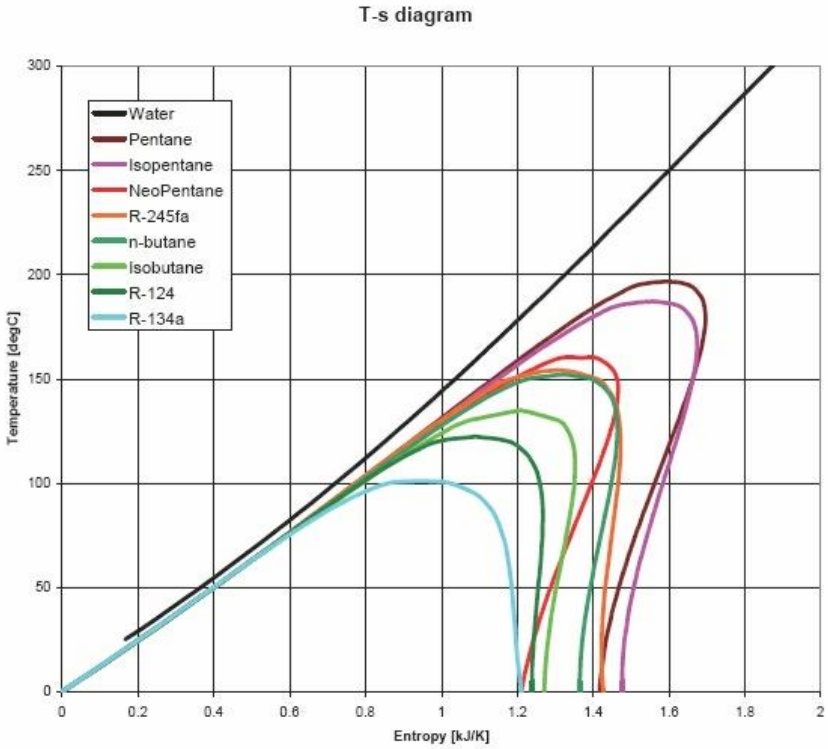
i) Točka ključanja pri atmosferskom tlaku je konstantna s reduciranom temperaturom i iznosi približno 0,6, tj. $\frac{T_{\text{ključanja}}}{T_{\text{kritično}}} \simeq 0,6$.

ii) Postoji približna veza između reduciranog tlaka para i odgovarajuće reducirane temperature zasićenja za većinu fluida. Odnos nije linearan, budući da tlak para raste mnogo brže prema kritičnim vrijednostima, pri reduciranoj temperature iznad $T_r = 0,95$.

iii) Budući da kritični tlakovi ne variraju mnogo među različitim fluidima, fluidi sa visokim kritičnim temperaturama imati će niski tlak para pri normalnim temperaturama kondenzacije, i vice versa.

iv) Pri temperaturi zasićenja na atmosferskom tlaku, entropija isparavanja po molu je približno konstantna za sve fluide (Troutonovo pravilo). Budući je entalpija isparavanja $h_{fg} = T \cdot s_{fg}$, slijedi da fluidi s malom molarnom masom, kao što je voda, imaju velike entalpije isparavanja po 1 kg i dosljedno tome visoke specifične entalpije parne faze. Odatle, ekspanzija fluida niske molarne mase je praćena s velikim padom specifične entalpije.

T-s dijagrami fluida koji se najčešće koriste ili razmatraju za kogeneracijske sustave koji koriste toplinu niskih temperatura su prikazani slikom 5.34.



Slika 5.34 Uobičajeni fluidi kod kojih je linija početka isparavanja približno jednaka onoj kod vode [66]

Osim fluida prikazanih sl. 5.34 veoma prikladani fluidi za korištenje u ekspanderu su toluen i silikonska ulja, MM i MDM. Većina ovih organskih fluida klasificirani su kao „suhi" fluidi, što uključuje da pregrijanje para nije neophodno kako bi ekspanzija završila u pregrijanom području.

Tablica 5.8 Svojstva R123, R245fa i vode [49]

Svojstvo	R123	R245fa	Voda
Kemijska/strukturna formula	$C_2HCl_2F_3$	$CHF_2CH_2CF_3$	H_20
Molarna masa kg/mol	152,93	134,05	18,015
Temp. ključanja pri 1,0133 bar	27,82 °C	15,140 °C	99,976 °C
Gustoća kg/m^3 pri 1,0133 bar	(L) 1456,6 (V) 6,4717	(L) 1364,9 (V) 5,9619	(L) 958,37 (V) 0,59768
Entalpija kJ/kg pri 1,0133 bar	(L) 228,03 (V) 398,22	(L) 219,51 (V) 415,55	(L) 419,06 (V) 2675,5
Spec. toplina c_p kJ/kg K		1,318	4,216
Kritična točka °C / bar	183,68 / 36,618	154,01 / 36,51	373,95 / 220,64
Vrijeme razgradnje u atm.	1,3 god	7,6 god	
ODP	0,02	0	
GWT	77	1030	
ASHRAE sigurnosna grupa	B1	B1	

Radni fluidi definirani prefiksom R su tako klasificirani budući im je primarna funkcija u rashladi. Danas postoji trend da se zamjene prefiksom "HFC" (hydro fluoro carbon) [67]. Uglavnom su ravnolančani ugljikovodici (alkani ili parafini), kemijskog sastava C_nH_{2n+2} u kojem su jedan ili više atoma vodika zamijenjena kloridom, floridom ili, bromidom.

5.2.1. Izbor radnog medija i ciklusa

Nedostatke vode kao radnog fluida za nisko temperaturne cikluse (mala gustoća pare i nizak tlak u kondenzatoru) pokušava se nadomjestiti korištenjem drugih fluida, prvenstveno organskog porijekla kao što su toluen, butan, pentan, amonijak, rashladni fluidi, silikonska ulja

itd. Rashladni fluidi kao što je R245fa (1,1,1,3,3 – Pentafluoropropane) danas su najpoželjniji fluidi. Nisu zapaljivi, ali ne mogu opstati pri visokim temperaturama te se počinju razgrađivati. Prema ASHRAE sigurnosnoj grupi, A1 i B1 su fluidi kroz koje se ne širi plamen. Ugljikovodici kao toluen, pentan i izobutan su termički stabilni pri visokim temperaturama ali su zapaljivi. Zbog toga se ne mogu sigurno koristiti kod procesa s ispušnim plinovima iz motora s unutrašnjim izgaranjem, već zahtijevaju međufluid za prijenos topline. Kritična temperatura fluida R245fa je 154,05 °C, a tlak 36,51 bar.

Za analizu prihvatljivosti radnih fluida za primjenu u ORC procesu rekuperacije otpadne topline definiraju se sljedeći kriteriji prihvatljivosti:

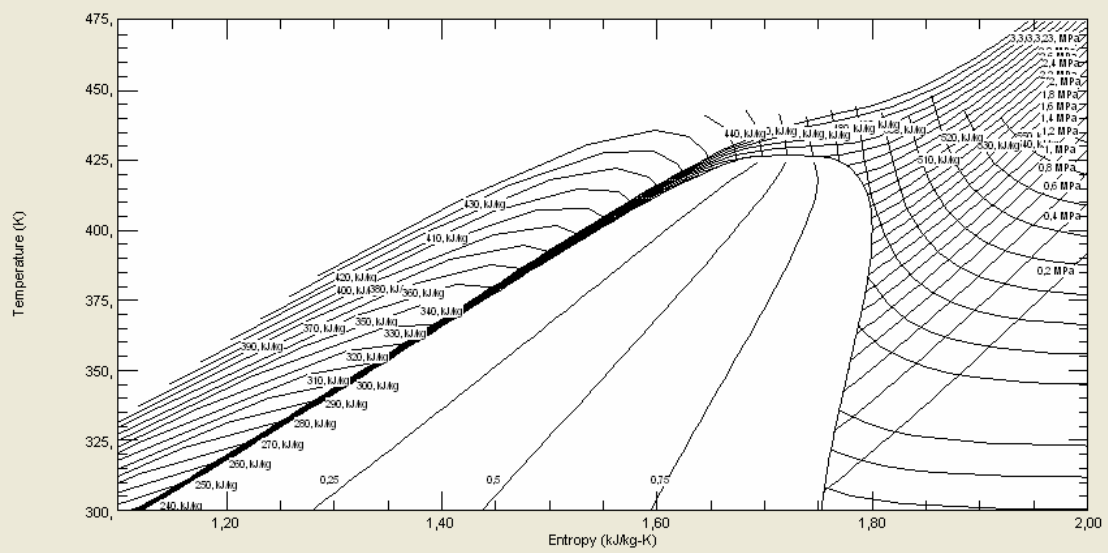
- Termodinamički kriterij
- Prihvatljivost fluida obzirom na Risk-fraze
- Prihvatljivost s obzirom na vrijeme razgradnje fluida u atmosferi
- Prihvatljivost s obzirom na utjecaj fluida na efekt globalnog zatopljenja
- Prihvatljivost s obzirom na utjecaj fluida na trošenje ozonskog sloja u stratosferi
- Prihvatljivost s obzirom na temperaturu samozapaljenja
- Prihvatljivost s obzirom na kritičnu točku fluida

Dodatno ograničenje je mogućnost korištenja NIST Refprop programa koji je korišten u ovom istraživanju.

Sljedeći važan odabir je maksimalni tlak ciklusa. Izabran je nadkritični ciklus maksimalnog tlaka 45 bar. Njegov izbor biti će izvršen prema temperaturama produkata izgaranja, te rashladne vode i zraka iza kompresora.

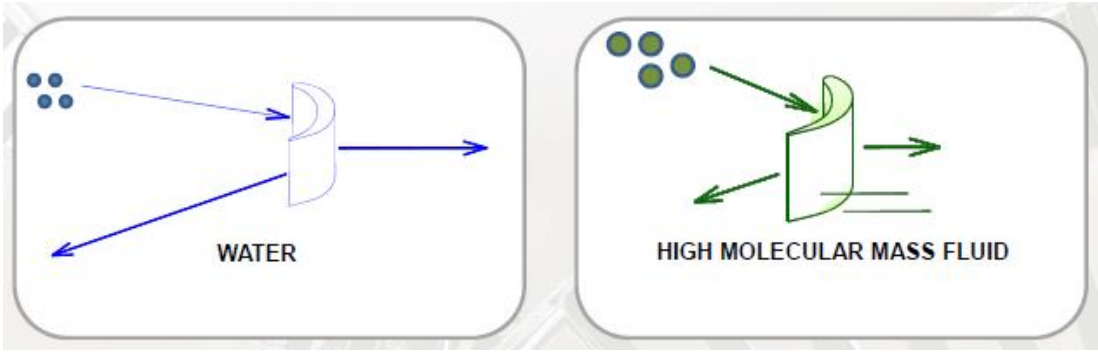
Nakon sveobuhvatne analize prema prethodnim kriterijima, odabrani su freoni R245fa i R123, te silikonska ulja MM i MDM. Nažalost, kako silikonska ulja nisu u NIST Refprop programu, nisu uzeta u daljnu analizu. U radu [68] prema istim kriterijima za primjenu u ORC odabrani su kao najpovoljniji sljedeći fluidi; R21, R123, R141b, R245fa, D4 i MDM.

R245fa ima molekularnu masu 134, i stoga se očekuje entalpija isparavanja po 1 kg oko 7 do 8 puta veća u odnosu na vodu. To znači, da za istu količinu prenesene topline, za isparavanje je potreban oko 8 puta veći maseni protok R245fa fluida.



Slika 5.35 *T-s* dijagram rashladnog fluida R245fa [49]

Organski Rankine-ov ciklus je zatvoreni termodinamički ciklus, gdje se toplina dovodi odabranom organskom fluidu pri konstantnom tlaku u svrhu zagrijavanja, isparavanja i pregrijavanja. U ekspanderu pare organskog fluida ekspandiraju na niski tlak koji ovisi o temperaturi rashladnog medija, a potom se toplina radnom fluidu odvodi u desuperheater-u/kondenzatoru. Tekući organski fluid se napojnom pumpom tlači na radni tlak. Kao mogući ekspanderi razmatrani su spiralni (scroll) ekspander, vijčani ekspander i turbinski ekspander. Danas se turbinski ekspanderi koriste u ORC procesima u rasponu od nekoliko kW do 3 MW snage. Pri tome se potižu visoke unutrašnje efikasnosti turbine, u iznosu od 85% [69], [71], [73], a prema [79] moguće je uz pojedinačnu konstrukciju postići izentropsku efikasnost do 90%.



Slika 5.36 Strujanje kroz turbinu [72]

- male molekule vode
- visoke brzine strujanja pare
- vlažna para, erozija lopatica, metalne čestice

- velika molarna masa
- veliki maseni protok, male brzine
- pregrijana para, nema erozije ni metalnih čestica

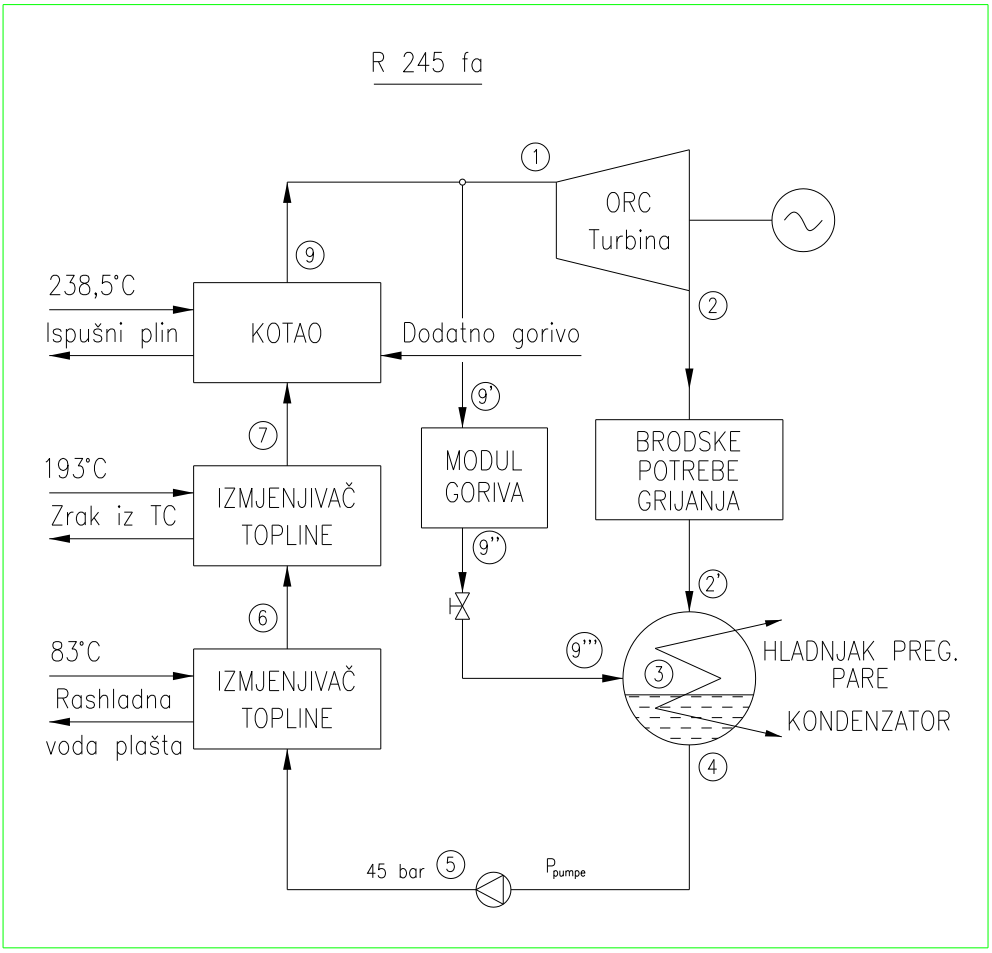
Prema [72] tehničke prednosti turbina na organski fluid su:

- visoka efikasnost ciklusa
- visoka unutarnja efikasnost turbine, do 90%
- mala mehanička naprezanja turbine zbog malih obodnih brzina
- male brzine vrtnje dozvoljavaju direktan pogon generatora
- nama erozija lopatica zbog odsutnosti kapljica tijekom ekspanzije

U nastavku analize, razmatrati će se mogućnost kogeneracijske proizvodnje topline na potrebnoj temperaturi te električne energije za brodske potrebe. Ekspanzijski stroj je turbina s R245fa fluidom u CHP sustavu. Parna turbina proizvodi rad korištenjem energije pare R245fa koja nastaje u generatoru pare na ispušne plinove glavnog brodskog motora. Kako rashladna voda plašta cilindra ima visoku temperaturu, 83,5°C, može se dio njene entalpije prenijeti u izmjenjivaču topline na radni medij ciklusa. Također, temperatura zraka za ispiranje i prednabijanje motora iznosi za ovaj slučaj 193°C pri *SMCR*, pa se koristiti i entalpija ovog zraka.

Prema bilanci topline [54] napisane su tablice 5.1 i 5.2 (strana 73) u kojima su prikazane potrebe toplinske energije tijekom plovidbe. Ukupno potrebna energija grijanja na brodu je 872,5 kW, odnosno 1 501 kg/h (0,417 kg/s) suho zasićene vodene pare tlaka 8 bara i temperature 170,4 °C. U ovom slučaju suho zasićenu vodenu paru treba zamijeniti organski fluid R245fa. Važno je napomenuti da postoje rezerve u toplinskoj energiji. Proračuni se rade za standardne uvjete okoline, kada ne postoji potreba za grijanjem nastambi. Također, stvarna potreba za toplom vodom ovisi o posadi i najčešće je upola manja.

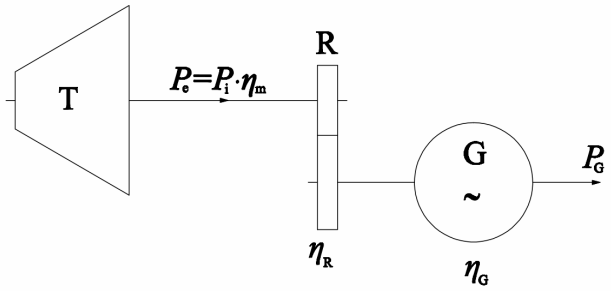
Usvojeni CHP sustav sa ORC turbinom i R245fa radnim fluidom prikazan je slikom 5.37.



Slika 5.37 Shema CHP postrojenja s radnim fluidom R245fa PP15

5.2.2. Proračun parne turbine s R245fa fluidom za puno električno opterećenje

Podaci za MT DONAT, a koji se odnose za puno električno opterećenje u poglavlju 5.1 vrijede i ovdje. Također, i podaci koji se odnose na parnu turbinu i reduktor mogu se primijeniti i u ovom slučaju. Premda se turbina na organski fluid vrti znatno manjom brzinom od turbine na vodenu paru, u proračunu će se zadržati primjena reduktora, mada u stvarnom postrojenju neće biti potrebe za reduktorom. Dakle, prethodni proračun s vodenom parom kao radnim fluidom se ponavlja, ali se sada kao radni medij koristi freon R245fa u natkritičnom parnom cilusu. Pri tom će se težiti da parametri organskog Rankine-ovog ciklusa budu optimalni, ili blizu optimalnih.



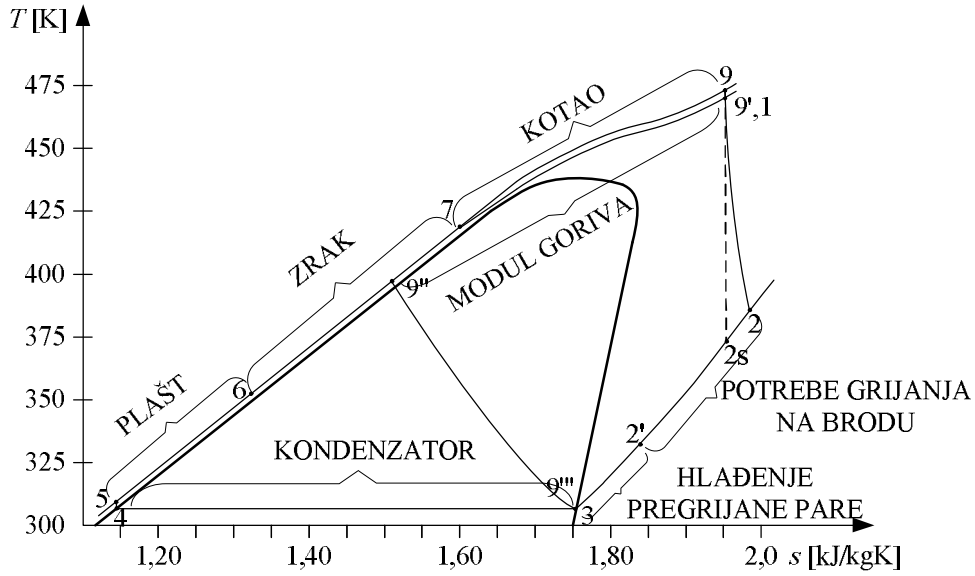
Slika 5.7 Sustav parogeneratora za pokrivanje elektroenergetskih potreba tijekom plovidbe

Prema sličnim izvedbama odabiru se:

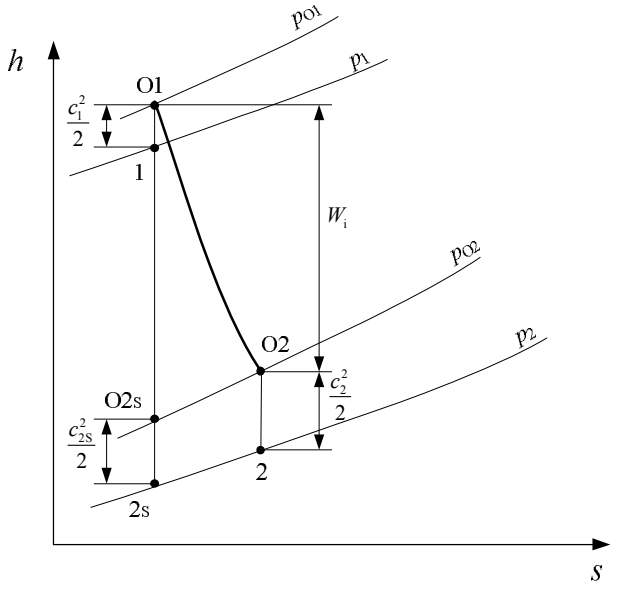
$\eta_m = 0{,}96$ $\eta_{GB} = 0{,}97$ $\eta_G = 0{,}95$

Sada je unutarnja snaga turbine:

$$P_i = \frac{P_G}{\eta_m \cdot \eta_{GB} \cdot \eta_G} = 1030 \text{ kW} \tag{5.1}$$



Slika 5.38 *T-s* dijagram za ORC na R245fa fluid



Slika 5.9 *h-s* dijagram za parnu turbinu na R245fa fluid

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_{i,s}} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h'_{02s}} \tag{5.2}$$

Kada izlazna kinetička energija pare nije iskorištena, odgovarajuća efikasnost turbine je total-to-static. U tom slučaju idealan rad turbine vrši se između stanja 01 i stanja okoline (za

kondenzacijsku parnu turbinu to je tlak kondenzatora uvećan za gubitke strujanja od turbine do kondenzatora). Prema prethodnoj slici to je točka 2. Sada je,

$$\eta_{\mathrm{i}} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{2\mathrm{s}}} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - (h_{02\mathrm{s}} - c_{2\mathrm{s}}^2 / 2)} \tag{5.2a}$$

Prema [69], [70], [72], [73] uzima se unutrašnja efikasnost parne turbine na R245fa 85%. Razlog bolje efikasnosti u odnosu na turbinu s vodenom parom leži u tome što su maksimalni tlak procesa i protok znatno veći, te što ekspanzija završava u pregrijanom području.

U kružnom toku nalazi se znatna količina radnog medija zbog male razlike entalpija. Međutim, izlazno stanje medija (t_2 i p_2) ima još uvijek veliki spec. volumen (0,10408 m3/kg). Stoga treba koristiti područje izlaznih brzina od c_2 = 40 do 60 m/s. Naprimjer, za brzinu strujanja od 60 m/s, ispušni otvor zahtjeva dimenziju od cca 200 mm.

Iz jednadžbe kontinuiteta dobija se površina otvora cjevovoda prema kondenzatoru.

$$\dot{m}_2 \cdot v_2 = A_2 \cdot c_2 \tag{5.3}$$

U slučaju da dimenzije cjevovoda konstrukcijski ne odgovaraju, proračun se ponavlja s novom brzinom c.

Također, $p_2 = 2,2$ bar za $T_{\text{kondenzacije}} = 36,2$ °C

$$s_{2\mathrm{s}} = s_{01}$$

Iz jednadžbe 5.2 slijedi,

$$h_{02} = h_{01} - \eta_{\mathrm{i}}(h_{01} - h_{2\mathrm{s}})$$

$$p_{02} = p_2 + \bar{\rho}\frac{c_2^2}{2} \tag{5.4}$$

Također,

$$h_2 = h_{02} - c_2^2 / 2 \tag{5.5}$$

$$h_{02\mathrm{s}} = h_{2\mathrm{s}} + c_2^2 / 2 \tag{5.5a}$$

$$\dot{W}_{\mathrm{i}} = \dot{m}_{\mathrm{p}} \cdot (h_{01} - h_{02}) \tag{5.6}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{ORC}} = \frac{\dot{W}_{\mathrm{i}}}{h_{01} - h_{02}}$$

Odabiru se i proračunom dobivaju sljedeći parametri R245fa fluida:

Tablica 5.9 Početni podaci za stanja prije i poslije turbine za R245fa radni fluid

Točka u dijagramu	00	01	02s	02	2s	2
Tlak, p bar	45	42,75	2,32	2,32	2,2	2,2
Temperatura, T °C	200	197	100,96	109,39	99,6	108,06
Gustoća, ρ kg/m^3	234,56	221,27	10,370	10,109	9,8543	9,6064
Temperatura zasićenja, T_{sat} °C			37,74	37,74	36,14	36,14
Specifična entalpija pare, h kJ/kg	561,72	560,04	495,44	504,14	494,26	502,93
Specifična entropija, s kJ/kg.K	1,9435	1,9420	1,9420	1,9650	1,9420	1,9650
Sadržaj pare u vlažnoj pari, x kg/kg			Pregr.	Pregr.	Pregr.	Pregr.
Maseni protok pare iz turbine, $\dot{m}$ kg/s						18,4266
Dodatna para za grijanje modula, $\dot{m}$ kg/s						1,0429
Ukupni maseni protok kondenzata, $\dot{m}$ kg/s						19,4695

Obzirom da je temperatura radnog fluida nakon ekspanzije u turbini 108,0237 °C, može se koristiti za sve potrebe grijanja na brodu osim grijanja HFO u modulu goriva prije ubrizgavanja. Za grijanje HFO u modulu goriva potrebno je zagrijati dodatnu količinu radnog medija u utilizacijskom kotlu, koji se odvodi u grijače prije turbine.

Prema podacima Brodogradilišta Split [54] modul goriva troši 196 kW toplinske snage grijući HFO sa 110 na 145 °C. Potrebna toplinska snaga ORC fluida je:

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC,buster}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{HFO,buster}}}{\varepsilon} = 197,98 \text{ kJ/s} \tag{5.46}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC,buster}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC,buster}} \cdot (h_{9'} - h_{9''}) \tag{5.47}$$

Radni fluid ulazi u modul goriva s temperaturom od 197 °C a izlazi s temperaturom od 120 °C što je za 10 °C više od početne temperature grijanog HFO. Za takve zadane temperature i za $p_{9'} = 0,95 \cdot p_9 =$ 42,75 bar dobivaju se vrijednosti $h_{9'}$ i $h_{9''}$. Sada je:

$$\dot{m}_{\mathrm{ORC,buster}} = \dot{Q}_{\mathrm{ORC,buster}} / (h_{9'} - h_{9''})$$

Uslijed prigušenja radnog fluida nakon grijanja HFO u modulu goriva, $p_{2'''} = p_2$ a $h_{9''} = h_{9'''}$.

Tablica 5.10 Podaci za stanja radnog fluida R245fa – grijanje HFO modula

Točka u dijagramu	9	9'	9''	9'''
Tlak, *p* bar	45	42,75	42,75	2,2
Temperatura, *T* °C	200	197	370,	36,14
Specifična entalpija pare, *h* kJ/kg	561,72	560,04	370,20	370,20
Specifična entropija, *s* kJ/kg.K	1,9435	1,9420	1,9420	1,9649
Dodatna para za grijanje modula, $\dot{m}$ kg/s	1,0429	1,0429	1,0429	1,0429

Za sve ostale potrebe grijanja tijekom plovidbe treba:

$$\dot{Q}_{\mathrm{ostalo}} = 675,5 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC,ostalo}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ostalo}}}{\varepsilon} = 683,33 \text{ kJ/s} \tag{5.48}$$

Također vrijedi,

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC,ostalo}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC,ostalo}} \cdot (h_2 - h_{2'}) \tag{5.49}$$

$$h_{2'} = h_2 - (\dot{Q}_{\mathrm{ORC,ostalo}} / \dot{m}_{\mathrm{ORC,ostalo}})$$

Odvođenjem topline od radnog fluida u procesu 22' pokrivaju se sve brodske potrebe grijanja osim grijanja u modul goriva.

Fluid $\dot{m}_{\mathrm{ORC,ostalo}}$ stanja 2' i fluid $\dot{m}_{\mathrm{ORC,buster}}$ stanja 9''' ulaze u „Desuperheater/Condenser“ gdje se najprije hlade na temperaturu zasićene pare, stanje 3, a potom im se oduzima toplina do stanja 4, koje je stanje zasićene tekućine.

Tablica 5.11 Podaci za stanja radnog fluida R245fa – ostale potrebe grijanje

Točka u dijagramu	2	2'	3	4
Tlak, *p* bar	2,2	2,2	2,2	2,2
Temperatura, *T* °C	108,02	71,39	36,125	36,125
Specifična entalpija pare, *h* kJ/kg	502,89	465,81	430,90	247,32
Specifična entropija, *s* kJ/kg.K	1,9649	1,8626	1,7558	1,1622
Para za grijanje (ostalo), $\dot{m}$ kg/s	18,4266	18,4266	19,4695	19,4695
Vlažnost pare *x*			1	0

5.2.2.1. Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru:

$$\dot{Q}_{\text{ORC,kond}} = \dot{m}_{\text{ORC,u}} \cdot (h_3 - h_4) \tag{5.50}$$

$$\dot{m}_{\text{ORC,u}} = \dot{m}_{\text{ORC,ostalo}} + \dot{m}_{\text{ORC,buster}} \tag{5.51}$$

$$\dot{Q}_{\text{ORC,kond}} = 3\,574,08 \text{ kJ/s}$$

Pojni ORC fluid iz kondenzatora najprije se tlači na tlak od 45 bar.

Podatci za radni ORC fluid nakon pumpe, stanje 5:

$\dot{m}_{\text{ORC,u}} = 19,47$ kg/s

p_5 = 45,0 bar

$T_{\text{ORC,5}}$ = 310,8614 K = 37,71 °C prema [49] → ρ = 1318,264 kg/m^3 $h_{\text{ORC,5}}$ = 250,5832 kJ/kg

$s_5 = s_4 = 1,1622$ kJ/kg K

$$P_{\text{pumpe}} = \frac{\dot{m}_{\text{ORC}} \cdot (h_5 - h_4)}{\eta_{\text{m}} \cdot \eta_{\text{Pumpe}}} \tag{5.52}$$

$P_{\text{pumpe}} = 93,325$ kW

ORC zahtjeva znatno veću napojnu pumpu u odnosu na vodu, zbog znatno većeg masenog protoka radnog fluida.

Ponavlja se proračun s novom potrebnom snagom generatora i turbine:

$$P_{\text{G1}} = P_{\text{G}} + P_{\text{pumpe}} = 1005,325 \text{ kW} \tag{5.53}$$

$$P_{\text{i}} = \frac{P_{\text{G1}}}{\eta_{\text{m}} \cdot \eta_{\text{GB}} \cdot \eta_{\text{G}}} \tag{5.54}$$

$P_{\text{i}} = 1137,0$ kW

Tablica 5.12 Podaci za stanja prije i poslije turbine za R245fa – ponavljanje proračuna

Točka u dijagramu	00	01	02s	02	2s	2
Tlak, p bar	45	42,75	2,32	2,32	2,2	2,2
Temperatura, T °C	200	197	99,6	109,39	99,6	108,06
Gustoća, ρ kg/m^3	234,56	221,27	9,8543	10,109	9,8543	9,6064
Temperatura zasićenja, T_{sat} °C			37,74	37,74	36,14	36,14
Specifična entalpija pare, h kJ/kg	561,72	560,04	494,26	504,14	494,26	502,93
Specifična entropija, s kJ/kg.K	1,9435	1,9420	1,9420	1,9650	1,9420	1,9650
Sadržaj pare u vlažnoj pari, x kg/kg			Pregr.	Pregr.	Pregr.	Pregr.
Maseni protok pare iz turbine, $\dot{m}$ kg/s						20,3408
Dodatna para za grijanje modula, $\dot{m}$ kg/s						1,0429
Ukupni maseni protok kondenzata, $\dot{m}$ kg/s						21,3837

Ponavljanje proračuna radi provjere snage pumpe i masenog protoka radnog medija

Toplinska energija za grijanje HFO u modulu goriva, maseni protok i temperature ostaju nepromijenjeni.

$$\dot{Q}_{\text{ORC,buster}} = \frac{\dot{Q}_{\text{buster}}}{\varepsilon}$$

$\dot{m}_{\text{ORC,buster}} = 1,0429$ kg/s

Ukupni protok radnog medija je:

$$\dot{m}_{\mathrm{ORC,u}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC,ostalo}} + \dot{m}_{\mathrm{ORC,buster}}$$

Ostale potrebe grijanja tijekom plovidbe:

$$\dot{Q}_{\mathrm{ostalo}} = 627,0 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC,ostalo}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ostalo}}}{\varepsilon} = 683,33 \text{ kJ/s}$$

Tablica 5.13 Podaci za stanja R245fa ostale potrebe grijanje - ponovljen proračun

Točka u dijagramu	2	2'	3	4
Tlak, *p* bar	2,2	2,2	2,2	2,2
Temperatura, *T* °C	108,02	74,89	36,125	36,125
Specifična entalpija pare, *h* kJ/kg	502,89	469,29	430,90	247,32
Specifična entropija, *s* kJ/kg.K	1,9649	1,8727	1,7558	1,1622
Para za grijanje (ostalo), $\dot{m}$ kg/s	20,3408	20,3408	21,3837	21,3837
Vlažnost pare *x*			1	0

Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru:

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC,kond}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC,u}} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$\dot{m}_{\mathrm{ORC,u}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC,ostalo}} + \dot{m}_{\mathrm{ORC,buster}}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC,kond}} = 3\,925,485 \text{ kJ/s}$$

Pojni ORC fluid iz kondenzatora najprije se tlači na tlak od 45 bar.

Podatci za radni ORC fluid nakon pumpe, stanje 5:

$$s_4 = s_4 = 1,1622 \text{ kJ/kg K}$$

$$T_5 = 310,86 \text{ K} = 37,71 \text{ °C}$$

$$h_5 = 250,583 \text{ kJ/kg}$$

$$\rho_{\mathrm{ORC5}} = 1318,264 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{\mathrm{pumpe}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{ORC}} \cdot (h_5 - h_4)}{\eta_{\mathrm{m}} \cdot \eta_{\mathrm{Pumpe}}} \tag{5.52}$$

$$P_{\mathrm{pumpe}} = 102,50 \text{ kW}$$

Ponavlja se proračun s novom potrebnom snagom generatora i turbine:

$$P_{\mathrm{G1}} = P_{\mathrm{G}} + P_{\mathrm{pumpe}}$$

$$P_{\mathrm{i}} = \frac{P_{\mathrm{G1}}}{\eta_{\mathrm{m}} \cdot \eta_{\mathrm{GB}} \cdot \eta_{\mathrm{G}}} = 1147,0 \text{ kW} \tag{5.54}$$

$$h_{02} = h_{01} - \eta_{\mathrm{i}}(h_{01} - h_{2\mathrm{s}}) = 504,1387$$

Parametri p_{02} i h_2 ostaju nepromijenjeni.

$$p_{02} = 2,3232 \text{ bar} \qquad h_2 = 502,8887 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{ORCturbine}} = \frac{\dot{W}_{\mathrm{i}}}{h_{01} - h_{02}}$$

$\dot{m}_{\text{ORC,ostalo}} = 20,52$ kg/s

$\dot{m}_{\text{ORC,u}} = \dot{m}_{\text{ORC,ostalo}} + \dot{m}_{\text{ORC,buster}} = 21,5626$ kg/s

Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru:

$\dot{Q}_{\text{ORC,kond}} = \dot{m}_{\text{ORC,u}} \cdot (h_3 - h_4)$

$\dot{Q}_{\text{ORC,kond}} = 3\,958,33$ kJ/s

Konačno:

P_{pumpe} = 103,36 kW

$P_{\text{G1}} = P_{\text{G,uk}}$ = 1 015,36 kW

P_{i} = 1 147,76 kW

5.2.2.2. Zagrijavanje radnog fluida vodom plašta cilindra

Pretpostavka:

$T_{\text{ORC,6}} = 75$ °C

$\dot{Q}_{\text{ORC,plašt}} = \dot{m}_{\text{ORC}} \cdot \overline{c}_{\text{p,ORC}} \cdot \Delta T_{65}$

$\dot{Q}_{\text{ORC,plašt}} = 1107,985$ kJ/s

Tablica 5.14 Podaci za stanja R245fa – grijanje vodom plašta

R245fa - stanje	5	6
Tlak, p bar	45	45
Temperatura, T °C	37,71	75
Specifična entalpija pare, h kJ/kg	250,58	301,97
Gustoća ρ kg/m^3	1 318,3	1 210,6
Protok R245fa $\dot{m}$ kg/s	21,5625	21,5625

Toplinska efikasnost izmjenjivača topline voda/R245fa ovisi samo o hlađenju kroz izolaciju, te uz normalnu izvedbu izolacije iznosi oko 99%.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{ORC,plašt}}}{\dot{Q}_{\text{plašt}}} = 0,99$$

$$\dot{Q}_{\text{plašt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ORC}}}{0,99} = 1119,176 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_{\text{plašt}} = \dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,plašt}} \cdot \Delta T_{\text{plašt}}$$

$$\Delta T_{\text{plašt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{plašt}}}{\dot{m}_{\text{plašt}} \cdot \overline{c}_{\text{p,plašt}}}$$

Podaci za vodu iz plašta cilindra:

Pretpostavka: $T_{\text{plašt,2}} = 59,0$ °C

Nakon iteracija se dobije:

$T_{\text{plašt,2}} = 58,898$ °C = 332,048 K

Tablica 5.15 Podaci za stanja za vodu plašta nakon iteracije

Voda plašta - stanje	1	2
Tlak, p bar	2,5	2,5
Temperatura, T °C	83,535	58,898
Specifična entalpija pare, h kJ/kg	350,01	246,76
Gustoća ρ kg/m^3	969,62	983,82
Protok vode $\dot{m}$ kg/s	10,8395	10,8395

5.2.2.3. Zagrijavanje radnog fluida R245fa toplinom komprimiranog zraka nakon turbopunjača

Radni fluid R245fa nakon grijanja toplom vodom iz plašta cilindra vodi se u izmjenjivač topline u kojem se dodatno zagrijava toplinom komprimiranog zraka iz turbopunjača. Pretpostavka je da je izmjenjivač topline zraka za ispiranje i prednabijanje dvostupanjski. Temperatura freona nakon izmjenjivača ne bi trebala biti iznad 150 °C kako ne bi došlo do isparavanja radnog medija. Pri tome pinch point treba iznositi 15 °C minimum.

Ako fluidi ne mijenjaju fazu, može se napisati:

$$\dot{Q}_{\mathrm{h}} = \dot{m}_{\mathrm{h}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,h}} \cdot \Delta T_{\mathrm{h}} = \dot{m}_{\mathrm{zrak}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,zrak}} \cdot (T_{\mathrm{zrak,1}} - T_{\mathrm{zrak,2}})$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{c}} = \dot{m}_{\mathrm{c}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,c}} \cdot \Delta T_{\mathrm{c}} = \dot{m}_{\mathrm{pv}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,pv}} \cdot (T_{\mathrm{pv,6}} - T_{\mathrm{pv,5}})$$

Toplinska efikasnost izmjenjivača topline zrak/R245fa ovisi samo o hlađenju kroz izolaciju, te uz normalnu izvedbu izolacije iznosi oko 99%.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ORC}}}{\dot{Q}_{\mathrm{zrak}}} = 0,99$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,ORC}} \cdot (T_{\mathrm{ORC,7}} - T_{\mathrm{ORC,6}})$$

$$\dot{m}_{\mathrm{ORC}} = 21,5625 \text{ kg/s}$$

Pretpostavka:

$T_{\mathrm{ORC,7}} = 150$ °C

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,ORC}} \cdot \Delta T_{\mathrm{ORC}}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC}} = 2629,73 \text{ kJ/s}$$

Tablica 5.16 Podaci za stanja R245fa – grijanje zrakom iz turbopunjača

R245fa - stanje	6	7
Tlak, p bar	45	45
Temperatura, T °C	75	150
Specifična entalpija pare, h kJ/kg	301,97	423,93
Gustoća ρ kg/m^3	1 210,6	857,69
Protok R245fa $\dot{m}$ kg/s	21,5625	21,5625

$$\dot{Q}_{\mathrm{zrak}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ORC}}}{0,99} = 2656,29 \text{ kJ/s}$$

$$\Delta T_{\mathrm{zrak}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{zrak}}}{\dot{m}_{\mathrm{zrak}} \cdot \overline{c}_{\mathrm{p,zrak}}}$$

Pretpostavka: $T_{\mathrm{zrak,2}} = 139,0$ °C

Nakon iteracije,

Tablica 5.17 Podaci za stanja zraka u hladnjaku - nakon iteracije

Voda plašta - stanje	1	2
Tlak, p bar	3,79	3,79
Temperatura, T °C	193,0	138,11
Specifična entalpija pare, h kJ/kg	483,55	
Gustoća ρ kg/m^3	2,8178	
Protok zraka $\dot{m}$ kg/s	47,111	47,111

5.2.2.4. Zagrijavanje radnog fluida R245fa u parnom kotlu - utilizatoru

U utilizacijskom kotlu radni fluid R245fa treba zagrijati s 150 °C na 200 °C pri tlaku od 45 bar (pretpostavka je da nema gubitaka na tlaku radnog fluida kroz kotao).

$$\dot{Q}_{\text{ORC,kotao}} = \dot{m}_{\text{ORC}} \cdot (h_{9,\text{ORC}} - h_{7,\text{ORC}}) = 2971{,}10 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,potrebno}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ORC,kotao}}}{0{,}98} = 3031{,}733 \text{ kJ/s}$$

Parametri ispušnih plinova su:

$$p_{\text{isp.pl,1}} = 1{,}03 \text{ bar}$$

$$T_{\text{isp.pl,1}} = 238{,}5 \text{ °C}$$

$$h_{\text{isp.pl,1}} = 599{,}7449 \text{ kJ/kg}$$

Pretpostavka pinch point 15 °C i minimalna temperatura na izlazu iz kotla 145 °C:

$$p_{\text{isp.pl,2}} = 1{,}015 \text{ bar abs}$$

$$T_{\text{isp.pl,2}} = T_{\text{ORC7}} + 15 = 165{,}0 \text{ °C}$$

$$h_{\text{isp.pl,2}} = 521{,}99 \text{ kJ/kg}$$

Temperatura ispušnih plinova na izlazu iz kotla će varirati od 165 °C do najmanje 145 °C jer bi kod temperature ispod 145 °C došlo do stvaranja/kondenzacije sumporne kiseline.

$$\dot{E}_{\text{isp.pl, raspoloživo}} = \dot{m}_{\text{isp.pl}} \cdot c_{\text{p,pl,12}} \cdot (T_{\text{isp.pl,1}} - T_{\text{isp.pl,2}}) = \dot{m}_{\text{isp.pl}} \cdot (h_{\text{isp.pl,1}} - h_{\text{isp.pl,2}})$$

$$\dot{E}_{\text{isp.pl, raspoloživo}} = 3732{,}21 \text{ kJ/s}$$

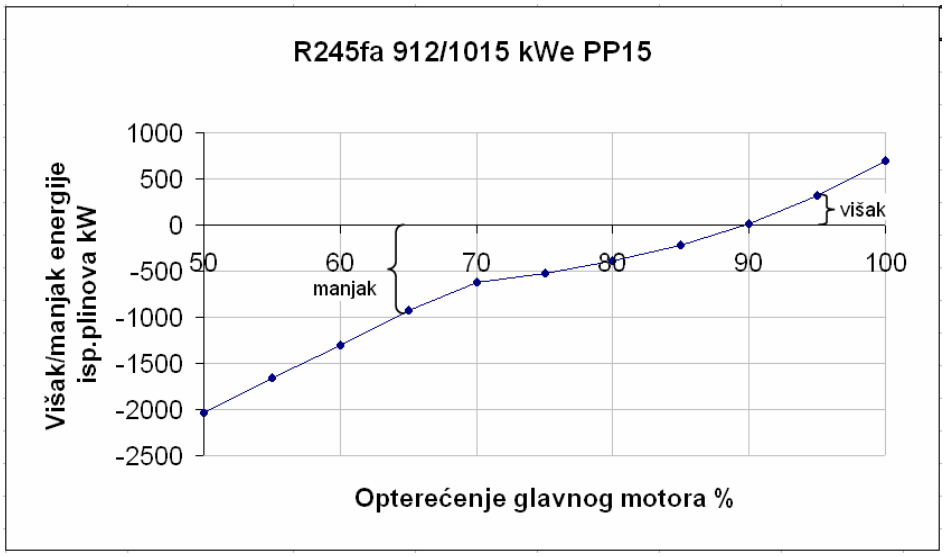
Višak energije u ispušnim plinovima pri 100% opterećenja motora iznosi:

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,višak/manjak}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,raspoloživo}} - \dot{E}_{\text{pl,potrebno}} = 700{,}478 \text{ kJ/s}$$

Manjak energije u ispušnim plinovima pri 80% opterećenja motora iznosi:

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,višak/manjak}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,raspoloživo}} - \dot{E}_{\text{pl,potrebno}} = -386{,}927 \text{ kJ/s}$$

Pod ovakvim uvjetima u ispušnim plinovima ima dovoljno toplinske energije u rasponu od 90 do 100% opterećenja motora. Ispod 90% potrebno je izgoriti dodatno gorivo kako bi energija ispušnih plinova bila dostatna za proizvodnju potrebne električne i toplinske energije.



Slika 5.39 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 912/1015 kWe sa R245fa radnim fluidom

5.2.2.5. Određivanje dodatne količine goriva

Potrebno dodatno izgoriti goriva da bi se proizvelo 912 kW/1015 kW električne energije

$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,manjak}}$$

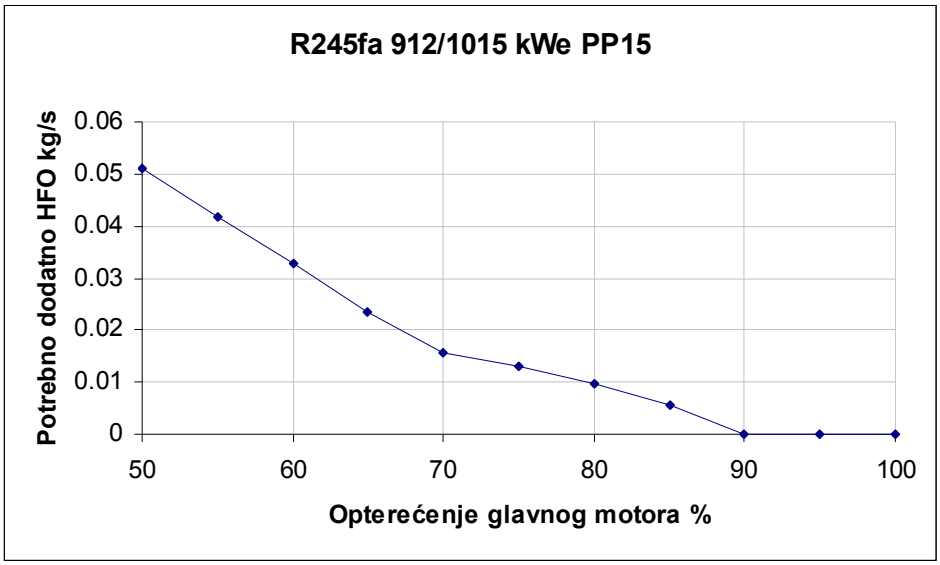
$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,manjak}} = \dot{m}_{\text{goriva}} \cdot H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{izg}}$$

$$\dot{m}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,manjak}} /(H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{izg}})$$

Potrebno izgoriti dodatnog goriva pri 80% opterećenja glavnog motora:

$\dot{m}_{\text{goriva}} = 0,00972$ kg/s

$\dot{m}_{\text{goriva}} = 34,9915$ kg/h potrebno izgoriti pri 80% opterećenja motora



Slika 5.40 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu

5.2.2.6. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnoga dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT

$$P_{\mathrm{G,t}} = 1140 \text{ kVA}$$

$$P_{\mathrm{G}} = P_{\mathrm{G,t}} \cdot \cos\varphi = 912 \text{ kW}$$

$$P_{\mathrm{DM}} = \frac{P_{\mathrm{G}}}{\eta_{\mathrm{m}} \cdot \eta_{\mathrm{G}}}$$

$$P_{\mathrm{DM}} = 960 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{D2}} = P_{\mathrm{DM}} \cdot b_{\mathrm{e}} = 192,77 \text{ kg/h}$$

Prema uputama proizvođača u pogonu se dozvoljava 5% veća potrošnja goriva pa je:

$$\dot{m}_{\mathrm{D2,pogon}} = \dot{m}_{\mathrm{D2}} \cdot 1,05$$

$$\dot{E}_{\mathrm{D2}} = \dot{m}_{\mathrm{D2}} \cdot H_{\mathrm{d,D2}}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{HFO}} = \dot{E}_{\mathrm{HFO}} / H_{\mathrm{d,HFO}}$$

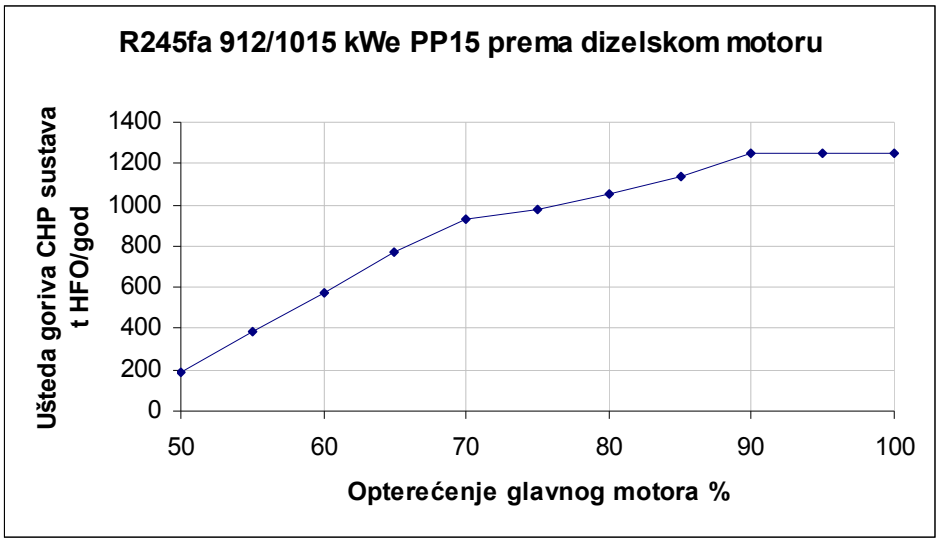
Ušteda goriva za 100% opterećenja glavnog motora je:

$$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,pogonDM}} - \dot{m}_{\mathrm{dodatno\ u\ kotlu}}$$

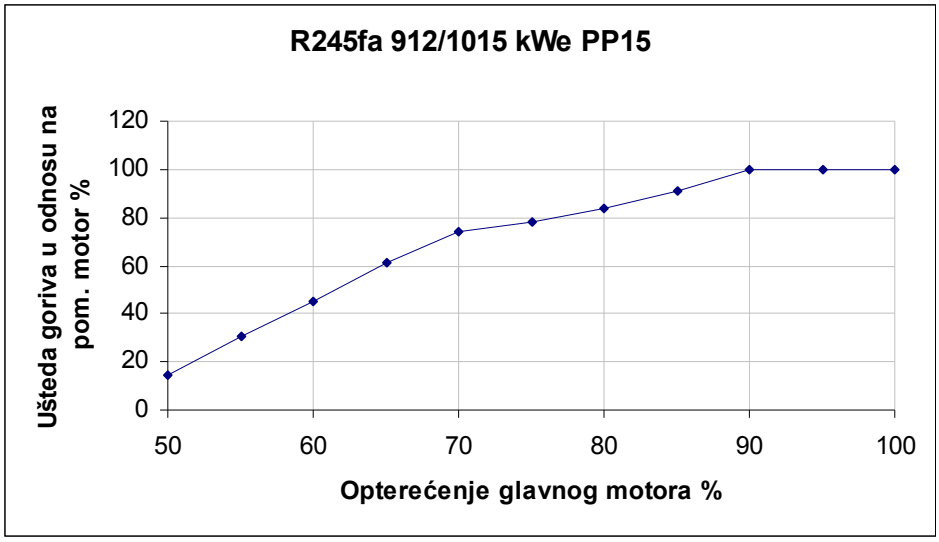
$$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO,dan}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO}} \cdot 24$$

$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO,god}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,h}} \cdot t_{\mathrm{RSgod}} / 1000 = 1\,253,77$ t/godinu što je 100% uštede u odnosu na pomoćni dizelski motor.

Uštede na gorivu se postižu u cijelom promatranom području rada glavnog motora, od 50 do 100% opterećenja.



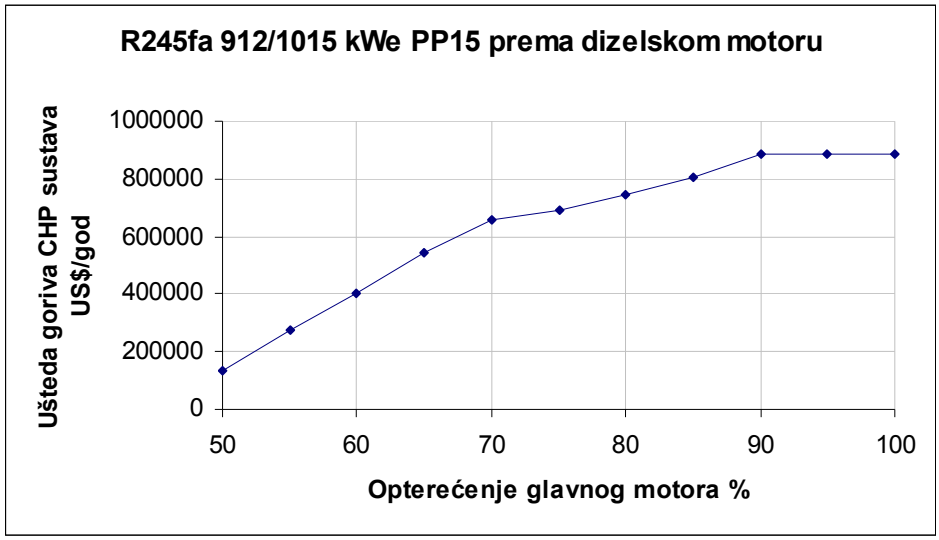
Slika 5.41 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u t/god (radni fluid R245fa)



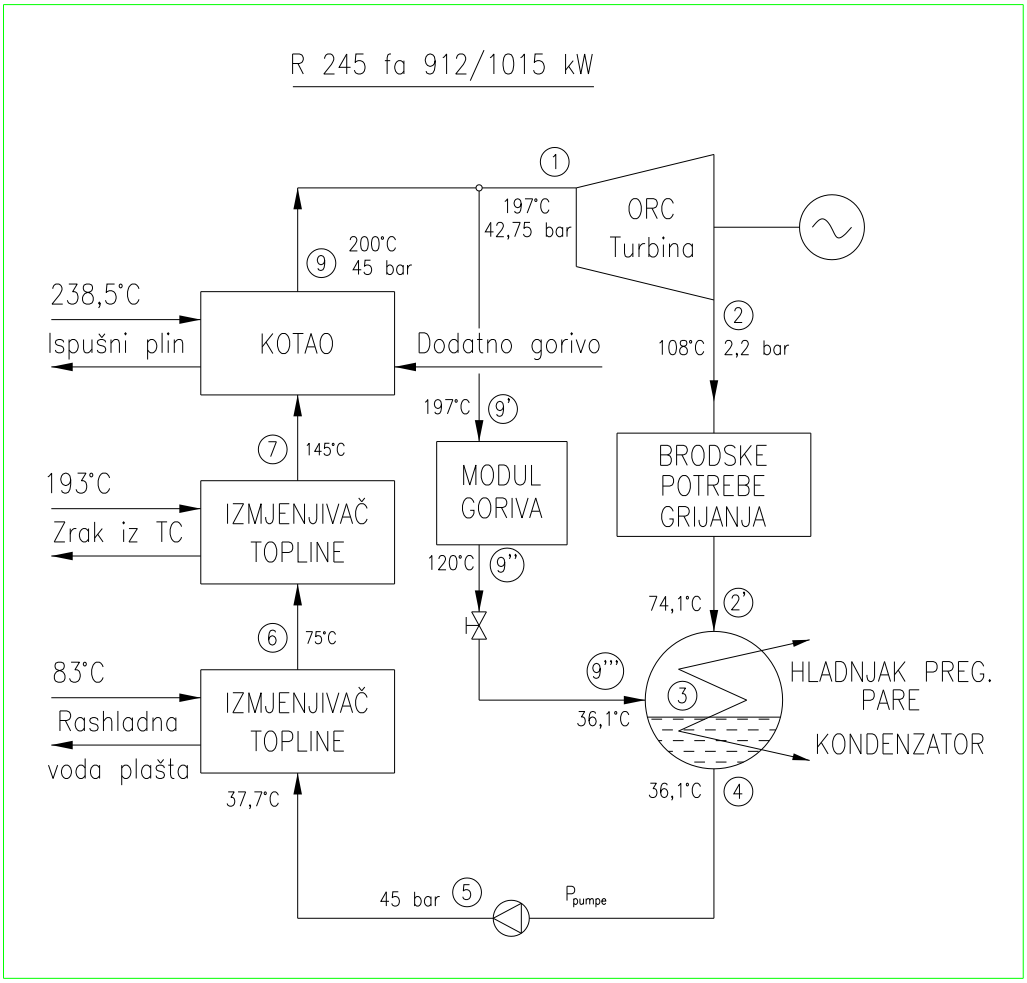
Slika 5.42 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u odnosu na dizelski generator (radni fluid R245fa)

Uslijed taloženja vode i nečistoća, te separiranja teškog goriva gubici na sludge-u iznose 1%, tako da treba nabaviti 1% više HFO. Cijena HFO 380 cSt varira i iznosi siječanj 2012. [62] od 660 do 765 US$/toni, pa je otprilike prosječna cijena 700 US$/toni.

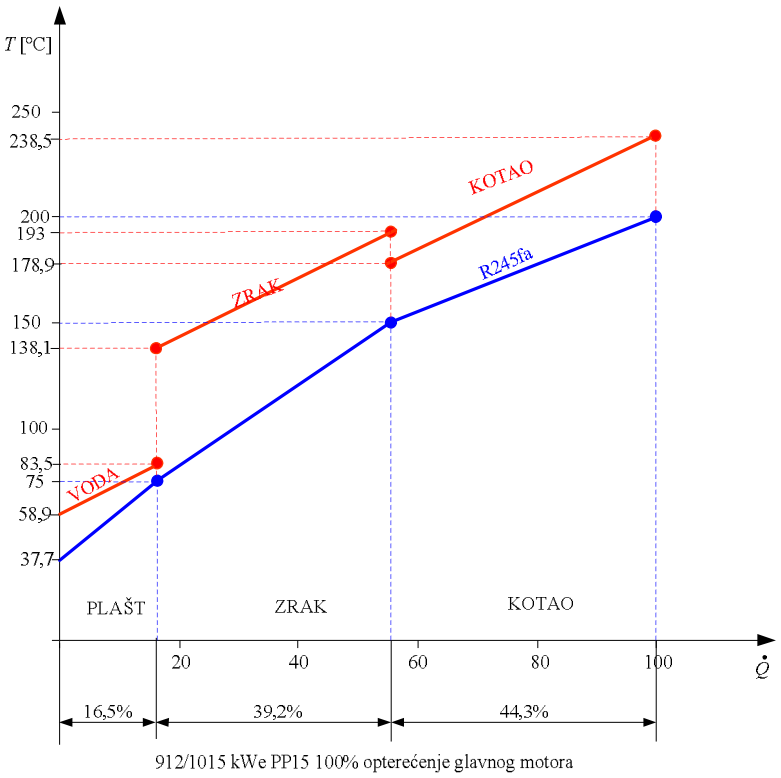
Ušteda US$/god $= \Delta \dot{m}_{\mathrm{HFO,god}} \cdot \mathrm{C}_{\mathrm{HFO}} / 0{,}99 = 886\,506{,}537$ US$/god 100% opterećenja glavnog motora



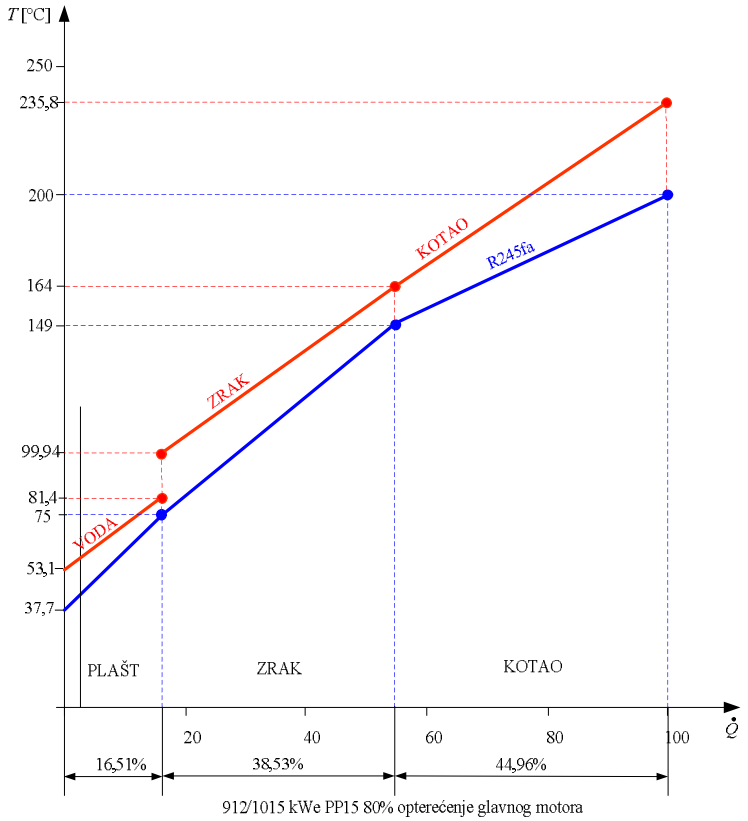
Slika 5.43 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u US$/god (radni fluid R245fa)



Slika 5.44 Shema CHP postrojenja s R245fa fluidom za 912/1015 kWe PP15



Slika 5.45 Prijenos otpadne topline u ORC snage 912/1015 kWe i PP15 pri 100% opterećenja



Slika 5.46 Prijenos otpadne topline u ORC snage 912/1015 kWe i PP15 pri 80% opterećenja

Komentar: Gornji proračun s R245fa fluidom treba uzeti s određenom rezervom.

1.) Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2.) U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3.) Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
4.) Jedan od rubnih uvjeta je da temperatura ispušnih plinova ne smije pasti ispod 145 °C jer bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline. Primjenom goriva niskog sadržaja sumpora ovaj uvjet se može dokinuti ili barem smanjiti, što bi povećalo efikasnost CHP ciklusa u području manjih opterećenja.
5.) U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti i povoljniji.
6.) Unutrašnja efikasnost turbine uzeta je 85% prema [69], [70], [71], [72].
7.) Pri pretpostavljenoj unutrašnjoj efikasnosti pumpe 80%, zbog znatno većeg masenog protoka freona R245fa u odnosu na vodu/vodenu paru, potrebna snaga pumpe je 103,36 kW, pa je ukupno potrebna električna snaga 1 015,36 kW.
8.) Obzirom da temperatura freona na koncu ekspanzije u turbini iznosi cca 108 °C, nije moguće radnim fluidom nakon ekspanzije u turbini grijati teško gorivo u modulu goriva sa 110 na 145 °C. Zbog toga se u ovom radu dio radnog medija oduzeo prije odlaska u parnu turbinu i odveo u izmjenjivače topline modula goriva.
9.) Pretpostavljeno je da je radni fluid R245fa stabilan pri temperaturi od 200 °C i tlaku od 45 bar.
10.) Uštede na gorivu postižu se u cijelom promatranom području rada glavnog motora, a pri opterećenju od 80% *SMCR* iznose 1 051 t_{HFO}/god, što iznosi 83,8% goriva potrošenog u pomoćnom dizelskom generatoru, i što donosi uštedu od 743 100 US$/god pri cijeni HFO od 700 US$/t.

5.2.2.7. Provjera pinch pointa 15 °C

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC}} = \sum_{i=1}^{10} \dot{Q}_{i,\mathrm{ORC}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC}} \cdot \sum_{i=1}^{10} \overline{T}_{i,\mathrm{ORC}} \cdot \Delta s \tag{5.55}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC}} \cdot (h_9 - h_7) \tag{5.55a}$$

$$\Delta h_{\mathrm{i,ORC}} = (h_9 - h_7)/10 \tag{5.56}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{isp.pl,potrebno}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ORC,kotao}}}{0,98}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{pl,\ raspoloživo}} = \dot{m}_{\mathrm{pl}} \cdot c_{\mathrm{p,pl,12}} \cdot (T_{\mathrm{pl,1}} - T_{\mathrm{pl,2}}) = \dot{m}_{\mathrm{pl}} \cdot (h_{\mathrm{pl,1}} - h_{\mathrm{pl,2}})$$

Višak energije u ispušnim plinovima pri 100% opterećenja motora iznosi:

$$\dot{E}_{\mathrm{pl,višak/manjak}} = \dot{E}_{\mathrm{pl,raspoloživo}} - \dot{E}_{\mathrm{pl,potrebno}}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{pl,višak/manjak}} = \dot{E}_{\mathrm{pl,raspoloživo}} - \dot{E}_{\mathrm{pl,potrebno}} = -386,927 \text{ kJ/s za 80\%}$$

Tablica 5.18 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja glavnog motora

$\dot{Q}_{i,\mathrm{ORC}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{ORC}}$ kJ/kg	423,93	437,70	451,48	465,26	479,04	492,82	506,60	520,38	534,16	547,94	561,72
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ K	423,15	429,20	434,00	437,35	439,92	442,65	446,37	451,43	457,75	465,07	473,15
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ °C	150,0	156,05	160,85	164,20	166,77	169,50	173,22	178,28	184,60	191,92	200,0
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	536,58	542,90	549,22	555,53	561,85	568,16	574,48	580,80	587,11	593,43	599,74
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	452,03	458,02	464,01	469,99	475,97	481,93	487,89	493,84	499,79	505,72	511,65
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	178,88	184,87	190,86	196,84	202,82	208,78	214,74	220,69	226,64	232,57	238,50
$\Delta T_{\mathrm{pl/ORC}}$ °C	28,88	28,82	30,01	32,64	36,05	39,28	41,52	42,41	42,03	40,65	38,50

Ukupna energija plinova nakon izgaranja HFO kada je to potrebno:

$$\dot{E}_{\mathrm{pl,nakon\ izg.\ HFO}} = \dot{E}_{\mathrm{is.pl,raspoloživo}} + \dot{E}_{\mathrm{HFO\ izgoreno}} = \dot{E}_{\mathrm{is.pl,raspoloživo}} + \dot{E}_{\mathrm{manjak}}$$

$\dot{E}_{\mathrm{pl,nakon\ izg.\ HFO}} = 3077,658$ kJ/s pri 80 % opterećenja glavnog motora

$\dot{m}_{\mathrm{plinova}} = \dot{m}_{\mathrm{isp.pl}} + \dot{m}_{\mathrm{HFO}} = 40,5653$ kg/s za 80 % opterećenja motora

$$\dot{E}_{\mathrm{HFO}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO}} \cdot H_{\mathrm{d}} \cdot \eta_{\mathrm{izg}} = \Delta\dot{E}_{\mathrm{pl}} = \dot{m}_{\mathrm{plinova}} \cdot \Delta h_{\mathrm{pl(HFO)}}$$

$\Delta h_{\mathrm{pl(HFO)}} = (\dot{m}_{\mathrm{HFO}} \cdot H_{\mathrm{d}} \cdot \eta_{\mathrm{izg}}) / \dot{m}_{\mathrm{plin}} = 9,538$ kJ/kg za 80%

Entalpija i temperatura ispušnih plinova nakon izgaranja dodatnog goriva:

$h_{\mathrm{pl,1}} = h_{\mathrm{isp.pl,1}} + \Delta h_{\mathrm{pl,HFO}} = 599,745$ kJ/kg za 100% opterećenja glavnog motora

Parametri ispušnih plinova prije izgaranja dodatnog goriva za 80% opterećenja glavnog motora su:

$p_{\mathrm{isp.pl,1}} = 1,03$ bar $\qquad T_{\mathrm{isp.pl,1}} = 226,8$ °C $\qquad h_{\mathrm{isp.pl,1}} = 587,287$ kJ/kg

Parametri ispušnih plinova nakon izgaranja dodatnog goriva za 80% opterećenja glavnog motora su:

$p_{\mathrm{pl,1}} = 1,03$ bar $\qquad T_{\mathrm{pl,1}} = 235,76$ °C $\qquad h_{\mathrm{pl,1}} = 596,83$ kJ/kg

Energija ispušnih plinova koju je potrebno prenijeti radnom ORC fluidu pri 80% opterećenja glavnog motora je:

$$\dot{E}_{\mathrm{pl,potrebno}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ORC,kotao}}}{0,98} = 3077,658 \text{ kJ/s}$$

Također,

$$\dot{E}_{\mathrm{pl,potrebno}} = \dot{m}_{\mathrm{pl}} \cdot (h_{\mathrm{1,pl}} - h_{\mathrm{2,pl\#}}) \tag{5.57}$$

$$h_{\mathrm{2,pl\#}} = h_{\mathrm{1,pl}} - (\dot{E}_{\mathrm{pl,potrebno}} / \dot{m}_{\mathrm{pl}}) \tag{5.58}$$

$h_{\mathrm{2,pl\#}} = 536,58$ kJ/kg

Podijeliti ćemo prijenos topline od plinova na radni fluid u 10 segmenata pa je:

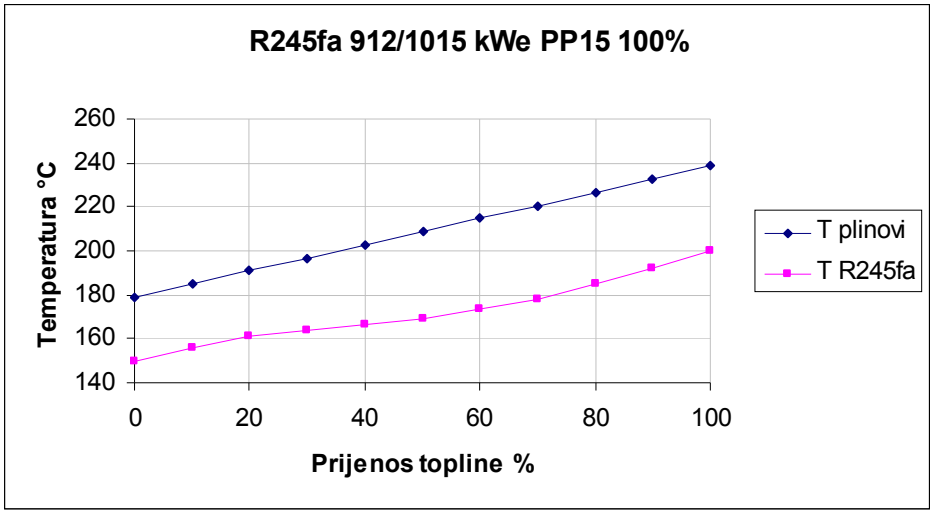
$$\Delta h_{\mathrm{pl}} = (h_{1,\mathrm{pl}} - h_{2,\mathrm{pl\#}})/10 = 6,316 \text{ kJ/kg} \tag{5.59}$$

$$h_{\mathrm{pl},2} = h_{\mathrm{pl},1} - \Delta h_{\mathrm{pl}} = 593,43 \text{ kJ/kg}$$

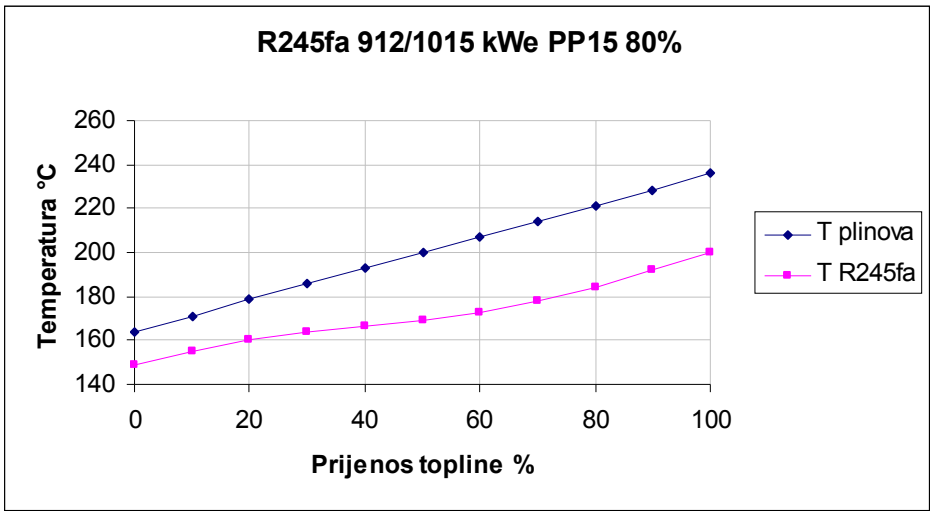
$$h_{\mathrm{pl},3} = h_{\mathrm{pl},2} - \Delta h_{\mathrm{pl}} = 587,11 \text{ kJ/kg}$$

Tablica 5.19 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja glavnog motora

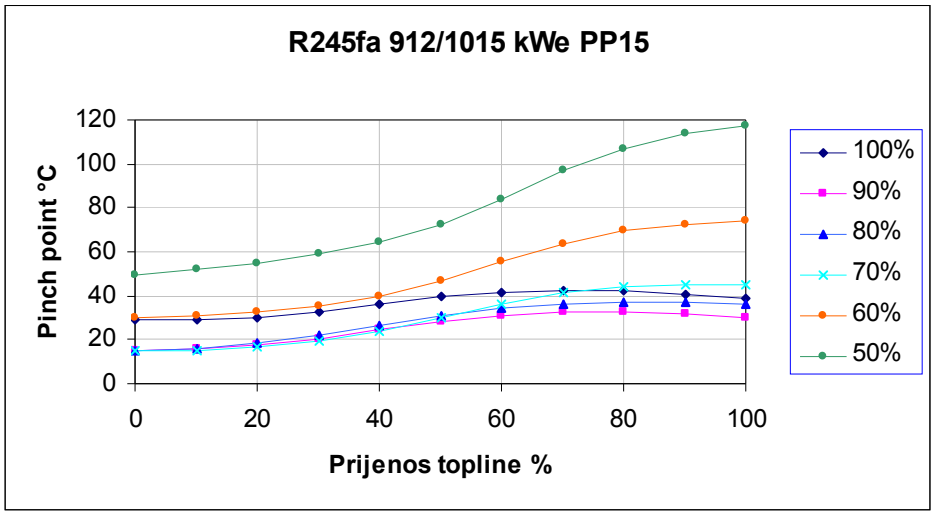
$\Delta h_{i,\mathrm{pl}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	520,96	528,54	536,13	543,72	551,30	558,48	566,48	574,06	581,65	589,24	596,83
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	437,17	444,39	451,60	458,80	465,99	473,17	480,34	487,50	494,65	501,78	508,91
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	164,02	171,24	178,45	185,65	192,84	200,02	207,19	214,35	221,50	228,63	235,76



Slika 5.47 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora



Slika 5.48 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora



Slika 5.49 Pinch point u kotlu s R245fa pri opterećenjima glavnog motora od 50 do 100%

5.2.2.8. Proračun viška/manjka energije i dodatnog goriva - pinch point 10 °C

Zagrijavanje radnog fluida R245fa u parnom kotlu – utilizatoru

U utilizacijskom kotlu radni fluid R245fa treba zagrijati s 150 °C na 200 °C pri tlaku od 45 bar (pretpostavka je da nema gubitaka na tlaku radnog fluida kroz kotao).

$$\dot{Q}_{\text{ORC,kotao}} = \dot{m}_{\text{ORC}} \cdot (h_{9,\text{ORC}} - h_{7,\text{ORC}}) = 2971{,}10 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,potrebno}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ORC,kotao}}}{0{,}98} = 3031{,}733 \text{ kJ/s}$$

Parametri ispušnih plinova su:

$p_{\text{isp.pl,1}} = 1{,}03$ bar abs $\quad T_{\text{isp.pl,1}} = 238{,}5$ °C $\quad h_{\text{isp.pl,1}} = 599{,}7449$ kJ/kg

Pretpostavka pinch point 10 °C i minimalna temperatura na izlazu iz kotla 145 °C:

$p_{\text{isp.pl,2}} = 1{,}015$ bar $\quad T_{\text{isp.pl,2}} = T_{\text{ORC7}} + 10 = 160{,}0$ °C $\quad h_{\text{isp.pl,2}} = 516{,}74$ kJ/kg

Temperatura ispušnih plinova na izlazu iz kotla će varirati od 160 °C do najmanje 145 °C jer bi kod temperature ispod 145 °C došlo do stvaranja/kondenzacije sumporne kiseline.

$$\dot{E}_{\text{isp.pl, raspoloživo}} = \dot{m}_{\text{isp.pl}} \cdot c_{\text{p,pl,12}} \cdot (T_{\text{isp.pl,1}} - T_{\text{isp.pl,2}}) = \dot{m}_{\text{isp.pl}} \cdot (h_{\text{isp.pl,1}} - h_{\text{isp.pl,2}})$$

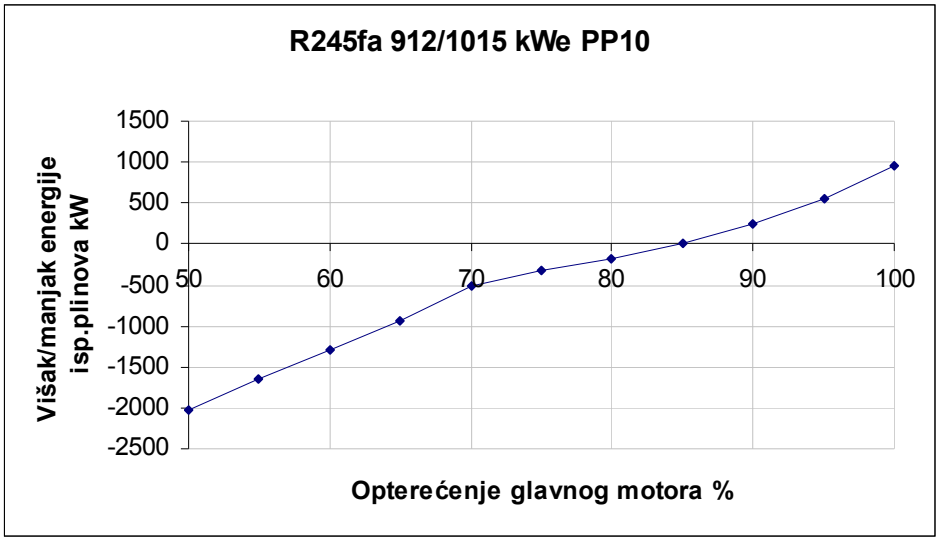
$$\dot{E}_{\text{isp.pl, raspoloživo}} = 3984{,}14 \text{ kJ/s}$$

Višak energije u ispušnim plinovima pri 100% opterećenja motora iznosi:

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,višak/manjak}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,raspoloživo}} - \dot{E}_{\text{pl,potrebno}} = 952{,}40 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{\text{isp.pl,višak/manjak}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,raspoloživo}} - \dot{E}_{\text{pl,potrebno}} = -174{,}114 \text{ kJ/s} \text{ za } 80\%$$

Pod ovakvim uvjetima u ispušnim plinovima ima dovoljno toplinske energije u rasponu od 85 do 100% opterećenja motora. Ispod 85 % potrebno je izgoriti dodatno gorivo kako bi energija ispušnih plinova bila dostatna za proizvodnju potrebne električne i toplinske energije.



Slika 5.50 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 912/1015 kWe sa R245fa radnim fluidom i PP10

5.2.2.9. Određivanje dodatne količine goriva za PP10

Potrebno izgoriti dodatno goriva da bi se proizvelo 912 kW/1015 kW električne energije

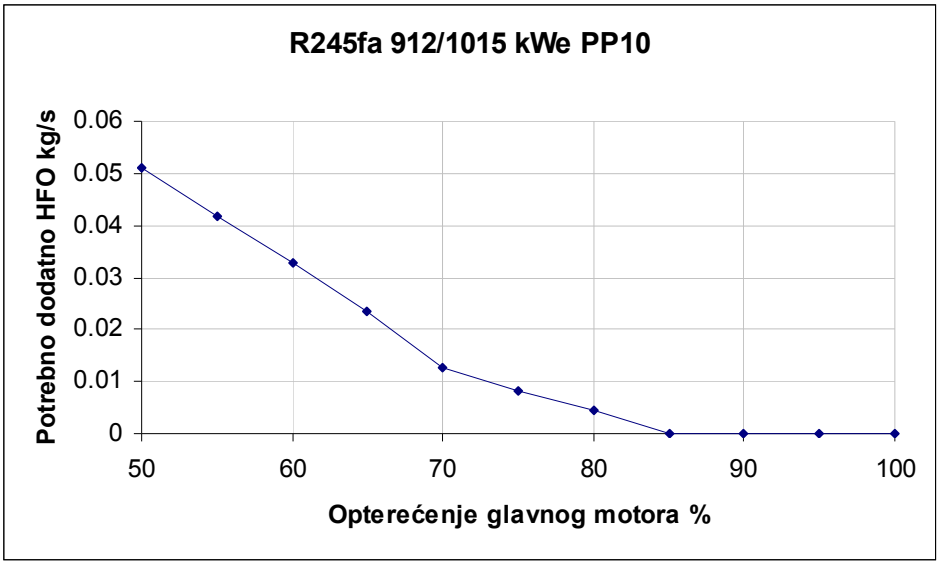
$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,manjak}}$$

$$\dot{E}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,manjak}} = \dot{m}_{\text{goriva}} \cdot H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{izg}}$$

$$\dot{m}_{\text{goriva}} = \dot{E}_{\text{isp.pl,manjak}} /(H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{izg}})$$

$\dot{m}_{\text{goriva}} = 0,00437$ kg/s pri 80% opterećenja glavnog motora

$\dot{m}_{\text{goriva}} = 15,75$ kg/h potrebno izgoriti pri 80% opterećenja motora



Slika 5.51 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R245fa 912/1015 kWe PP10

5.2.2.10. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnoga dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT

$P_{\mathrm{G,t}} = 1140 \text{ kVA}$

$P_{\mathrm{G}} = P_{\mathrm{G,t}} \cdot \cos\varphi = 912 \text{ kW}$

$$P_{\mathrm{DM}} = \frac{P_{\mathrm{G}}}{\eta_{\mathrm{m}} \cdot \eta_{\mathrm{G}}} = 960 \text{ kW}$$

$\dot{m}_{\mathrm{D2}} = P_{\mathrm{DM}} \cdot b_{\mathrm{e}} = 192,77 \text{ kg/h}$

Prema uputama proizvođača u pogonu se dozvoljava 5% veća potrošnja goriva pa je:

$\dot{m}_{\mathrm{D2,pogon}} = \dot{m}_{\mathrm{D2}} \cdot 1,05$

$\dot{E}_{\mathrm{D2}} = \dot{m}_{\mathrm{D2}} \cdot H_{\mathrm{d,D2}}$

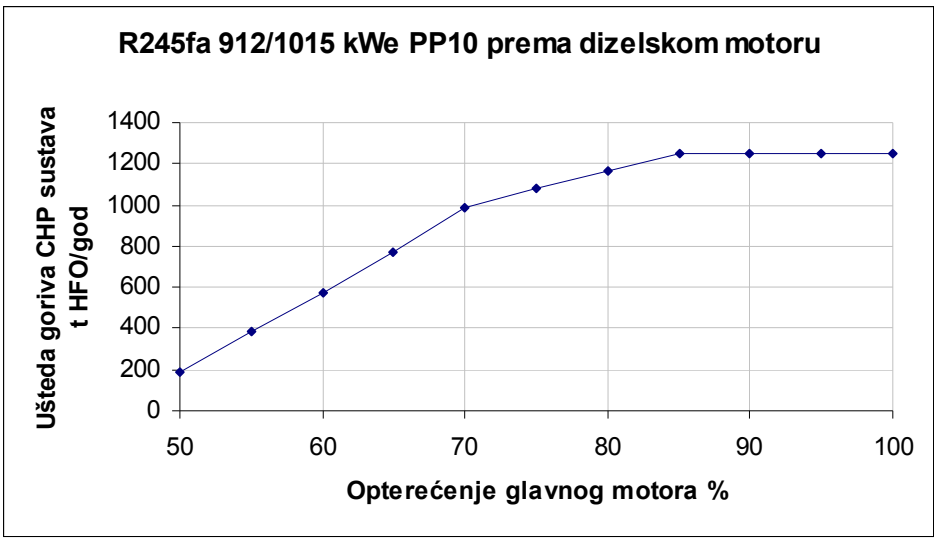
$\dot{m}_{\mathrm{HFO}} = \dot{E}_{\mathrm{HFO}} / H_{\mathrm{d,HFO}}$

Ušteda goriva za 100% opterećenja glavnog motora je:

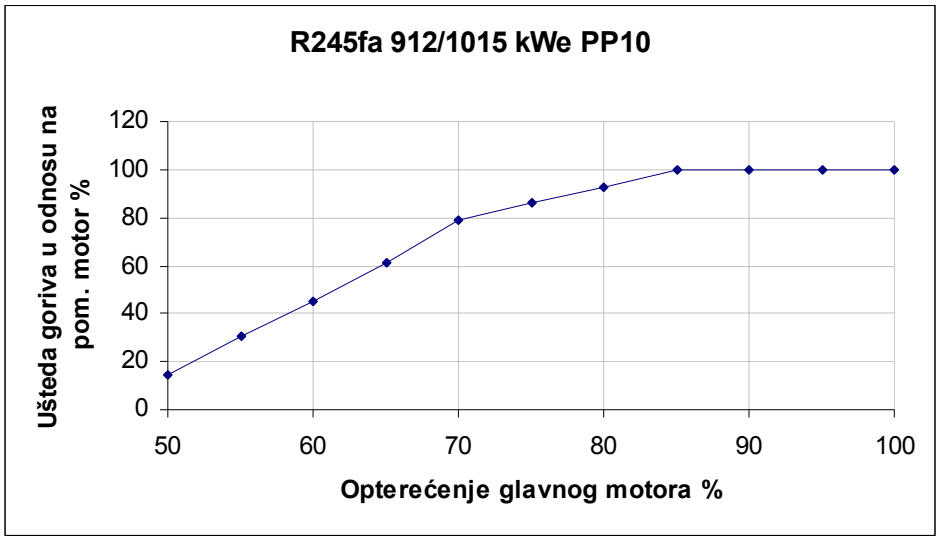
$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,pogonDM}} - \dot{m}_{\text{dodatno u kotlu}} = 216,3096 - 0 = 216,3096 \text{ kg/h}$

$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO,dan}} = 5191,43 \text{ kg/dan}$

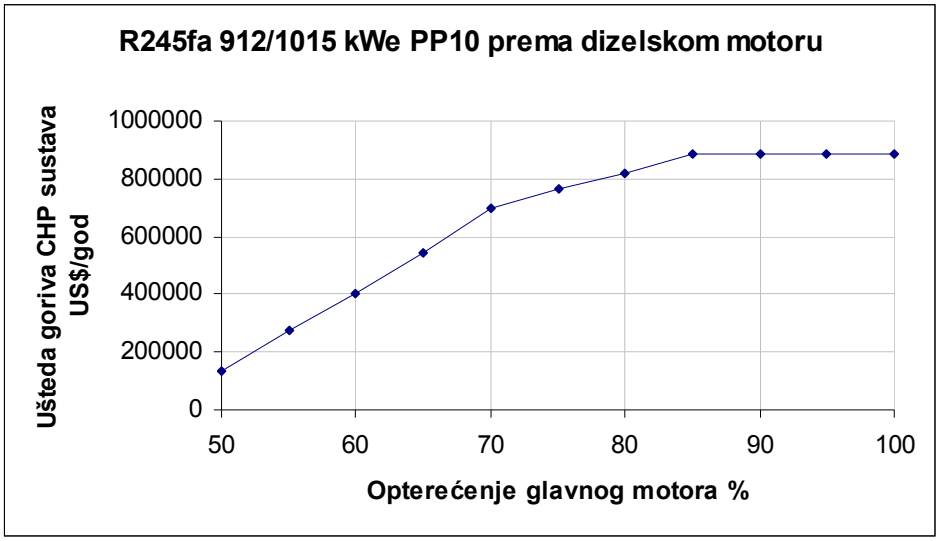
$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO,god}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,h}} \cdot t_{\mathrm{RSgod}} / 1000 = 1\,253,77$ t/godinu što je ujedno 100% uštede u odnosu na pomoćni dizelski motor.



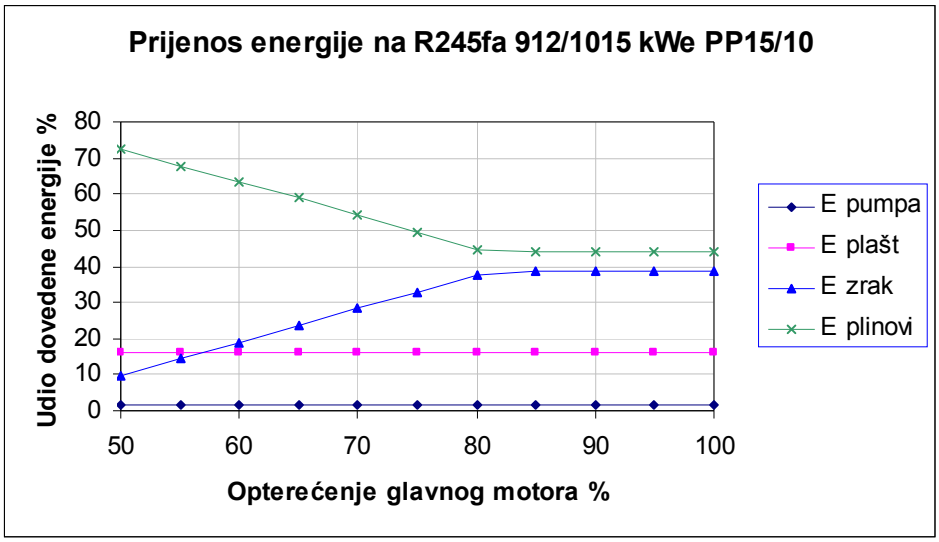
Slika 5.52 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u t HFO/god (radni fluid R245fa)



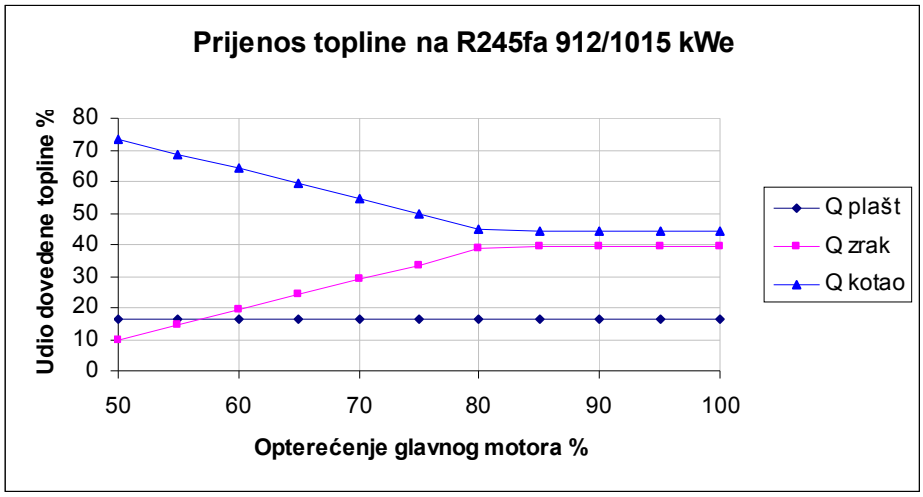
Slika 5.53 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u odnosu na dizelski generator za R245fa i PP10



Slika 5.54 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u US$/god - radni fluid R245fa i PP10



Slika 5.55 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R245fa snage 912/1015 kWe



Slika 5.56 Udijeli toplinske energije predane CHP sustavu na R245fa snage 912/1015 kWe

Komentar: Gornji proračun treba uzeti s određenom rezervom.

1. Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2. U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3. Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
4. Jedan od rubnih uvjeta je da temperatura ispušnih plinova ne smije pasti ispod 145 °C jer bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline. Primjenom goriva niskog sadržaja sumpora ovaj uvjet se može dokinuti ili barem smanjiti, što bi povećalo efikasnost CHP ciklusa u području manjih opterećenja.
5. U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti i povoljniji.
6. Unutrašnja efikasnost turbine uzeta je 85% prema [69], [70], [71], [72].
7. Obzirom da je temperatura freona na koncu ekspanzije u turbini cca 108 °C, nije moguće ovim fluidom grijati teško gorivo u modulu goriva na temperaturu sa 110 na 145 °C. Zbog toga je potrebno grijati gorivo na neki drugi način. U ovom radu dio radnog medija je oduzet prije odlaska u parnu turbinu i odveden u izmjenjivače topline modula goriva.
8. Pri pretpostavljenoj unutrašnjoj efikasnosti pumpe 80%, zbog znatno većeg masenog protoka freona R245fa u odnosu na vodu/vodenu paru, potrebna snaga pumpe je 103,36 kW, pa je ukupno potrebna električna snaga 1 015,36 kW.
9. Pretpostavljeno je da je radni fluid R245fa stabilan pri 200 °C i tlaku od 45 bar.
10. Temperatura zraka na izlazu iz zagrijača radnog medija je kod 50% opterećenja glavnog motora 86,7 °C, pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = T_{\text{zrak2}} - T_{\text{ORC6}} = 86,7 - 75 = 11,7$ °C. To je manje od 15 °C ali više od 10 °C (pinch point). Kako je već kod 65% opterećenja glavnog motora t_{zrak2} = 89,5 °C pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = T_{\text{zrak2}} - T_{\text{ORC6}} = 89,5 - 75 = 14,5$ °C. Odatle slijedi da nije potrebno koristiti izmjenjivač topline koji koristi vodu plašta cilindra, jer se ista toplina može dobiti iz zraka za prednabijanje motora.

11. Jedan od rubnih uvjeta je da temperatura ispušnih plinova ne smije pasti ispod 145 °C jer bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline. Primjenom goriva niskog sadržaja sumpora ovaj uvjet se može dokinuti ili barem smanjiti, što bi povećalo efikasnost CHP ciklusa u području manjih opterećenja.
12. Proračuni pokazuju da su uštede na gorivu pri 912/1 015 kWe primjenom CHP s R245fa radnim medijem velike i da se postižu u svim režimima rada glavnog motora od 50 do 100% opterećenja u odnosu na *SMCR*. Kod pinch pointa 15 °C ušteda iznosi 1 051 t_{HFO}/god ili 743 100 US$/god što je 83,8% potrošnje pomoćnog dizelskog agregata, dok pri PP10 ušteda iznosi 1 162,5 t_{HFO}/god ili 821 975 US$/god što je ušteda u iznosu od 92,7% u odnosu na pomoćni dizelski agregat. Ovi podaci odnose se na 80% *SMCR* opterećenja glavnog motora, što je odabrano pogonsko opterećenje motora.

5.2.2.11. Provjera pinch pointa 10 °C

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC}} = \sum_{i=1}^{10} \dot{Q}_{i,\mathrm{ORC}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC}} \cdot \sum_{i=1}^{10} \overline{T}_{i,\mathrm{ORC}} \cdot \Delta s$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ORC}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC}} \cdot (h_9 - h_7)$$

$$\Delta h_{\mathrm{i}} = (h_9 - h_7)/10$$

$$\dot{E}_{\mathrm{isp.pl,potrebno}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ORC,kotao}}}{0,98} = 3\ 031,734 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{\mathrm{isp.pl,\ raspoloživo}} = \dot{m}_{\mathrm{isp.pl}} \cdot c_{\mathrm{p,pl,12}} \cdot (T_{\mathrm{isp.pl,1}} - T_{\mathrm{isp.pl,2}}) = \dot{m}_{\mathrm{isp.pl}} \cdot (h_{\mathrm{isp.pl,1}} - h_{\mathrm{isp.pl,2}})$$

$$\dot{E}_{\mathrm{isp.pl,\ raspoloživo}} = 3\ 984,136 \text{ kJ/s}$$

Višak energije u ispušnim plinovima pri 100% opterećenja motora iznosi:

$$\dot{E}_{\mathrm{isp.pl,višak/manjak}} = \dot{E}_{\mathrm{isp.pl,raspoloživo}} - \dot{E}_{\mathrm{pl,potrebno}} = 952,40 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{HFO}} = \frac{\dot{E}_{\mathrm{manjak}}}{H_{\mathrm{d}} \cdot \eta_{\mathrm{izg}}} = 0,00437 \text{ kg/s za 80 \% opterećenja glavnog motora}$$

Tablica 5.20 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja glavnog motora

$\dot{Q}_{i,\mathrm{ORC}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{ORC}}$ kJ/kg	423,93	437,70	451,48	465,26	479,04	492,82	506,60	520,38	534,16	547,94	561,72
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ K	423,15	429,20	434,00	439,35	439,92	442,65	446,37	451,43	457,75	465,07	473,15
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ °C	150,0	156,05	160,85	164,20	166,77	169,50	173,22	178,28	184,60	191,92	200,0
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	536,58	542,90	549,21	555,53	561,85	568,16	574,48	580,80	587,11	593,43	599,75
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	452,03	458,02	464,01	469,99	475,97	481,93	487,48	493,84	499,79	505,72	511,65
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	178,88	184,87	190,86	196,84	202,82	208,78	214,74	220,69	226,64	232,57	238,5
$\Delta T_{1,\mathrm{pl/ORC}}$ °C	28,88	28,82	30,01	32,64	36,05	39,28	41652	42,41	42,03	40,65	38,50

Ukupna energija plinova nakon izgaranja HFO (kada je to potrebno):

$\dot{E}_{\text{pl,nakon izg. HFO}} = \dot{E}_{\text{is.pl,raspoloživo}} + \dot{E}_{\text{HFO izgoreno}} = \dot{E}_{\text{is.pl,raspoloživo}} + \dot{E}_{\text{manjak}}$

$\dot{E}_{\text{pl,nakon izg. HFO}} = 3\,737,21$ kJ/s pri 70 % opterećenja glavnog motora

$\dot{m}_{\text{plinova}} = \dot{m}_{\text{isp.pl}} + \dot{m}_{\text{HFO}} = 36,5406$ kg/s za 70% opterećenja glavnog motora

Entalpija i temperatura ispušnih plinova nakon izgaranja dodatnog goriva

$$\dot{E}_{\text{HFO}} = \dot{m}_{\text{HFO}} \cdot H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{izg}} = \Delta\dot{E}_{\text{pl}} = \dot{m}_{\text{plinova}} \cdot \Delta h_{\text{pl(HFO)}} \qquad (5.50)$$

$\Delta h_{\text{pl(HFO)}} = (\dot{m}_{\text{HFO}} \cdot H_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{izg}}) / \dot{m}_{\text{plin}} = 13,9189$ kJ/kg za 70% opt. motora

Parametri ispušnih plinova prije izgaranja dodatnog goriva za 70% opterećenja glavnog motora su:

$p_{\text{isp.pl,1}} = 1,03$ bar $T_{\text{isp.pl,1}} = 228,8$ °C $h_{\text{isp.pl,1}} = 589,41$ kJ/kg

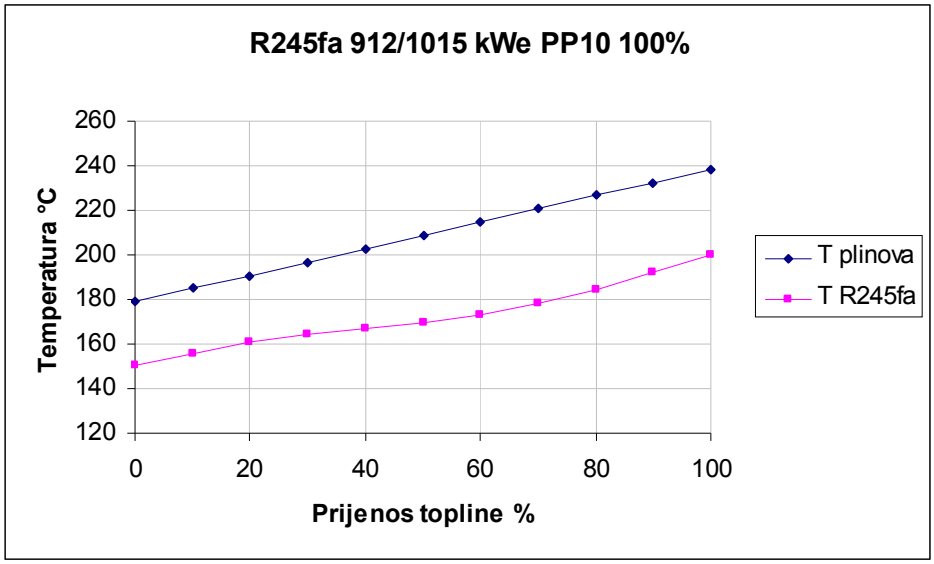
Parametri ispušnih plinova nakon izgaranja dodatnog goriva za 70% opterećenja glavnog motora su:

$p_{\text{pl,1}} = 1,03$ bar $T_{\text{pl,1}} = 241,865$ °C $h_{\text{pl,1}} = 603,33$ kJ/kg

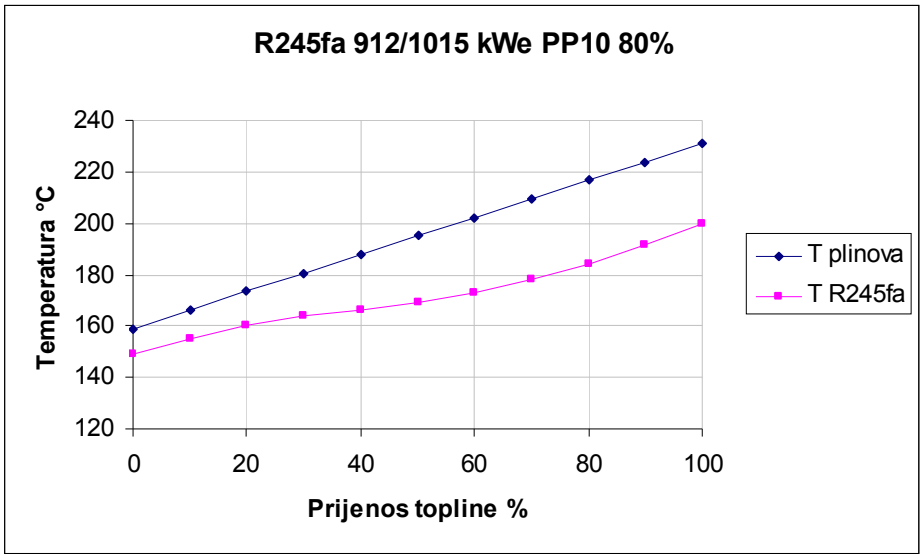
Energija ispušnih plinova koju je potrebno prenijeti radnom ORC fluidu pri 70% opterećenja glavnog motora je:

Tablica 5.21 Potrebni parametri ispušnih plinova za 70% opterećenja glavnog motora

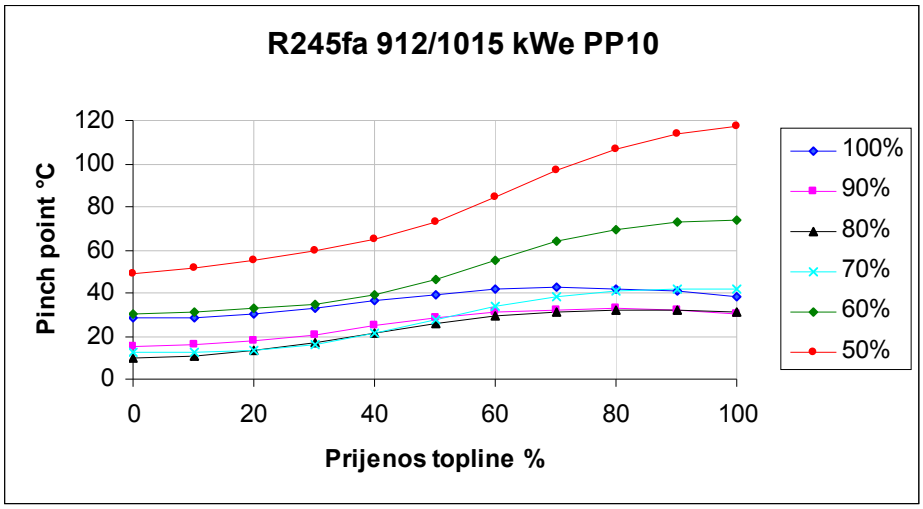
$\Delta h_{i,\text{pl}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\text{plinova}}$ kJ/kg	501,06	511,28	521,51	531,74	541,97	552,19	562,42	572,65	582,88	593,11	603,33
$T_{1,\text{plinova}}$ K	418,18	427,95	437,69	447,43	457,14	465,83	476,51	486,16	495,80	505,42	515,01
$T_{1,\text{plinova}}$ °C	145,03	154,80	164,54	174,28	183,99	193,68	203,36	213,01	222,65	232,27	241,86



Slika 5.57 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora



Slika 5.58 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora



Slika 5.59 Pinch point u kotlu s R245fa pri opterećenju glavnog motora od 50 do 100%

5.2.3. Proračun turbine sa R245fa fluidom za standardnu električnu snagu

Ponoviti će se protačun s R245fa fluidom ali sada za standardnu snagu od 620 kWe. Koristit će se iste jednadžbe i iste pretpostavke, isti regenerativni ORC uz proizvodnju topline za brodske potrebe, a parno turbinski generator na R245fa radni medij biti će identičan prethodnom. Stoga će koristiti isti parogenerator prikazan slikom 5.7, a vrijediti će T-s dijagram i h-s dijagram prikazani slikama 5.38 i 5.9. Mehanički stupanj djelovanja turbine, reduktora i generatora biti će jednaki kao u prethodnom proračunu.

Obzirom da je temperatura radnog fluida nakon ekspanzije u turbini 108,0237 °C, može se koristiti za sve potrebe grijanja na brodu osim grijanja HFO u modulu goriva prije ubrizgavanja. Za grijanje HFO u modulu goriva potrebno je zagrijati dodatnu količinu radnog medija u utilizacijskom kotlu, koji se odvodi u grijače prije turbine. Prema podacima Brodogradilišta Split [54] modul goriva troši 196 kW toplinske snage grijući HFO sa 110 na 145 °C.

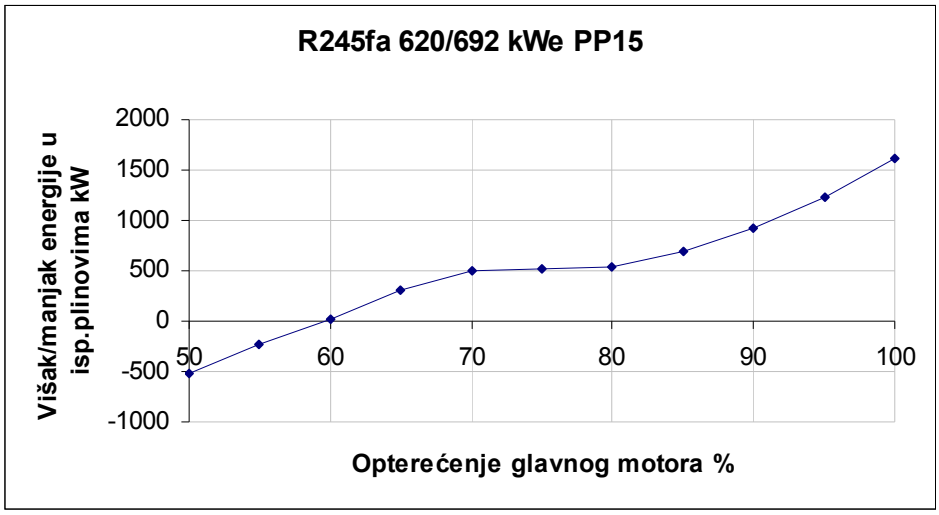
Radni fluid R245fa nakon grijanja toplinom vode iz plašta cilindra vodi se u izmjenjivač topline u kojem se dodatno zagrijava toplinom komprimiranog zraka iz turbopunjača. U

generatoru na ispušne plinove, radni fluid će se dalje zagrijavati, isparavati i pregrijavati. Budući, da ni u ovom slučaju sadržaj topline ispušnih plinova neće biti uvijek dostatan, proračunati će se potrebna količina dodatnog goriva kojeg treba izgoriti u parnom kotlu, i usporediti s potrošnjom goriva u pomoćnom dizelskom motoru, tijekom rada na ispitnom stolu u TDM SPLIT.

Pod ovakvim uvjetima proračuni su pokazali da u ispušnim plinovima ima dovoljno toplinske energije u rasponu od 60 do 100% opterećenja motora. Ispod 60% potrebno je izgoriti dodatno gorivo kako bi energija ispušnih plinova bila dostatna za proizvodnju potrebne električne i toplinske energije.

5.2.3.1. Višak/manjak energije u ispušnim plinovima

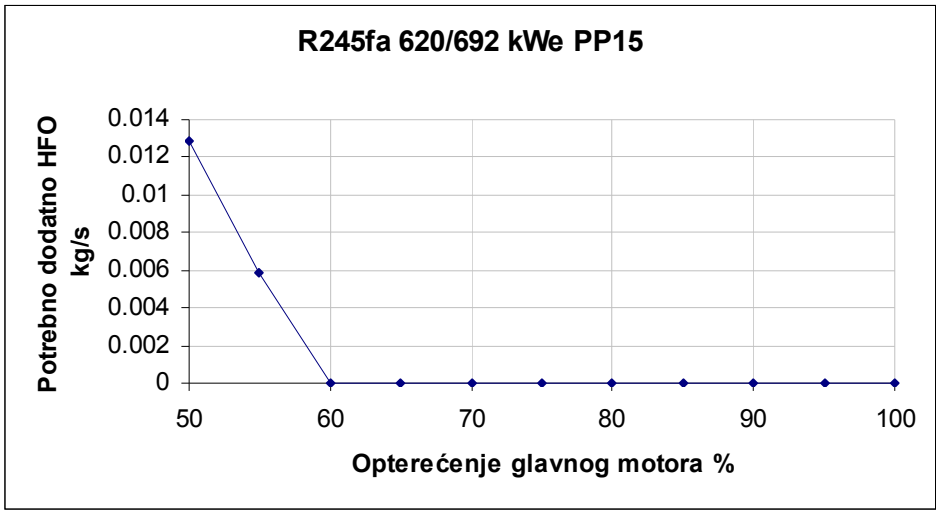
Rezultati proračuna viška/manjka energije u ipušnim plinovima pokazuju da već od 60% opterećenja glavnog motora, energija ispušnih plinova je veća od potreba za kogeneracijsku proizvodnju električne i toplinske energije.



Slika 5.60 Višak/manjak energije ispušnih plinova za R245fa CHP sustav od 620/692 kWe

5.2.3.2. Određivanje dodatne količine goriva

Potrebno izgoriti dodatno goriva da bi se proizvelo 620 kW/692 kW električne energije



Slika 5.61 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu

5.2.3.3. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnoga dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT

Ušteda goriva za 100% opterećenja glavnog motora je:

$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,pogonDM}} - \dot{m}_{\mathrm{dodatno\ u\ kotlu}} = 142,805$ kg/h

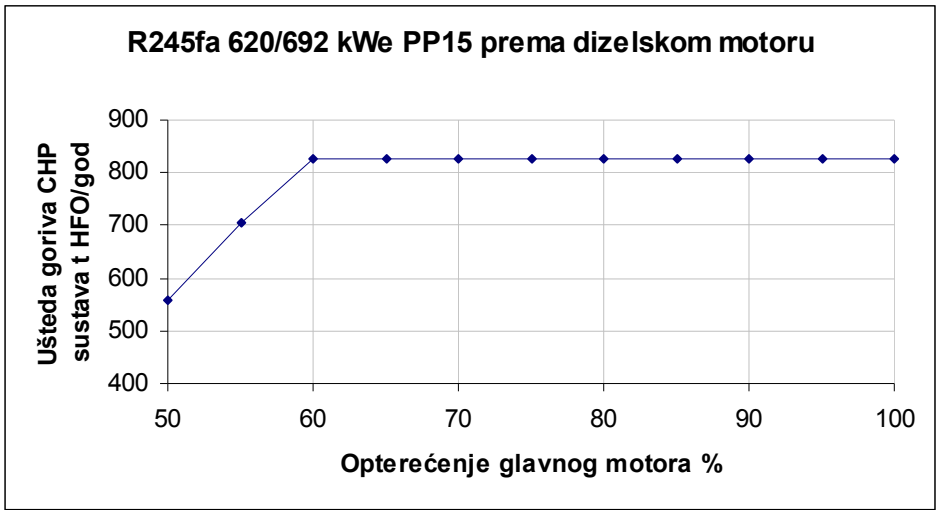
$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO,dan}} = 3\ 427,32$ kg/dan

$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO,god}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,h}} \cdot t_{\mathrm{RSgod}} / 1000 = 827,73$ t/godinu što iznosi 100% uštede u odnosu na pomoćni dizelski motor u području opterećenja glavnog motora od 60 do 100% *SMCR*.

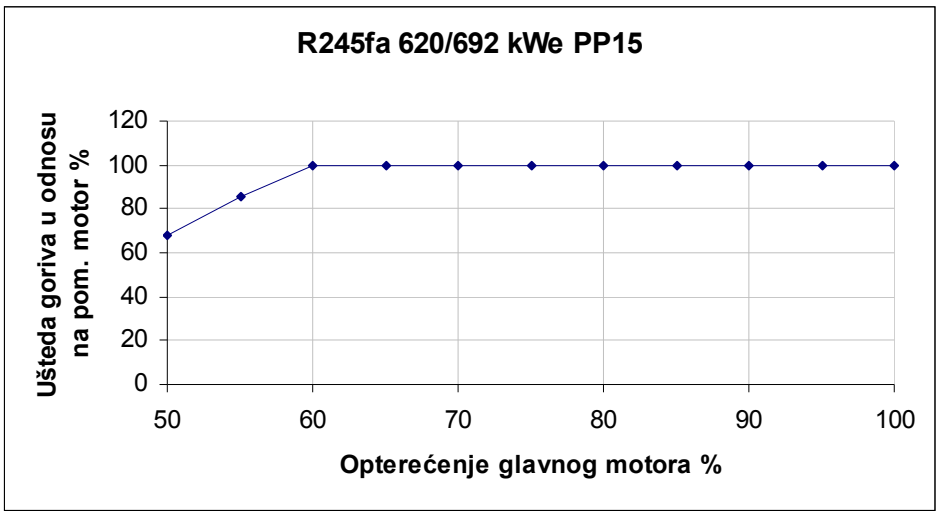
Ušteda goriva za 55% opterećenja glavnog motora je:

$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,pogonDM}} - \dot{m}_{\mathrm{dodatno\ u\ kotlu}} = 121,685$ kg/h

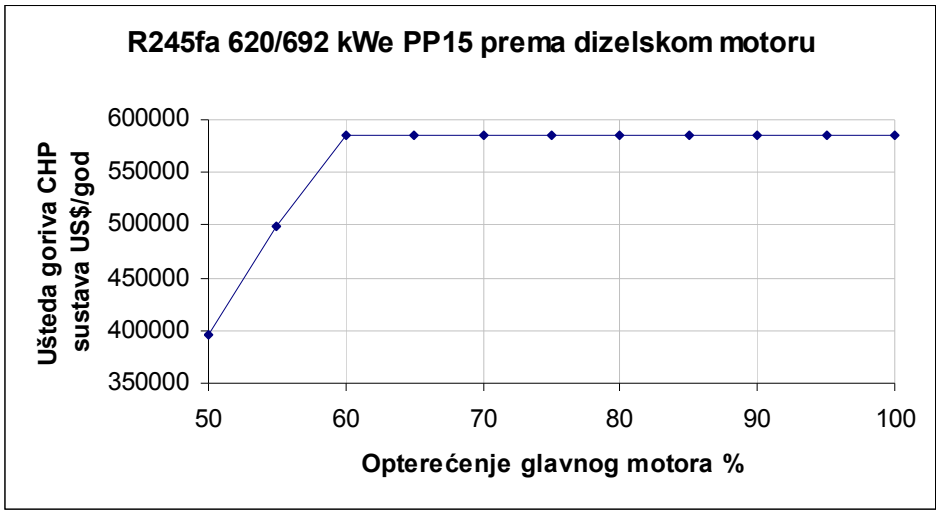
$\Delta\dot{m}_{\mathrm{HFO,god}} = \dot{m}_{\mathrm{HFO,h}} \cdot t_{\mathrm{RSgod}} / 1000 = 750,3$ t/godinu ili 85,2% uštede u odnosu na pomoćni motor.



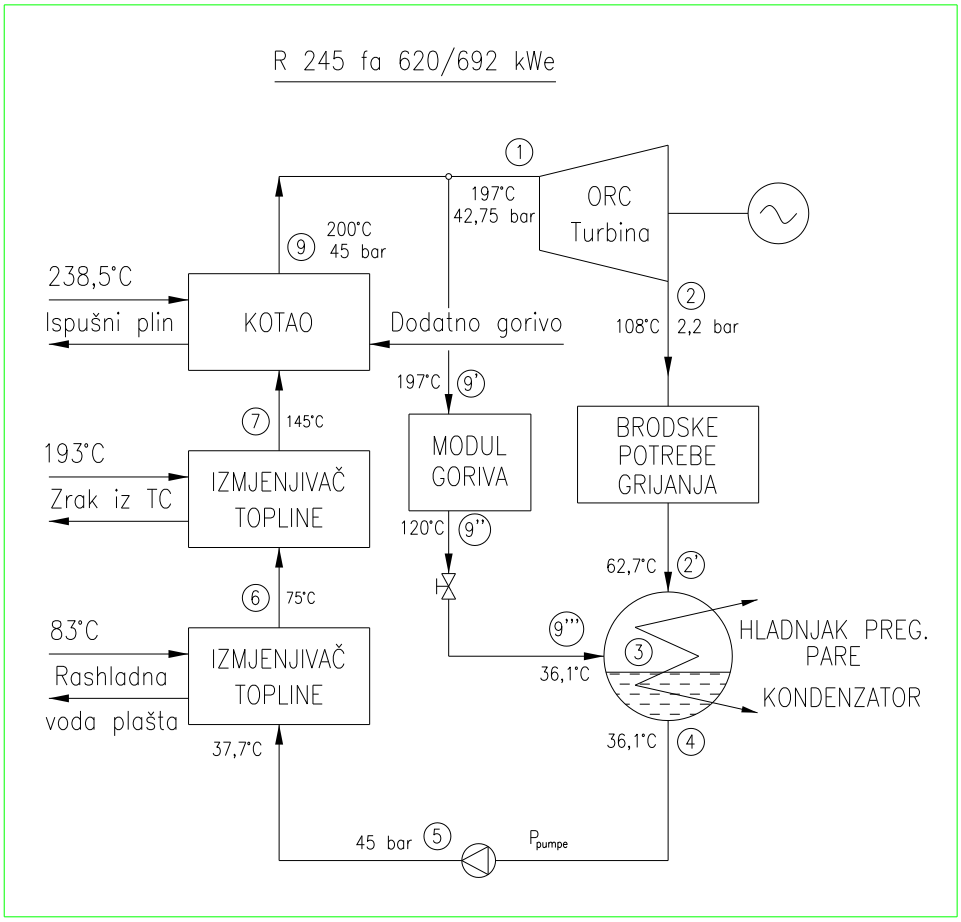
Slika 5.62 Ušteda goriva CHP sustava 620/692 kWe u t/god (radni fluid R245fa)



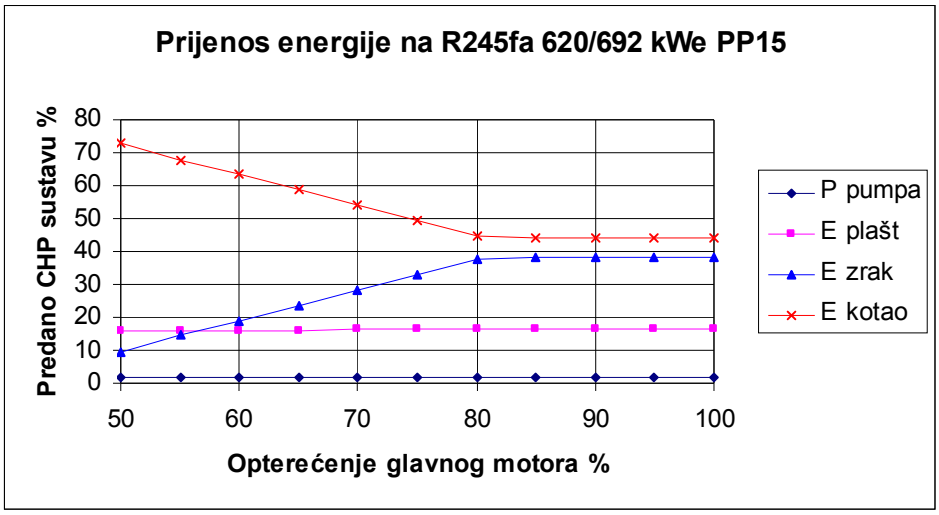
Slika 5.63 Ušteda goriva R245fa CHP sustava 620/692 kWe u odnosu na dizelski generator



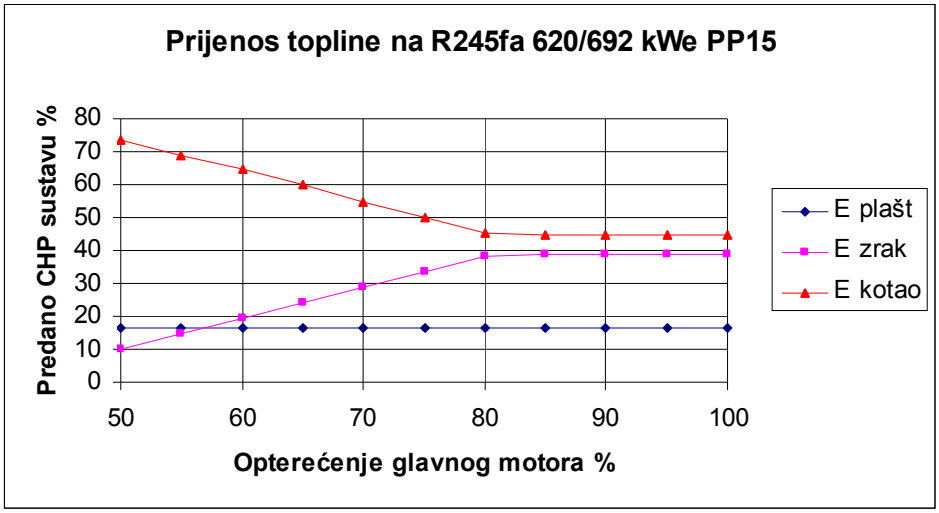
Slika 5.64 Ušteda goriva CHP sustava 620/692 kWe u US$/god (radni fluid R245fa)



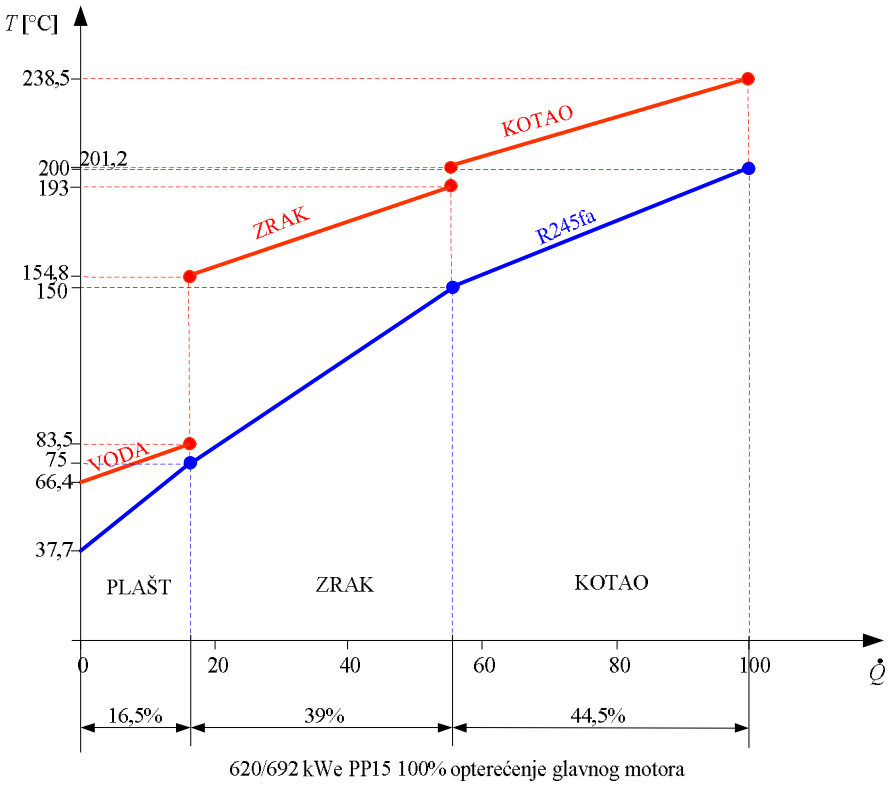
Slika 5.67 Shema CHP postrojenja na R245fa snage 620/692 kWe PP15



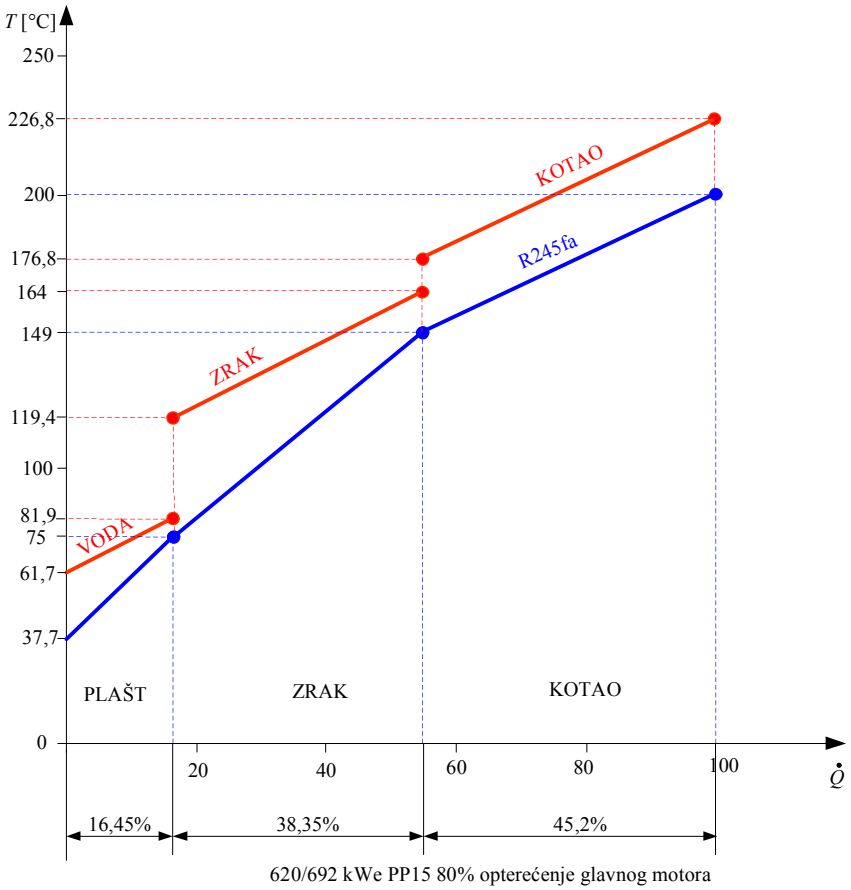
Slika 5.65 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R245fa snage 620/692 kWe



Slika 5.66 Udijeli toplinske energije predane CHP sustavu na R245fa snage 620/692 kWe



Slika 5.68 Prijenos otpadne topline u ORC snage 620/692 kWe i PP15 pri 100% opterećenja



Slika 5.69 Prijenos otpadne topline u ORC-u snage 620/692 kWe i PP15 pri 80% opterećenja

Komentar: Gornji proračun treba uzeti s određenom rezervom.

1. Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2. U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3. Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
4. Jedan od rubnih uvjeta je da temperatura ispušnih plinova ne smije pasti ispod 145 °C jer bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline. Primjenom goriva niskog sadržaja sumpora ovaj uvjet se može dokinuti ili barem smanjiti, što bi povećalo efikasnost CHP ciklusa u području manjih opterećenja.
5. U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti i povoljniji.
6. Unutrašnja efikasnost turbine na R245fa uzeta je 85% prema [69], [70], [71], [72].
7. Pri pretpostavljenoj unutrašnjoj efikasnosti pumpe 80%, zbog znatno većeg masenog protoka freona R245fa u odnosu na vodu/vodenu paru, potrebna snaga pumpe je 72 kW, pa je ukupno potrebna električna snaga 692 kW.
8. Obzirom da je temperatura freona na koncu ekspanzije u turbini cca 108 °C, nije moguće ovim fluidom grijati teško gorivo u modulu goriva na temperaturu sa 110 na 145 °C. Zbog toga potrebno je grijati gorivo na neki drugi način. U ovom radu dio radnog medija se oduzeo prije odlaska u parnu turbinu i odveo u izmjenjivače topline modula goriva.
9. Pretpostavljeno je da je radni fluid R245fa stabilan pri temperaturi od 200 °C i tlaku od 45 bar.
10. Temperatura zraka na izlazu iz zagrijača radnog medija je kod 50% opterećenja glavnog motora 94,06 °C, pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = T_{\text{zrak2}} - T_{\text{ORC6}} = 94 - 75 = 19$ °C. To je više od 15 °C koliki je pinch point. Odatle slijedi da nije potrebno koristiti izmjenjivač topline koji koristiti vodu plašta cilindra, jer se ista toplina može dobiti iz zraka za prednabijanje motora.
11. Proračuni pokazuju da su uštede na gorivu pri 620/692 kWe primjenom CHP s R245fa radnim medijem te PP15 velike, i da u području opterećenja glavnog motora od 60 do 100% *SMCR* iznose 100% potrošnje pomoćnog dizelskog agregata. Ova ušteda iznosi 827,7 t_{HFO}/god ili 585 261 US$/god.

5.2.3.7. Provjera pinch pointa 15 °C

Tablica 5.22 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja glavnog motora

$\dot{Q}_{i,\mathrm{ORC}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{ORC}}$ kJ/kg	423,93	437,70	451,48	465,26	479,04	492,82	506,60	520,38	534,16	547,94	561,72
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ K	423,15	429,20	434,00	437,35	439,92	442,65	446,37	451,43	457,75	465,07	473,15
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ °C	150,0	156,05	160,85	164,20	166,77	169,50	173,22	178,28	184,60	191,92	200,0
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	555,71	560,11	564,52	568,92	573,32	577,73	582,13	586,53	590,94	595,34	599,74
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	470,16	474,33	478,49	482,65	486,80	490,95	495,10	499,24	503,38	507,72	511,65
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	197,01	201,18	205,34	209,50	213,65	217,80	221,95	226,09	230,23	234,37	238,50
$\Delta T_{\mathrm{pl/ORC}}$ °C	47,01	45,12	44,49	45,30	46,88	48,30	48,73	47,81	45,63	42,44	38,50

Entalpija i temperatura ispušnih plinova nakon izgaranja dodatnog goriva:

$h_{\mathrm{pl},1} = h_{\mathrm{isp.pl},1} + \Delta h_{\mathrm{pl,HFO}} = 599,745$ kJ/kg za 100% opterećenja glavnog motora

Parametri ispušnih plinova prije izgaranja dodatnog goriva za 55% opterećenja glavnog motora su:

$p_{\mathrm{isp.pl},1} = 1,03$ bar $\quad T_{\mathrm{isp.pl},1} = 241,6$ °C $\quad h_{\mathrm{isp.pl},1} = 603,05$ kJ/kg

Parametri ispušnih plinova nakon izgaranja dodatnog goriva za 55% opterećenja glavnog motora su:

$p_{\mathrm{pl},1} = 1,03$ bar $\quad T_{\mathrm{pl},1} = 248,92$ °C $\quad h_{\mathrm{pl},1} = 610,87$ kJ/kg

Energija ispušnih plinova koju je potrebno prenijeti radnom ORC fluidu pri 100% opterećenja glavnog motora je:

$$\dot{E}_{\mathrm{pl,potrebno}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{ORC,kotao}}}{0,98} = 2\,113,632 \text{ kJ/s} \quad \text{za 100\% opterećenja gl. motora}$$

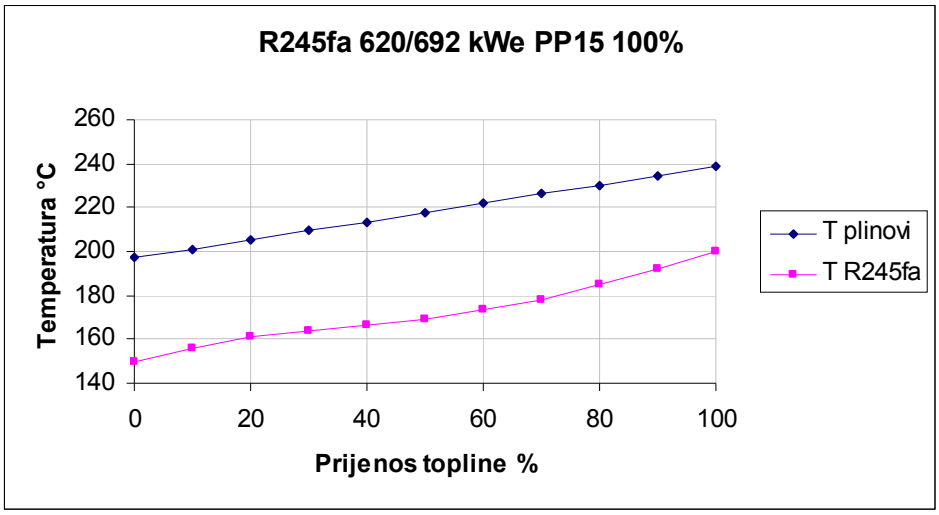
$$h_{\mathrm{pl},2} = h_{\mathrm{pl},1} - \Delta h_{\mathrm{pl}} = 595,3415 \text{ kJ/kg} \quad 100\%$$

$$\Delta h_{\mathrm{pl}} = (h_{1,\mathrm{pl}} - h_{2,\mathrm{pl\#}})/10 = 5,29 \text{ kJ/kg} \quad 80\% \qquad (5.49)$$

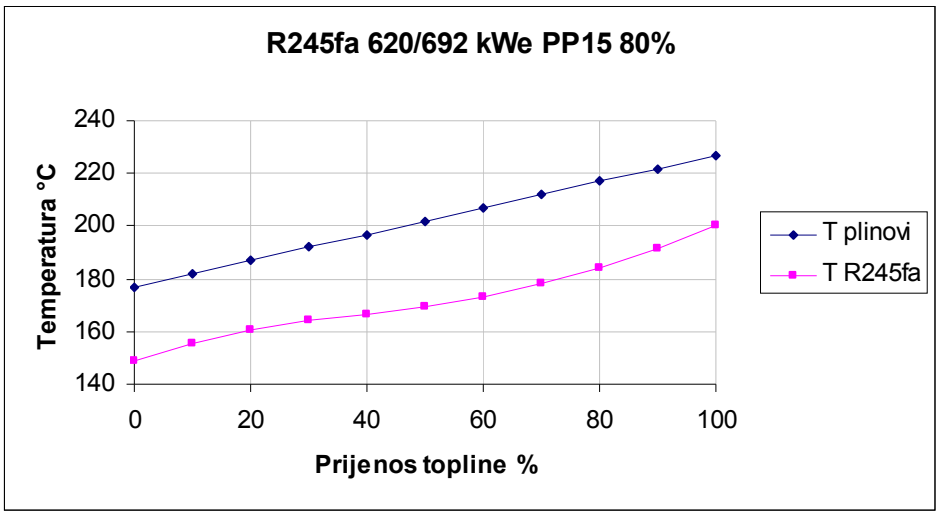
$$h_{\mathrm{pl},2} = h_{\mathrm{pl},1} - \Delta h_{\mathrm{pl}} = 582,00 \text{ kJ/kg} \quad 80\%$$

Tablica 5.23 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja glavnog motora

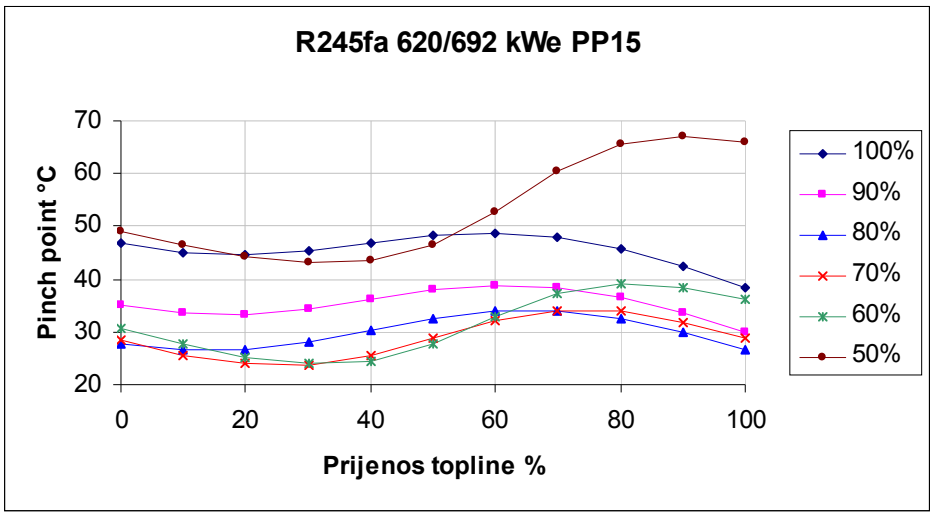
$\Delta h_{i,\mathrm{pl}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	534,38	539,67	544,96	550,25	555,54	560,83	566,12	571,42	576,71	582,00	587,29
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	449,94	454,96	459,98	464,99	470,00	475,01	480,01	485,00	489,99	494,97	499,95
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	176,79	181,81	186,83	191,84	196,85	201,86	206,86	211,85	216,84	221,82	226,80



Slika 5.70 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora



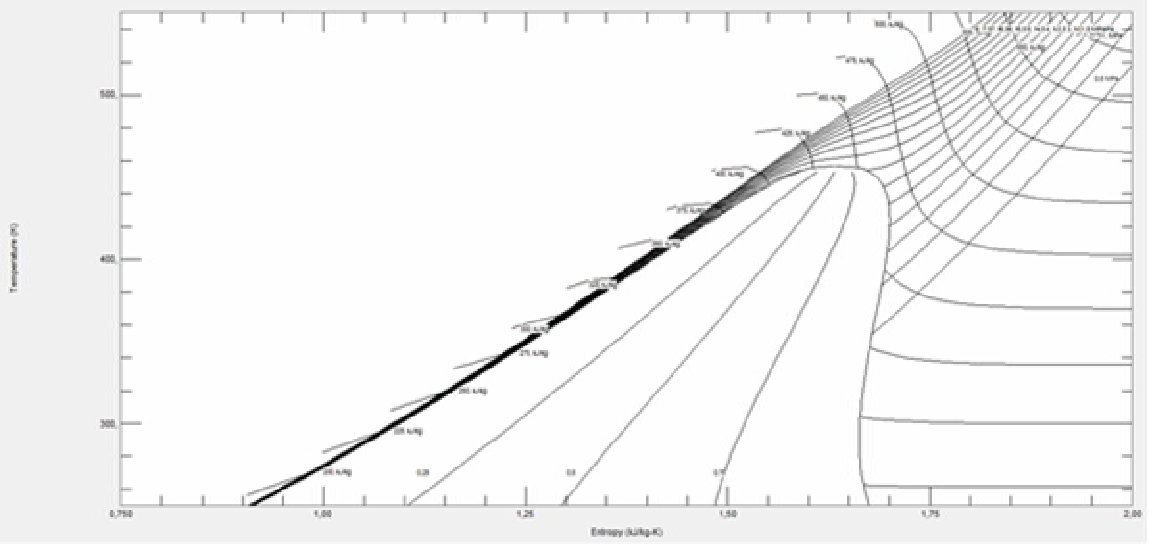
Slika 5.71 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora



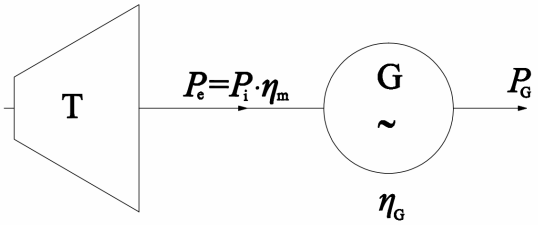
Slika 5.72 Pinch point u kotlu s R245fa pri opterećenju glavnog motora od 50 do 100%

5.2.4. Proračun parne turbine s R123 fluidom za punu električnu snagu

Prethodni proračun s R245fa kao radnim fluidom se ponavlja, ali se sada kao radni medij koristi freon R123, također u natkritičnom parnom cilusu istih vršnih parametara. U ovom proračunu izostavit će se reduktor, budući da se kod para freona mogu koristiti turbine manjih brzina vrtnje. Unutrašnji stupanj djelovanja tubine biti će kao i u prethodnom slučaju 85%.



Slika 5.73 *T-s* dijagram za radni fluid R123 [49]



Slika 5.74 Sustav parogeneratora s R123 za pokrivanje elektroenergetskih potreba tijekom plovidbe

Prema sličnim izvedbama odabiru se:

$\eta_m = 0{,}96$ $\eta_{GB} = 1{,}0$ $\eta_G = 0{,}95$

Sada je unutarnja snaga turbine:

$$P_i = \frac{P_G}{\eta_m \cdot \eta_{GB} \cdot \eta_G} = 1000 \text{ kW} \tag{5.1}$$

Odabiru se sljedeći parametri parnog kotla na R123 fluid:

$p_{00} = 45$ bar tlak pare u kotlu

$T_{00} = 200{,}0$ °C = 473,15 K temperatura pregrijane pare freona u kotlu [49] [74]

Iz NIST refprop slijedi:

$\rho_{00} = 475{,}028$ kg/m^3 $h_{00} = 461{,}73$ kJ/kg $s_{00} = 1{,}681$ kJ/kg K

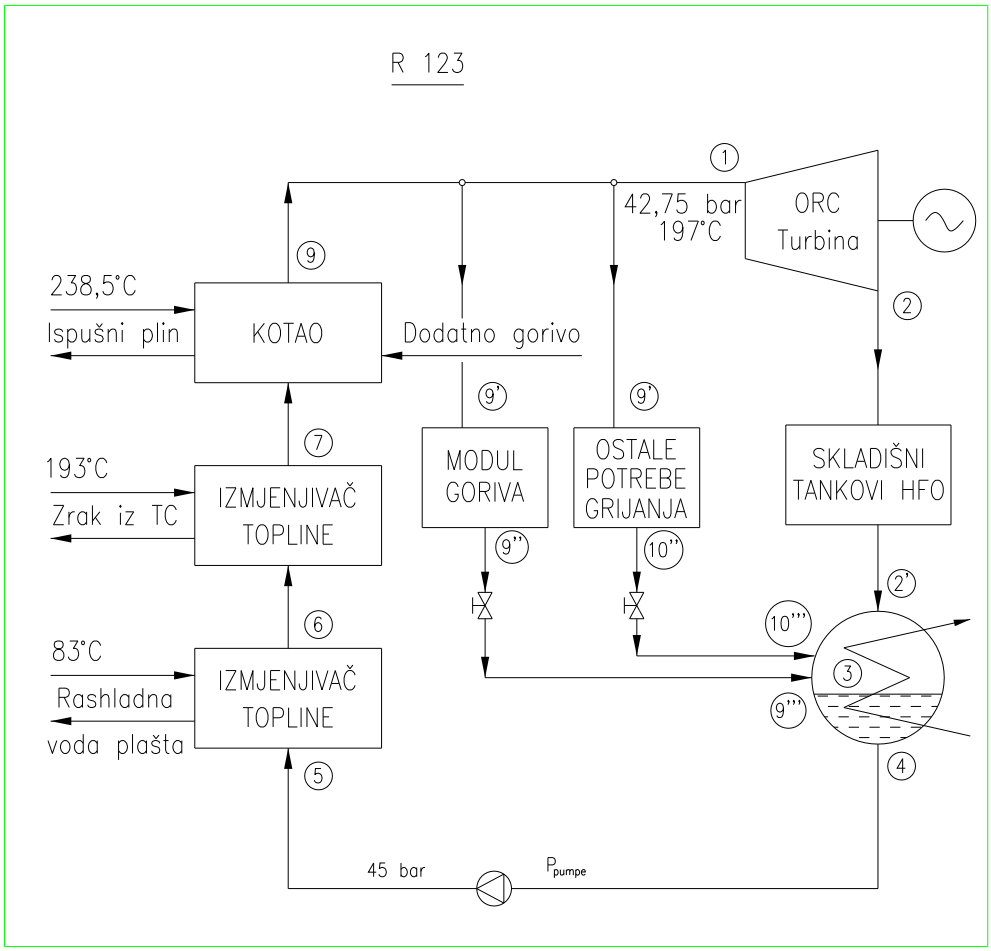
Zbog gubitaka tlaka od 5% i topline u parovodu, stanje pare pred ulazom u turbinu je:

$p_{01} = 42{,}75$ bar tlak pare na ulazu u turbinu

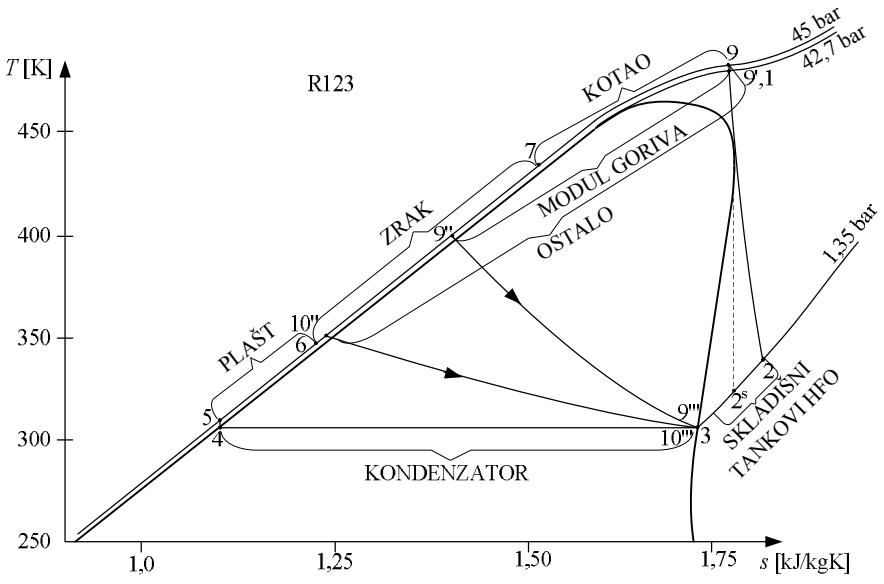
$T_{01} = 197{,}0$ °C = 470,15 K temperatura pregrijane pare na ulazu u turbinu

Iz NIST refprop slijedi:

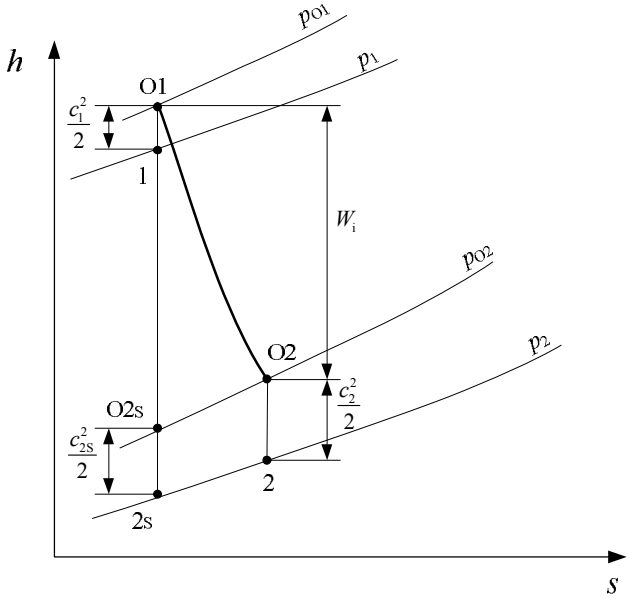
$\rho_{01} = 434{,}49$ kg/m^3 $h_{01} = 462{,}964$ kJ/kg $s_{01} = 1{,}685$ kJ/kg K



Slika 5.75 Shema CHP postrojenja s R123 fluidom



Slika 5.76 *T-s* dijagram za ORC na R123 fluid



Slika 5.9 *h-s* dijagram za parnu turbinu na R123 fluid

Prema [69], [70], [72], [73] uzima se unutrašnja efikasnost parne turbine na R123 85%. Također, $p_2 = 1,3507$ bar za $T_{\text{kondenzacije}} = 36,0$ °C

Obzirom da je temperatura radnog fluida nakon ekspanzije u turbini 54,3 °C, može se koristiti samo za grijanja HFO u skladišnim tankovima. Za grijanje HFO u modulu goriva te za ostale potrebe grijanja na brodu, potrebno je zagrijati dodatnu količinu radnog medija u utilizacijskom kotlu, koji se odvodi u grijače prije turbine.

Prema podacima Brodogradilišta Split [54] modul goriva troši 196 kW toplinske snage grijući HFO sa 110 na 145 °C.

HFO u skladišnim tankovima potrebno je održavati na temperaturi od 45 °C i za to se troši 165 kW toplinske energije.

Za sve ostale potrebe grijanja tijekom plovidbe treba $\dot{Q}_{\text{ostalo}} = 511,5$ kW .

Fluid $\dot{m}_{\text{ORC,HFOskladišni}}$ stanja 2', fluid $\dot{m}_{\text{ORC,modul}}$ stanja 9''' te $\dot{m}_{\text{ORC,ostalo}}$ stanja 10''' ulaze u kondenzator.

5.2.4.1. Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru:

$$\dot{Q}_{\text{ORC,kond}} = \dot{m}_{\text{ORC,u}} \cdot (h_3 - h_4) \tag{5.50}$$

$$P_{\text{pumpe}} = \frac{\dot{m}_{\text{ORC}} \cdot (h_5 - h_4)}{\eta_{\text{m}} \cdot \eta_{\text{Pumpe}}} \tag{5.52}$$

ORC zahtjeva znatno veću napojnu pumpu, zbog znatno većeg masenog protoka radnog fluida. Iz tog razloga potrebna snaga pumpe je višestruko veća.

Ponavlja se proračun s novom potrebnom snagom generatora i turbine:

$$P_{\text{G1}} = P_{\text{G}} + P_{\text{pumpe}} \tag{5.53}$$

$$P_{\text{i}} = \frac{P_{\text{G1}}}{\eta_{\text{m}} \cdot \eta_{\text{GB}} \cdot \eta_{\text{G}}} \tag{5.54}$$

Ukupni protok radnog medija je:

$$\dot{m}_{\mathrm{ORC,u}} = \dot{m}_{\mathrm{ORC,HFOsklad}} + \dot{m}_{\mathrm{ORC,modul}} + \dot{m}_{\mathrm{ORC,ostalo}}$$

5.2.4.2. Zagrijavanje radnog fluida vodom plašta cilindra

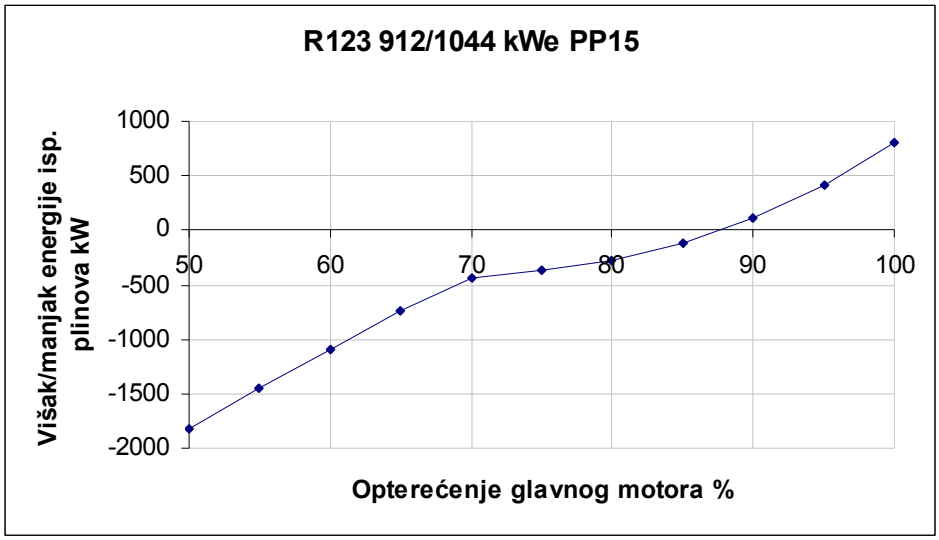
Pretpostavka: $T_{\mathrm{ORC},6} = 75$ °C

5.2.4.3. Zagrijavanje radnog fluida R123 toplinom komprimiranog zraka

Pretpostavka: $T_{\mathrm{ORC},7} = 150$ °C

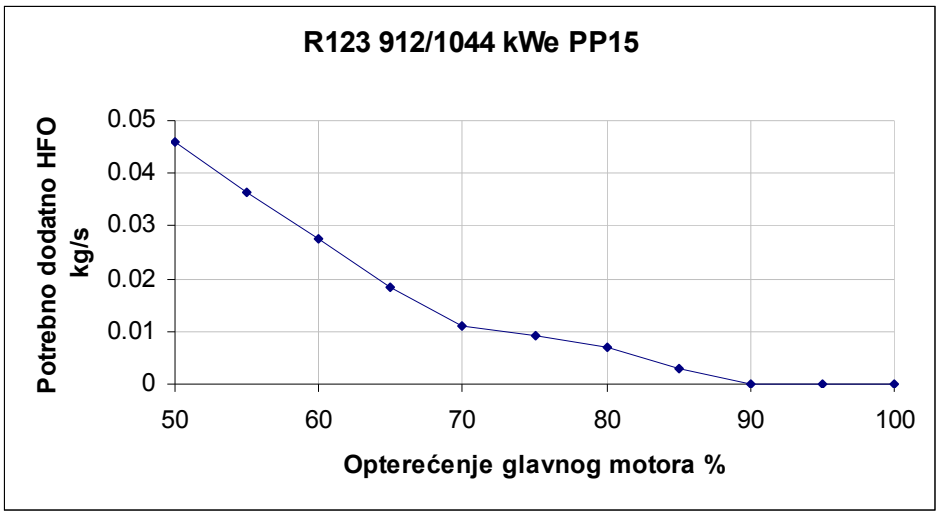
5.2.4.4. Zagrijavanje radnog fluida R123 u parnom kotlu - utilizatoru

U utilizacijskom kotlu radni fluid R123 treba zagrijati sa 150 °C na 200 °C pri tlaku od 45 bar (pretpostavka je da nema gubitaka na tlaku radnog fluida kroz kotao). Pod ovakvim uvjetima u ispušnim plinovima ima dovoljno toplinske energije u rasponu od 88 do 100% opterećenja motora. Ispod 88% potrebno je izgoriti dodatno gorivo kako bi energija ispušnih plinova bila dostatna za proizvodnju potrebne električne i toplinske energije.



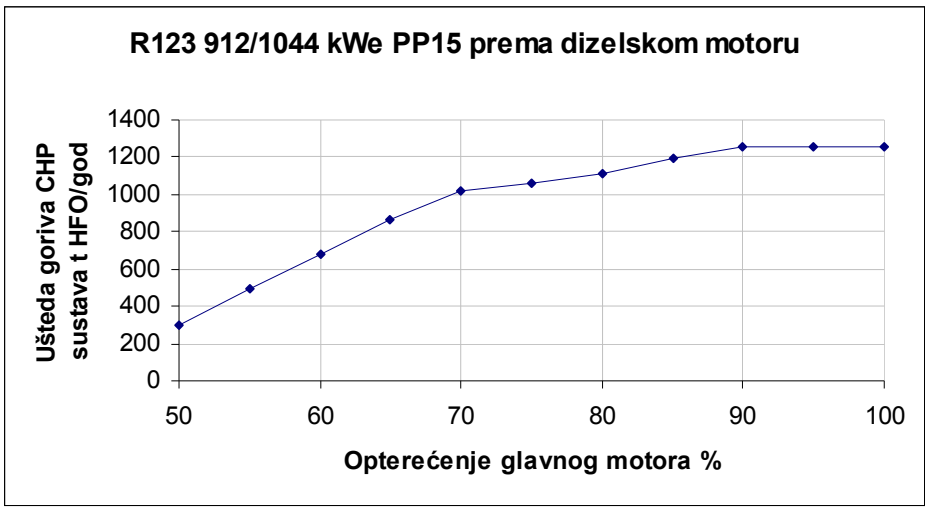
Slika 5.77 Višak/manjak energije ispušnih plinova za R123 CHP sustav 912/1044 kWe

5.2.4.5. Određivanje dodatne količine goriva

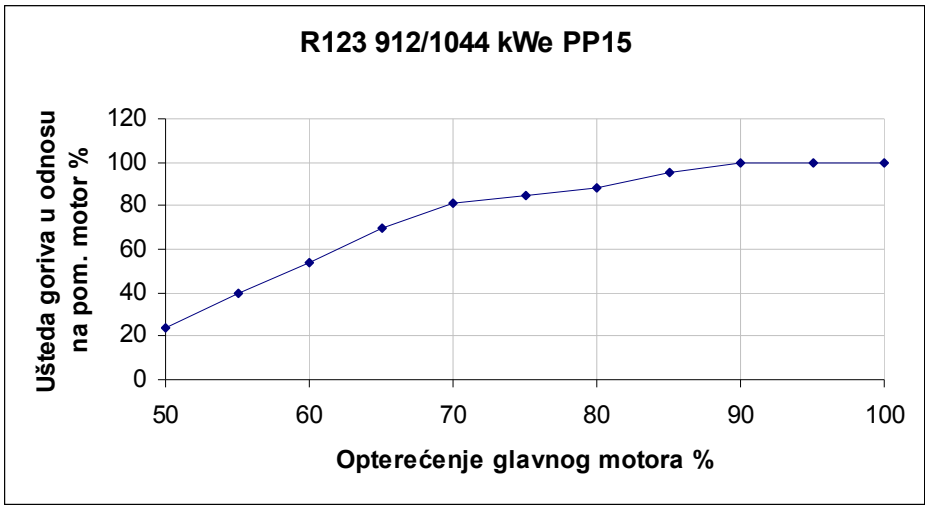


Slika 5.78 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R123 912/1044 i PP15

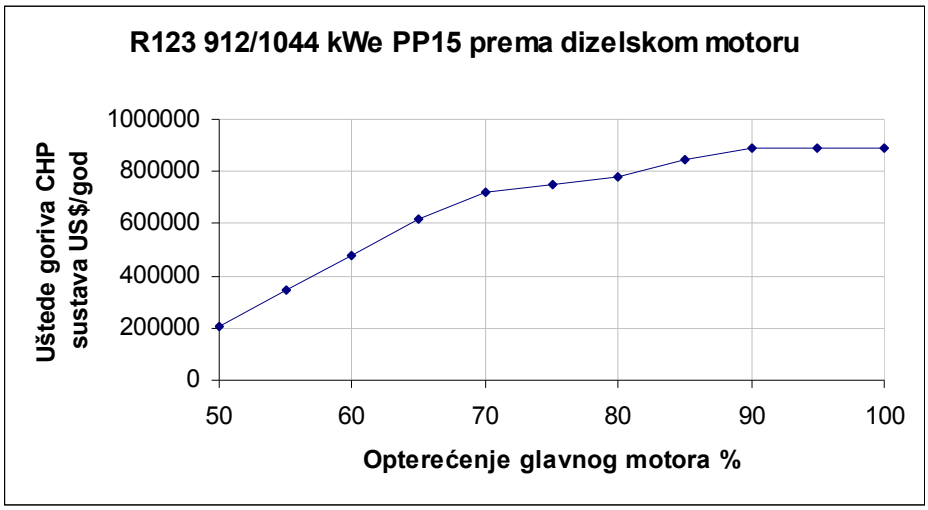
5.2.4.6. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnoga dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT



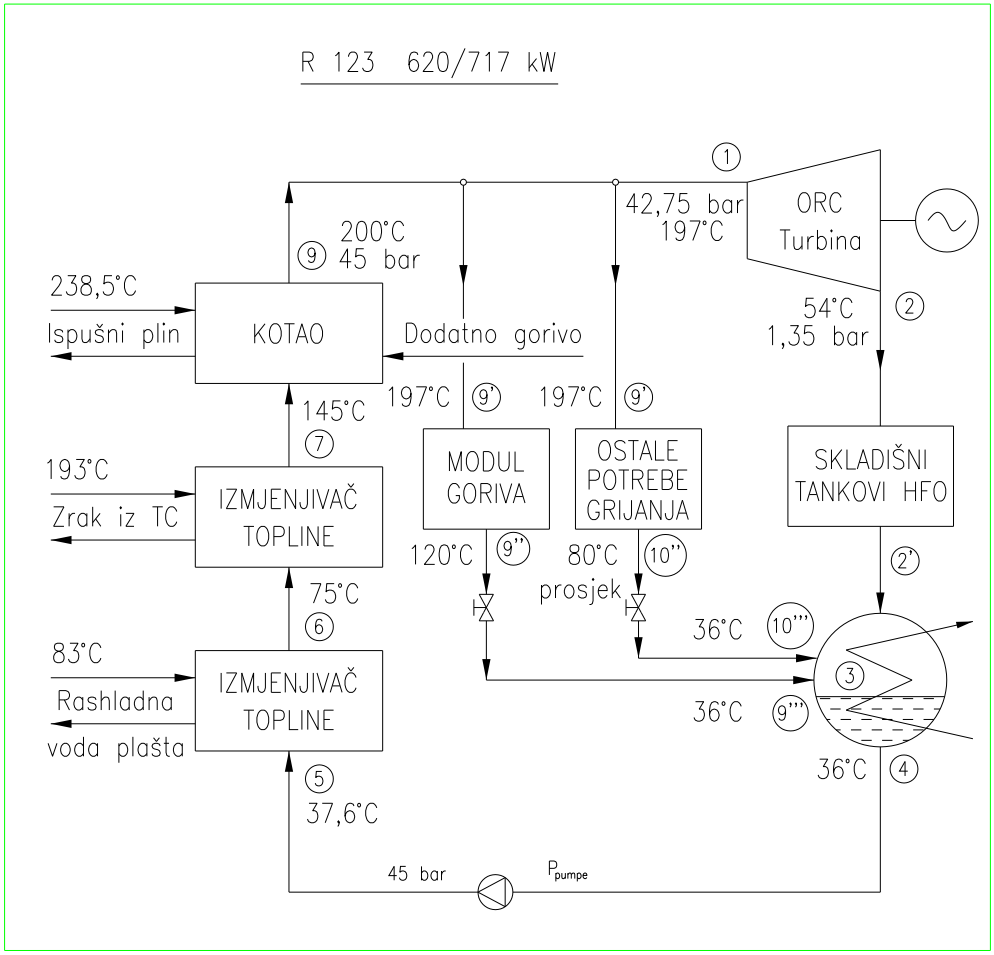
Slika 5.79 Ušteda goriva t HFO/god CHP sustava s R123 912/1044 kWe



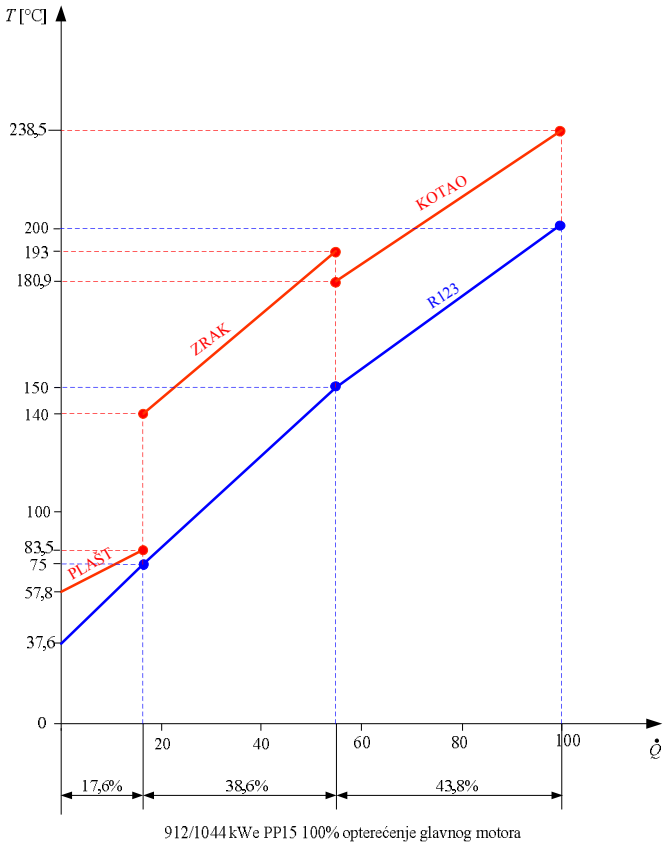
Slika 5.80 Ušteda goriva CHP sustava s R123 912/1044 kWe u odnosu na dizelski generator



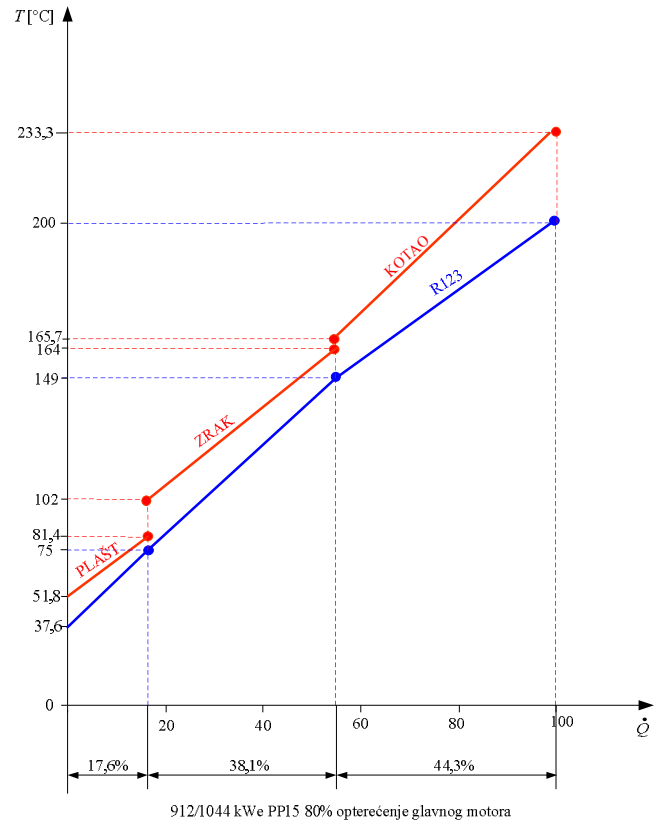
Slika 5.81 Ušteda goriva CHP sustava sa R123 912/1044 kWe u US$/god



Slika 5.82 Shema CHP postrojenja s R123 fluidom za 912/1044 kWe PP15



Slika 5.83 Prijenos otpadne topline u R123 snage 912/1044 kWe i PP15 pri 100% opterećenja



Slika 5.84 Prijenos otpadne topline u R123 snage 912/1044 kWe i PP15 pri 80% opterećenja

Komentar: Gornji proračun treba uzeti s određenom rezervom.

1. Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2. U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3. Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
4. Jedan od rubnih uvjeta je da temperatura ispušnih plinova ne smije pasti ispod 145 °C jer bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline. Primjenom goriva niskog sadržaja sumpora ovaj uvjet se može dokinuti ili barem smanjiti, što bi povećalo efikasnost CHP ciklusa u području manjih opterećenja.
5. U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti i povoljniji.
6. Unutrašnja efikasnost turbine na R245fa uzeta je 85% prema [69], [70], [71], [72].
7. Pri pretpostavljenoj unutrašnjoj efikasnosti pumpe 80%, zbog znatno većeg masenog protoka freona R123 u odnosu na vodu/vodenu paru, potrebna snaga pumpe je 131,7 kW, pa je ukupno potrebna električna snaga 1 044 kW.
8. Obzirom da temperatura freona na koncu ekspanzije u turbini iznosi cca 54,3 °C, moguće je radnim fluidom nakon ekspanzije u turbini grijati samo teško gorivo u skladišnim tankovima i održavati temperaturu oko 45 °C. Zbog toga se u ovom radu dio radnog medija oduzeo prije odlaska u parnu turbinu i odveo u izmjenjivače topline modula goriva i za ostale brodske potrebe.
9. Uštede na gorivu postižu se u cijelom promatranom području rada glavnog motora, a pri opterećenju od 80% *SMCR* iznose 1 107 t_{HFO}/god, što iznosi 88,3% goriva potrošenog u pomoćnom dizelskom generatoru, i što donosi uštedu od 783 000 US$/god pri cijeni HFO od 700 US$/t.

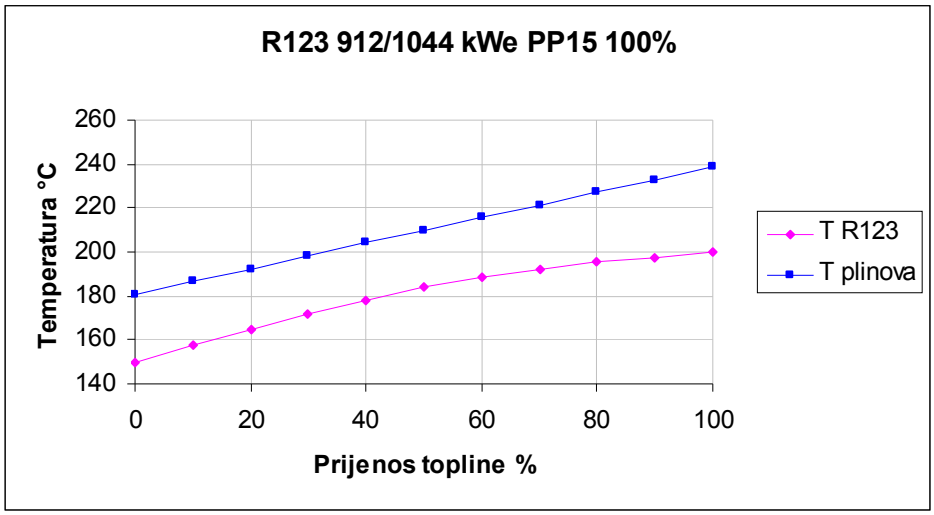
5.2.4.7. Provjera pinch pointa 15 °C

Tablica 5.24 Parametri prijenosa topline u kotlu s R123 za 100% opterećenja glavnog motora

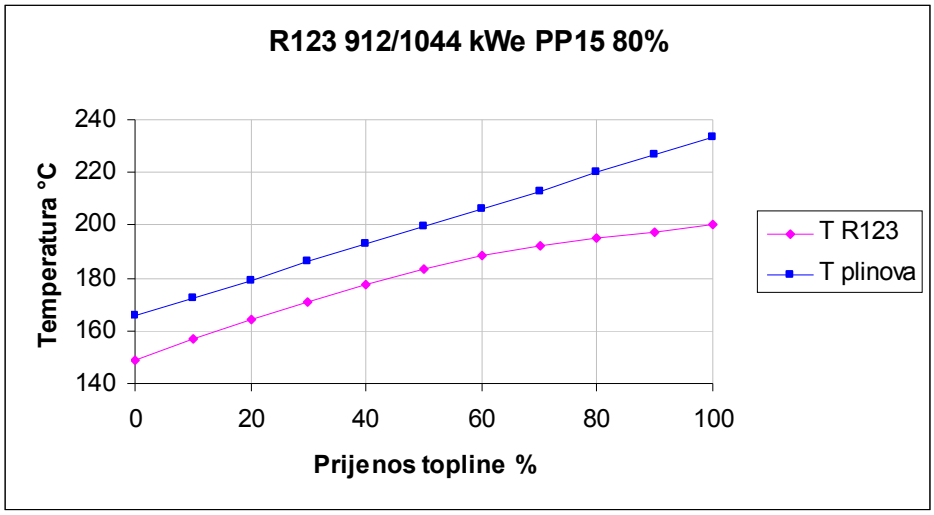
$\dot{Q}_{i,\mathrm{ORC}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{ORC}}$ kJ/kg	364,48	374,21	383,93	393,66	403,38	413,11	422,83	432,56	442,28	452,01	461,73
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ K	423,15	430,71	437,96	444,83	451,21	456,95	461,82	465,59	468,36	470,69	473,15
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ °C	150,0	157,56	164,81	171,68	178,06	183,80	188,67	192,44	195,21	197,54	200,0
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	538,66	544,77	550,88	556,99	563,10	569,20	575,31	581,42	587,53	593,64	599,75
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	454,00	459,80	465,59	471,37	477,14	482,91	488,67	494,43	500,18	505,92	511,65
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	180,85	186,65	192,44	198,22	203,99	209,76	215,52	221,28	227,03	232,77	238,50
$\Delta T_{\mathrm{pl/ORC}}$ °C	30,85	29,09	27,63	26,54	25,94	25,97	26,86	28,84	31,82	35,23	38,50

Tablica 5.25 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja glavnog motora

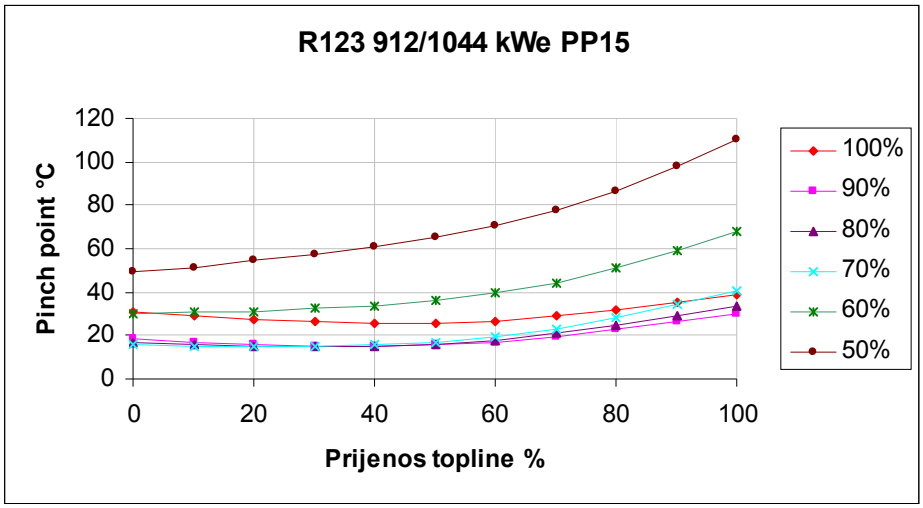
$\Delta h_{i,\text{pl}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\text{plinova}}$ kJ/kg	522,74	529,88	537,02	544,17	551,31	558,45	565,60	572,74	579,89	587,03	594,17
$T_{1,\text{plinova}}$ K	438,86	445,66	452,45	459,23	466,00	473,76	479,51	486,25	492,98	499,71	506,42
$T_{1,\text{plinova}}$ °C	165,71	172,51	179,30	186,08	192,85	199,61	206,36	213,10	219,83	226,56	233,27



Slika 5.85 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora

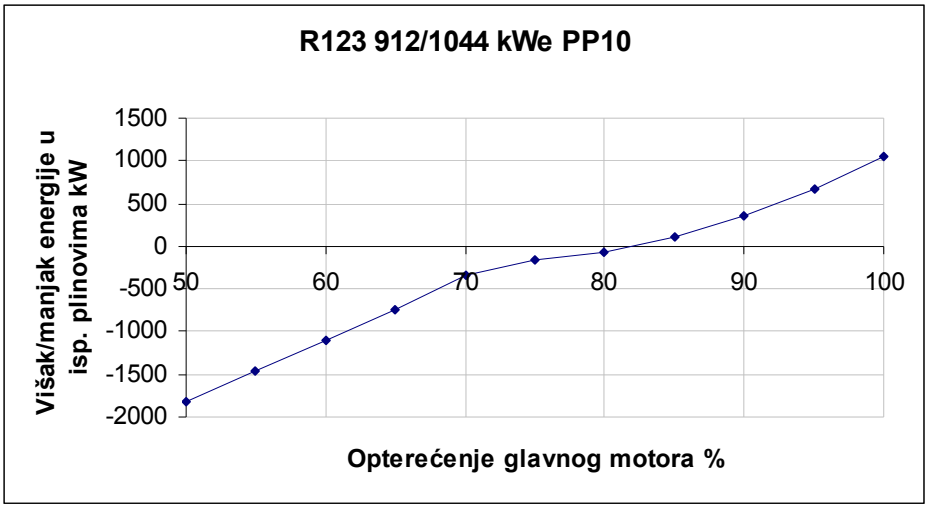


Slika 5.86 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora



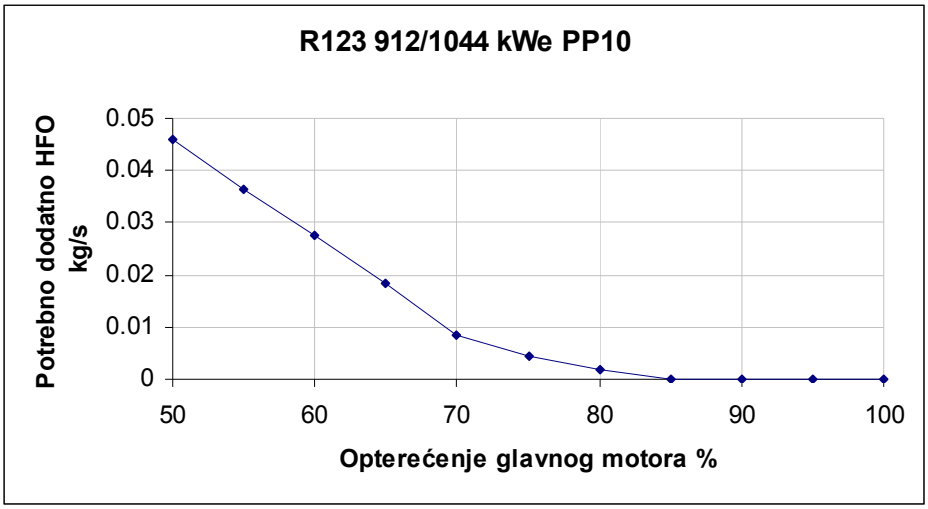
Slika 5.87 Pinch point u kotlu s R123 pri opterećenju glavnog motora od 50 do 100%

5.2.4.8. Proračun viška/manjka energije i dodatnog goriva - pinch point 10 °C



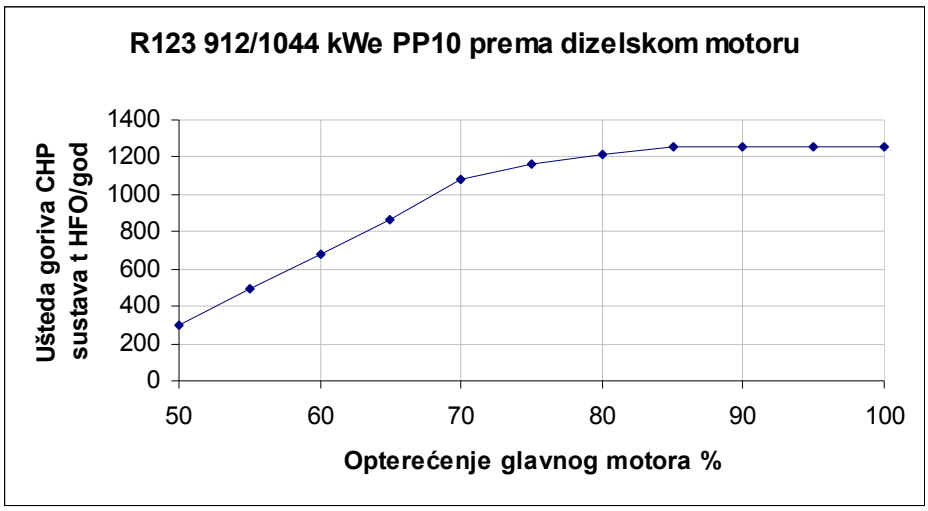
Slika 5.88 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 912/1044 kWe sa R123 i PP10

5.2.4.9. Određivanje dodatne količine goriva kod PP10

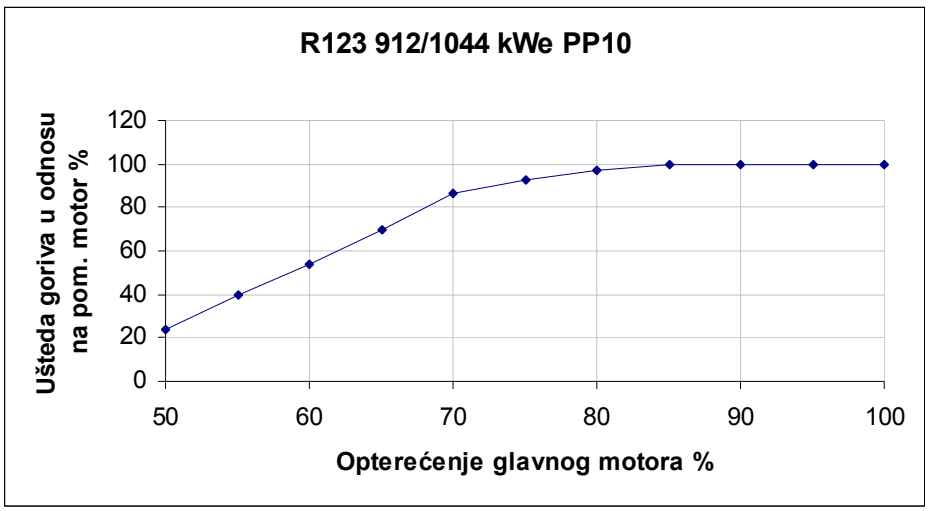


Slika 5.89 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R123 912/1044 kWe PP10

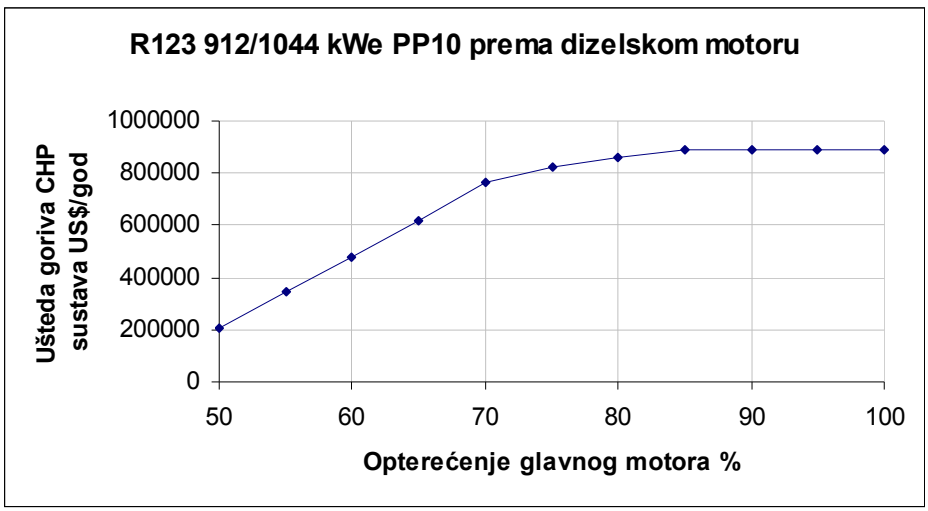
5.2.4.10. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnoga dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT



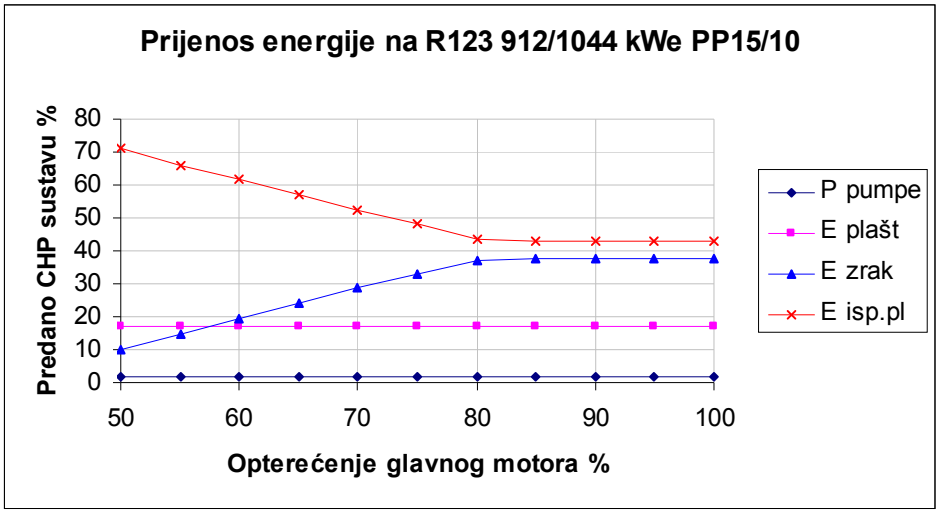
Slika 5.90 Ušteda goriva CHP sustava 912/1044 kWe u t HFO/god (radni fluid R123)



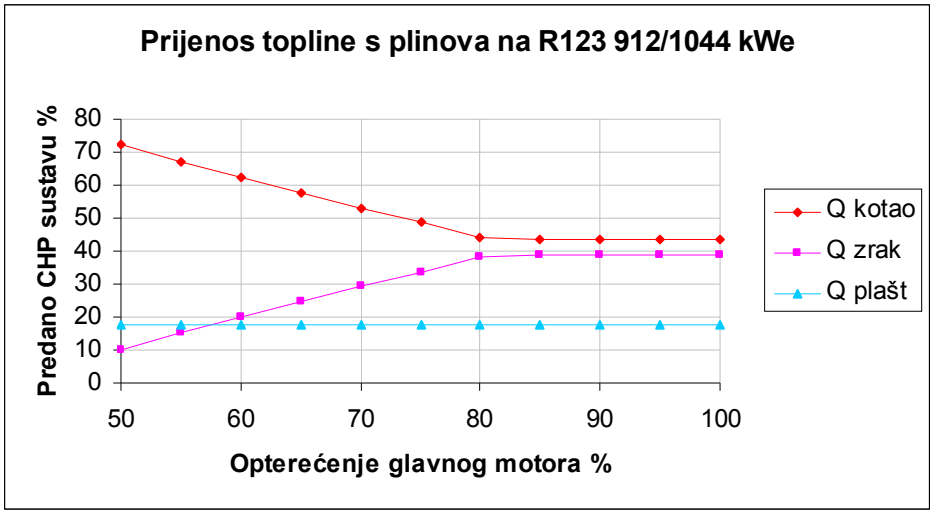
Slika 5.91 Ušteda goriva CHP sustava R123 912/1044 kWe i PP10 u odnosu na dizelski generator



Slika 5.92 Ušteda goriva CHP sustava 912/1044 kWe u US$/god (radni fluid R123) i PP10



Slika 5.93 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R123 snage 912/1044 kWe



Slika 5.94 Udijeli toplinske energije predane CHP sustavu na R123 snage 912/1044 kWe

Komentar: Gornji proračun treba uzeti s određenom rezervom.

1. Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2. U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3. Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
4. Jedan od rubnih uvjeta je da temperatura ispušnih plinova ne smije pasti ispod 145 °C jer bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline. Primjenom goriva niskog sadržaja sumpora ovaj uvjet se može dokinuti ili barem smanjiti, što bi povećalo efikasnost CHP ciklusa u području manjih opterećenja.
5. U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti i povoljniji.
6. Unutrašnja efikasnost turbine uzeta je 85% prema [69], [70], [71], [72].

7. Obzirom da je temperatura freona na koncu ekspanzije u turbini cca 54,3 °C, moguće je ovim fluidom grijati samo teško gorivo u skladišnim tankovima HFO na 45 °C. U ovom radu dio radnog medija je oduzet prije odlaska u parnu turbinu i odveden u izmjenjivače topline modula goriva i za ostale brodske potrebe grijanja.
8. Pri pretpostavljenoj unutrašnjoj efikasnosti pumpe 80%, zbog znatno većeg masenog protoka freona R123 u odnosu na vodu/vodenu paru, potrebna snaga pumpe je 131,7 kW, pa je ukupno potrebna električna snaga 1 044 kW.
9. Temperatura zraka na izlazu iz zagrijača radnog medija je kod 50% opterećenja glavnog motora 86,3 °C, pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = T_{\text{zrak2}} - T_{\text{ORC6}} = 86,3 - 75 = 11,3$ °C. To je manje od 15 °C ali više od 10 °C (pinch point). Kako je već kod 65% opterećenja glavnog motora T_{zrak2} = 91,9 °C pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = T_{\text{zrak2}} - T_{\text{ORC6}} = 91,9 - 75 = 16,9$ °C Odatle slijedi da nije potrebno koristiti vodu plašta cilindra, jer se ista toplina može dobiti iz zraka za prednabijanje motora.
10. Proračuni pokazuju da su uštede na gorivu pri 912/1 044 kWe primjenom CHP s R123 radnim medijem velike i da se postižu u svim režimima rada glavnog motora od 50 do 100% *SMCR* opterećenja. Kod pinch pointa 15 °C ušteda iznosi 1 107 t_{HFO}/god ili 783 000 US$/god što je 88,3% potrošnje pomoćnog dizelskog agregata, dok pri PP10 ušteda iznosi 1 219 t_{HFO}/god ili 861 877 US$/god što je ušteda u iznosu od 97,2% u odnosu na pomoćni dizelski agregat. Ovi podaci odnose se na 80% *SMCR* opterećenja glavnog motora, što je odabrano pogonsko opterećenje motora.

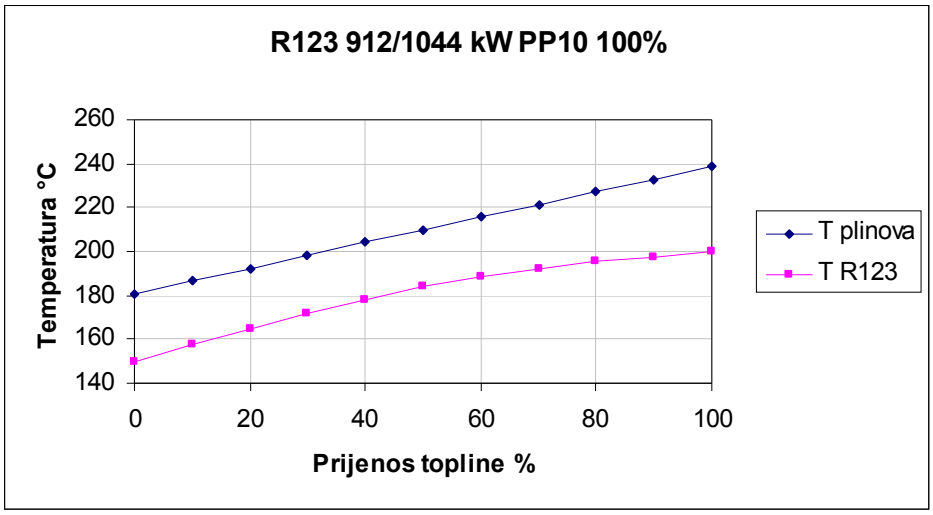
5.2.4.11. Provjera pinch pointa 10 °C

Tablica 5.26 Parametri prijenosa topline u kotlu s R123 za 100% opterećenja glavnog motora

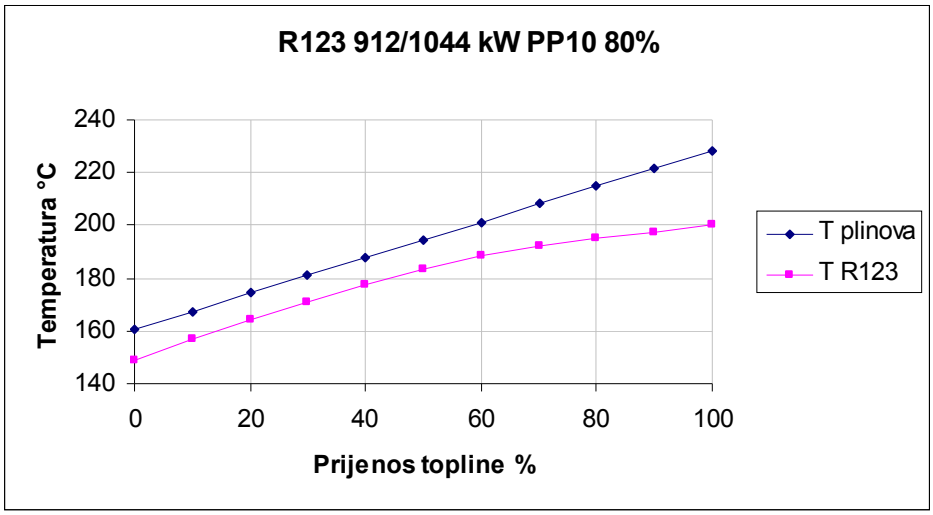
$\dot{Q}_{i,\text{ORC}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\text{ORC}}$ kJ/kg	364,48	374,21	383,93	393,66	403,38	413,11	422,83	432,56	442,28	452,01	461,73
$T_{1,\text{ORC}}$ K	423,15	430,71	437,96	444,83	451,21	456,95	461,82	465,59	468,36	470,69	473,15
$T_{1,\text{ORC}}$ °C	150,0	157,56	164,81	171,68	178,06	183,80	188,67	192,44	195,21	197,54	200,0
$h_{1,\text{plinova}}$ kJ/kg	538,66	544,77	550,88	556,99	563,09	569,20	575,31	581,42	587,53	593,64	599,74
$T_{1,\text{plinova}}$ K	454,00	459,80	465,59	471,37	477,14	482,91	488,67	494,43	500,18	505,92	511,65
$T_{1,\text{plinova}}$ °C	180,85	186,65	192,44	198,22	203,99	209,76	215,52	221,28	227,03	232,77	238,5
$\Delta T_{1,\text{pl/ORC}}$ °C	30,85	29,09	27,63	26,54	25,94	25,97	26,86	28,84	31,82	35,23	38,50

Tablica 5.27 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja glavnog motora

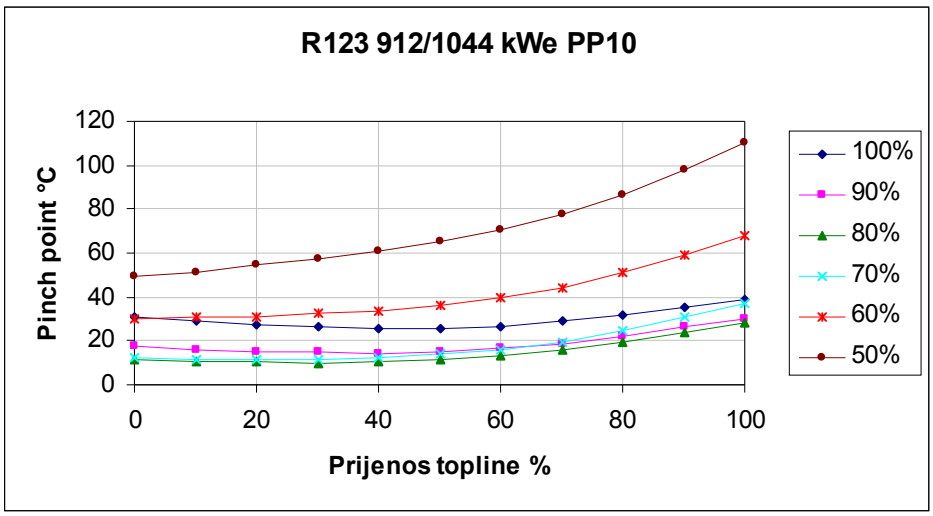
$\Delta h_{i,\text{pl}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\text{plinova}}$ kJ/kg	517,48	524,62	511,77	538,91	546,06	553,20	560,35	567,49	574,64	581,78	588,33
$T_{1,\text{plinova}}$ K	433,85	440,66	447,45	454,24	461,02	467,79	474,55	481,30	488,04	494,77	501,49
$T_{1,\text{plinova}}$ °C	160,70	167,51	174,30	181,09	187,87	194,64	201,40	208,15	214,89	291,62	228,34



Slika 5.95 Temperature plinova i radnog medija R123 u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora



Slika 5.96 Temperature plinova i radnog medija R123 u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora



Slika 5.97 Pinch point u kotlu s R123 pri opterećenju glavnog motora od 50 do 100%

5.2.5. Proračun parne turbine s R123 fluidom za standardnu električnu snagu

Prethodni proračun se ponavlja, ali sada za snagu generatora od 620 kW i sa radnim fluidom R123, također u natkritičnom parnom cilusu istih vršnih parametara. I u ovom proračunu izostavit će se reduktor, budući da se kod para freona mogu koristiti turbine manjih brzina vrtnje. Sustav parogeneratora prikazan je slikom 5.74 a *h-s* dijagram ekspanzije u turbini identičan je prethodnima kao što je prikazano slikom 5.9.

Sada je unutarnja snaga turbine:

$$P_{\mathrm{i}} = \frac{P_{\mathrm{G}}}{\eta_{\mathrm{m}} \cdot \eta_{\mathrm{GB}} \cdot \eta_{\mathrm{G}}} = 775 \text{ kW} \tag{5.1}$$

Odabiru se parametri parnog kotla na R123 kao i kod punog električnog opterećenja. Gubitci na tlaku i toplini u parovodu su također identični prethodnim slučajevima.

Unutrašnja efikasnost parne turbine na R123 je 85% a ekspanzija završava u pregrijanom području, $p_2 = 1{,}3507$ bar za $T_{\text{kondenzacije}} = 36{,}0$ °C.

Obzirom da je temperatura radnog fluida nakon ekspanzije u turbini 54,3 °C, može se koristiti samo za grijanja HFO u skladišnim tankovima. Za grijanje HFO u modulu goriva te za ostale potrebe grijanja na brodu, potrebno je zagrijati dodatnu količinu radnog medija u utilizacijskom kotlu, koji se odvodi u grijače prije turbine.

Prema podacima Brodogradilišta Split [54] modul goriva troši 196 kW toplinske snage grijući HFO sa 110 na 145 °C.

HFO u skladišnim tankovima potrebno je održavati na temperaturi od 45 °C i za to se troši 165 kW toplinske energije.

Za sve ostale potrebe grijanja tijekom plovidbe treba $\dot{Q}_{\text{ostalo}} = 511{,}5$ kJ/s.

Fluid $\dot{m}_{\text{ORC,HFOskladišni}}$ stanja 2', fluid $\dot{m}_{\text{ORC,modul}}$ stanja 9''' te $\dot{m}_{\text{ORC,ostalo}}$ stanja 10''' ulaze u kondenzator.

T-s dijagramom na slici 5.76 prikazan je kompletan proces grijanja i ekspanzije u turbini.

5.2.5.1. Toplina odvedena radnom fluidu u kondenzatoru:

$$\dot{Q}_{\text{ORC,kond}} = \dot{m}_{\text{ORC,u}} \cdot (h_3 - h_4) \tag{5.50}$$

Ukupni protok radnog medija je:

$$\dot{m}_{\text{ORC,u}} = \dot{m}_{\text{ORC,HFOsklad}} + \dot{m}_{\text{ORC,modul}} + \dot{m}_{\text{ORC,ostalo}}$$

5.2.5.2. Zagrijavanje radnog fluida vodom plašta cilindra

Pretpostavka: $T_{\text{ORC,6}}$ = 75 °C

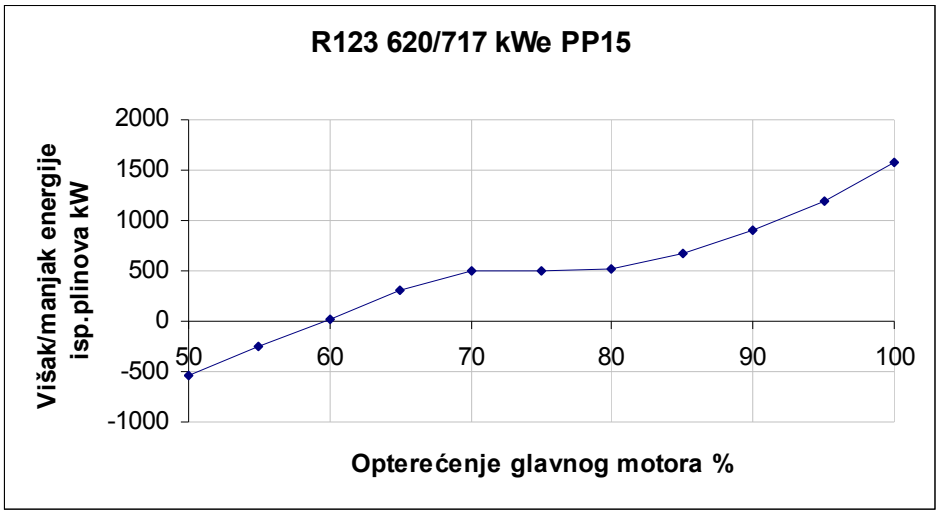
5.2.5.3. Zagrijavanje radnog fluida R123 toplinom komprimiranog zraka

Pretpostavka: $T_{\text{ORC,7}}$ = 150 °C

5.2.5.4. Zagrijavanje radnog fluida R123 u parnom kotlu - utilizatoru

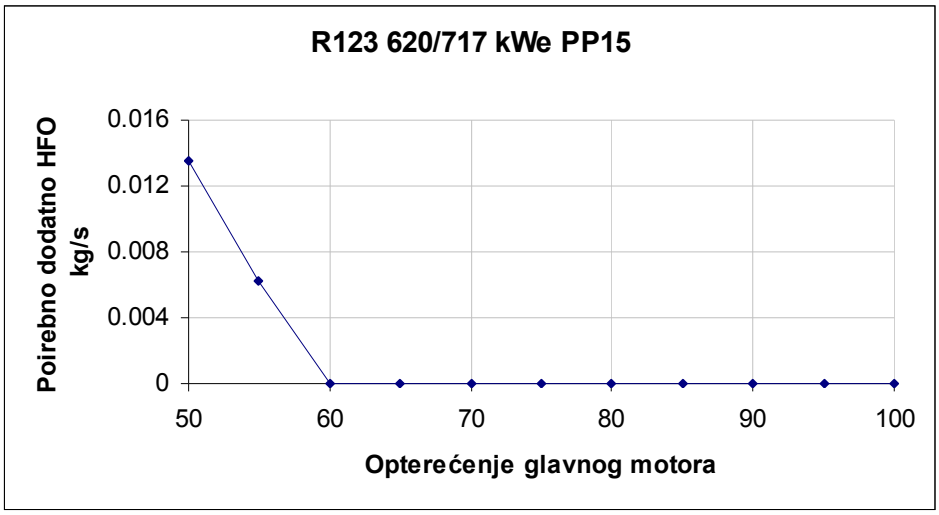
U utilizacijskom kotlu radni fluid R123 treba zagrijati sa 150 °C na 200 °C pri tlaku od 45 bar (pretpostavka je da nema gubitaka na tlaku radnog fluida kroz kotao).

Pod ovakvim uvjetima u ispušnim plinovima ima dovoljno toplinske energije u rasponu od 60% do 100% opterećenja glavnog motora. Tek ispod 60% potrebno je izgoriti dodatno gorivo kako bi energija ispušnih plinova bila dostatna za proizvodnju potrebne električne i toplinske energije.



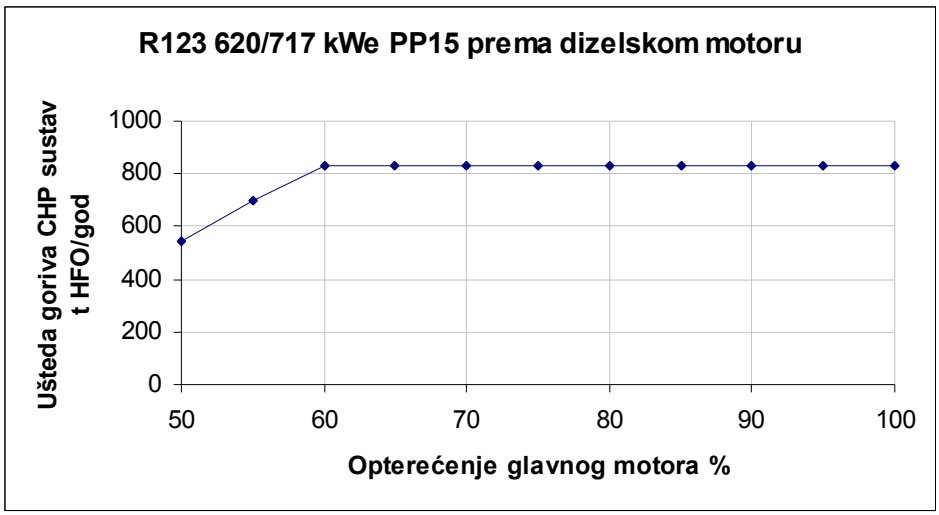
Slika 5.98 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 620/717 kWe sa R123 i PP15

5.2.5.5. Određivanje dodatne količine goriva

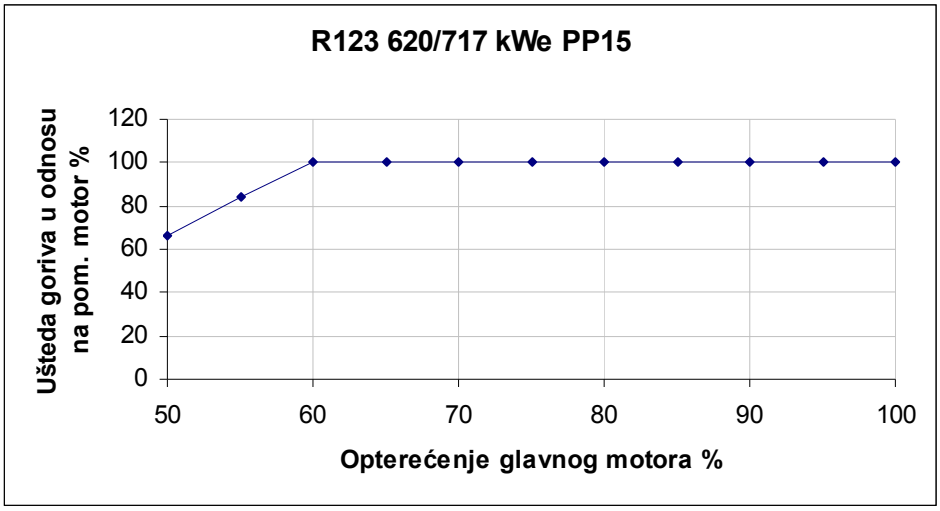


Slika 5.99 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R123 620/717 kWe i PP15

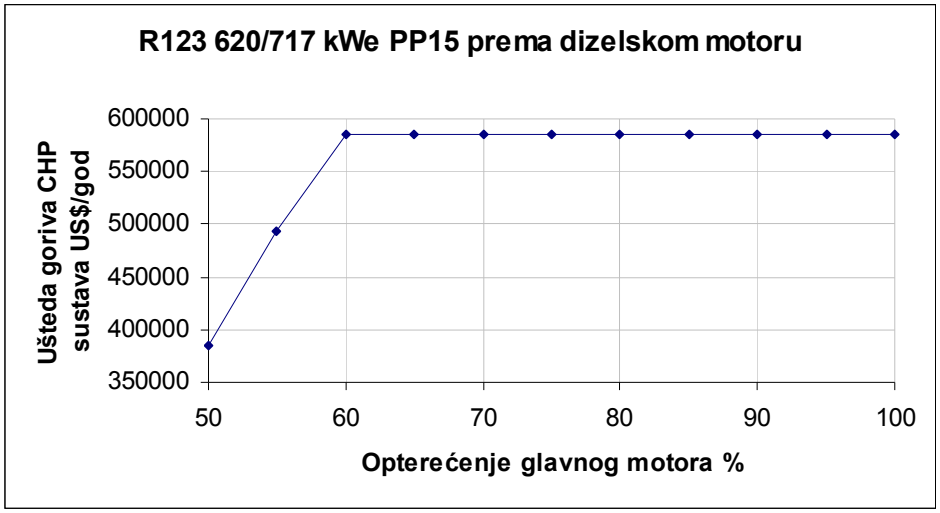
5.2.5.6. Proračun uštede goriva prema podacima potrošnje goriva pomoćnoga dizelskoga motora na ispitnom stolu u TDM SPLIT



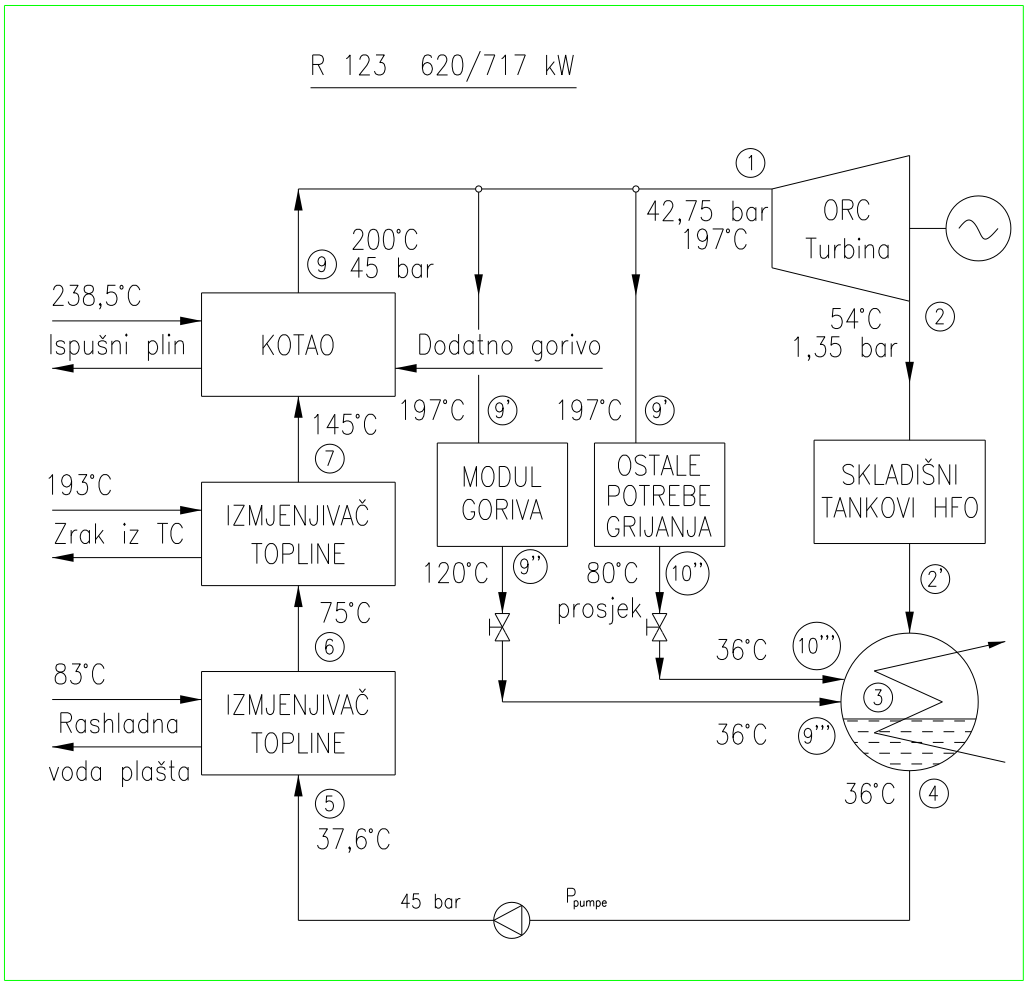
Slika 5.100 Ušteda goriva u t HFO/god CHP sustava sa R123 912/1015 kWe i PP15



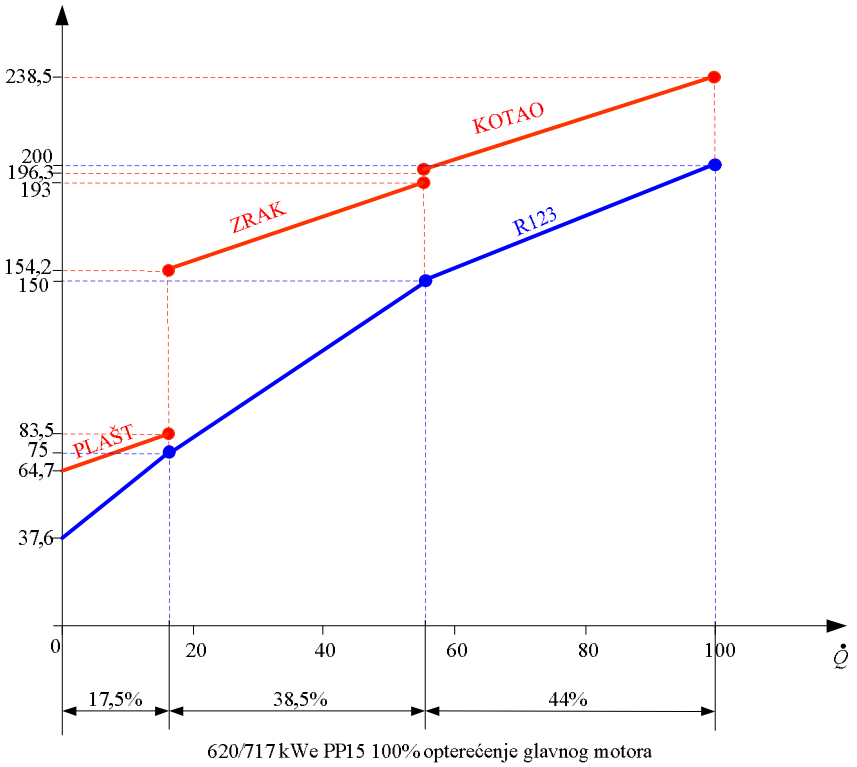
Slika 5.101 Ušteda goriva CHP sustava s R123 620/717 kWe i PP15 u odnosu na dizelski generator



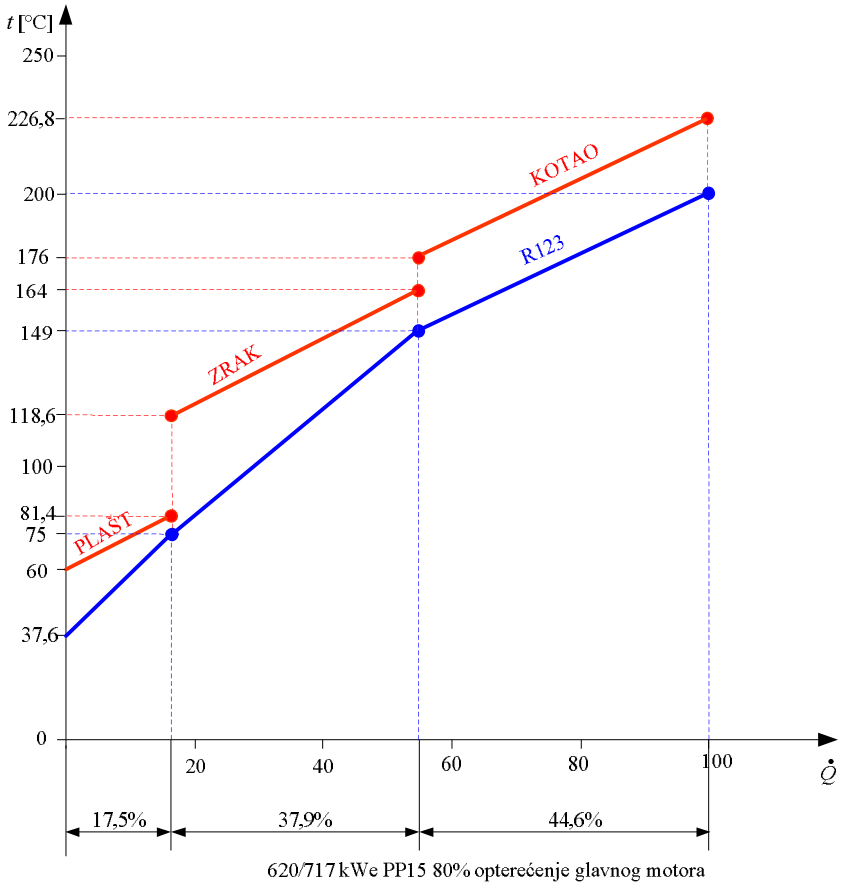
Slika 5.102 Ušteda goriva u US$/god CHP sustava s R123 620/717 kWe i PP15



Slika 5.103 Shema CHP postrojenja s R123 fluidom za 620/717 kWe PP15



Slika 5.104 Prijenos otpadne topline u ORC R123 snage 620/717 kWe i PP15 pri 100% opterećenja



Slika 5.105 Prijenos otpadne topline u ORC R123 snage 620/717 kWe i PP15 pri 80% opterećenja

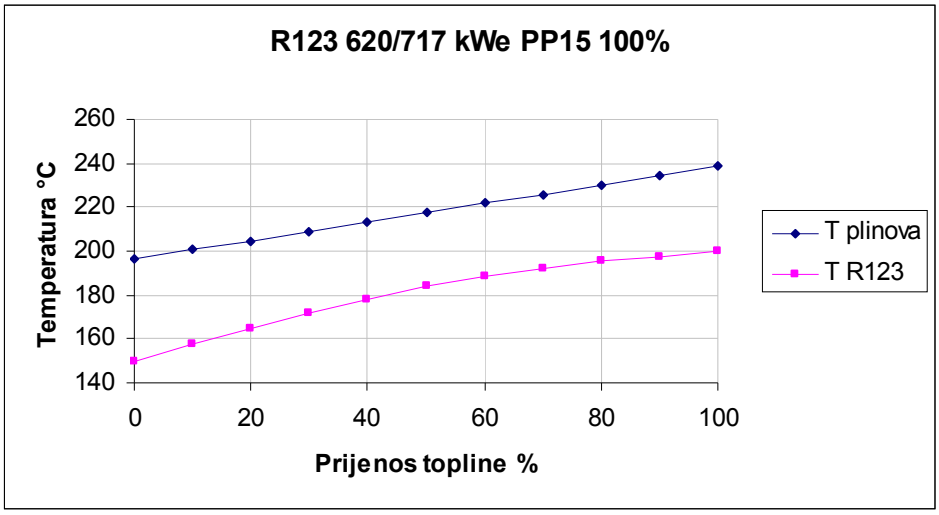
5.2.5.7. Provjera pinch pointa 15 °C

Tablica 5.28 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja glavnog motora

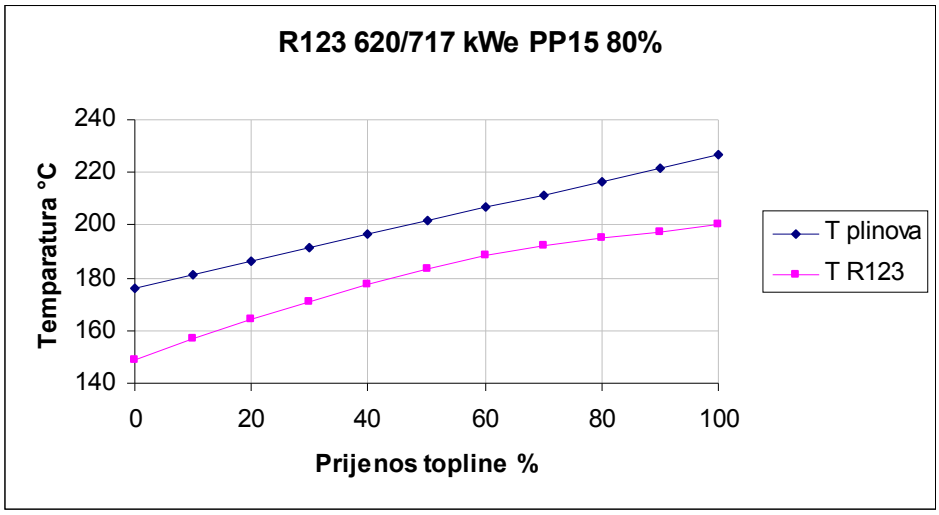
$\dot{Q}_{i,\mathrm{ORC}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{ORC}}$ kJ/kg	364,48	374,21	383,93	393,66	403,38	413,11	422,83	432,56	442,28	452,01	461,73
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ K	423,15	430,71	437,96	444,83	451,21	456,95	461,82	465,59	468,36	470,69	473,15
$T_{1,\mathrm{ORC}}$ °C	150,0	157,56	164,81	171,68	178,06	183,80	188,67	192,44	195,20	197,54	200,0
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	554,99	559,47	563,94	568,42	572,89	577,37	581,84	586,32	590,79	595,27	599,74
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	469,48	473,71	477,94	482,17	486,39	490,61	494,83	499,04	503,25	507,45	511,65
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	196,33	200,56	204,79	209,02	213,24	217,46	221,68	225,89	230,10	234,30	238,50
$\Delta T_{\mathrm{pl/ORC}}$ °C	46,33	43,00	39,98	37,34	35,18	33,66	33,01	33,45	34,89	36,76	38,50

Tablica 5.29 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja glavnog motora

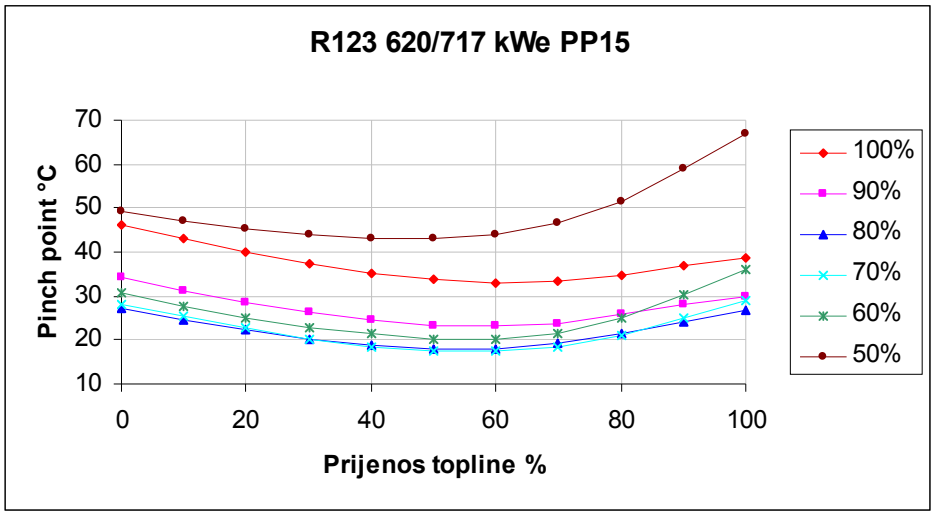
$\Delta h_{i,\mathrm{pl}}$ %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$h_{1,\mathrm{plinova}}$ kJ/kg	533,63	539,00	544,36	549,73	555,09	560,46	565,82	571,19	576,56	583,19	587,29
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ K	449,22	454,32	459,41	464,50	469,58	474,65	479,72	484,79	489,85	496,09	499,95
$T_{1,\mathrm{plinova}}$ °C	176,07	181,17	186,26	191,35	196,43	201,50	206,57	211,64	216,70	222,94	226,8



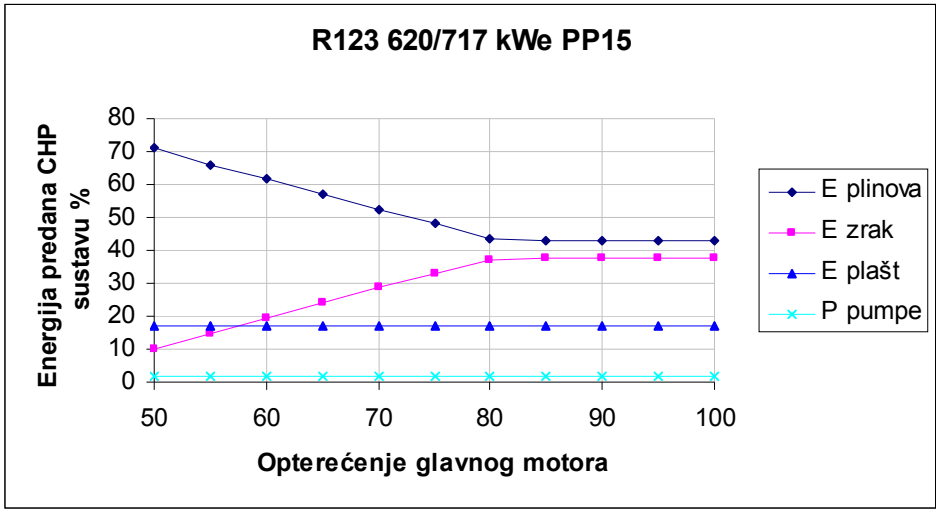
Slika 5.106 Temperature plinova i radnog medija R123 620/717 kW i PP15 u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora



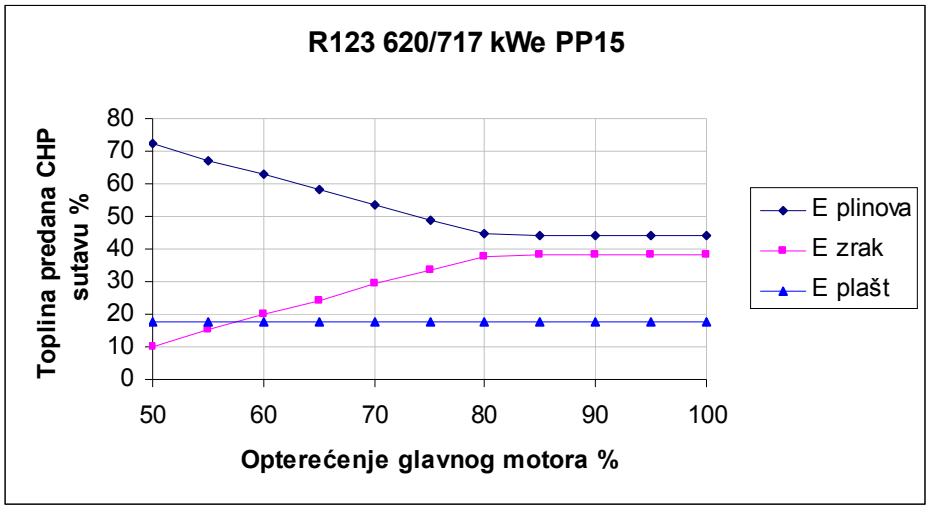
Slika 5.107 Temperature plinova i radnog medija R123 620/717 kW i PP15 u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora



Slika 5.108 Pinch point u kotlu s R123 620/717 kWe za PP15 pri opterećenju motora od 50 do 100%



Slika 5.109 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R123 snage 620/717 kWe



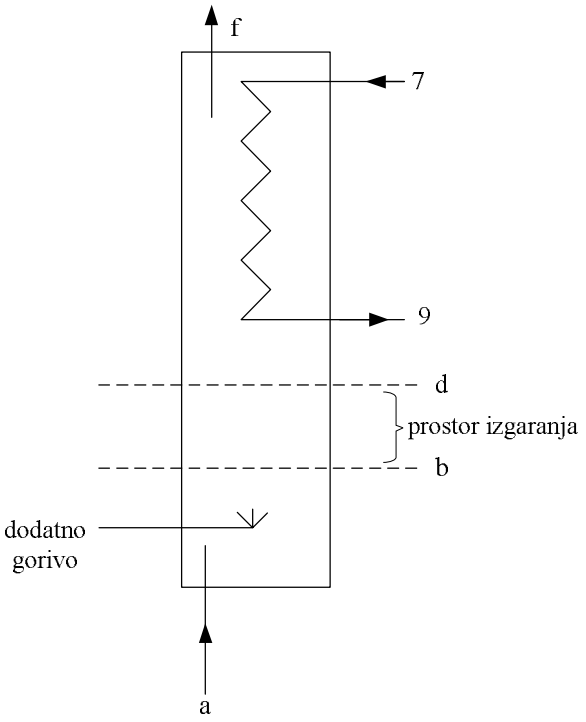
Slika 5.110 Udijeli ukupne topline predane CHP sustavu na R123 snage 620/717 kWe

Komentar:

1. Proračun je rađen za ISO standardne uvjete. Za konačnu odluku, ovisno o ruti plovidbe, proračun bi trebalo ponoviti za tropske uvjete i/ili zimske uvjete.
2. U proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog fluida osim od kotla do turbine.
3. Proračun je rađen za rad motora na HFO. Za određene rute plovidbe, neće se moći koristiti teško gorivo, već MDO ili neko drugo ekološki prihvatljivo gorivo. U takvim slučajevima cijena goriva će biti znatno veća, pa će i moguće uštede biti znatno veće.
4. Jedan od rubnih uvjeta je da temperatura ispušnih plinova ne smije pasti ispod 145 °C jer bi došlo do kondenzacije sumporne kiseline. Primjenom goriva niskog sadržaja sumpora ovaj uvjet se može dokinuti ili barem smanjiti, što bi povećalo efikasnost CHP ciklusa u području manjih opterećenja.
5. U promatranom slučaju potrošnja zasićene pare za potrebe grijanja je znatna. U nekim drugim slučajevima moguće su situacije da je potrebna toplina za potrebe grijanja manja, pa konačni rezultati mogu biti i povoljniji.
6. Obzirom da je temperatura freona na koncu ekspanzije u turbini cca 54,3 °C, moguće je ovim fluidom grijati samo teško gorivo u skladišnim tankovima HFO na 45 °C. U ovom radu dio radnog medija je oduzet prije odlaska u parnu turbinu i odveden u izmjenjivače topline modula goriva i za ostale brodske potrebe grijanja.
7. Pri pretpostavljenoj unutrašnjoj efikasnosti pumpe 80%, zbog znatno većeg masenog protoka freona R123 u odnosu na vodu/vodenu paru, potrebna snaga pumpe je 97 kW, pa je ukupno potrebna električna snaga 717 kW.
8. Temperatura zraka na izlazu iz zagrijača radnog medija je kod 50% opterećenja glavnog motora 92,9 °C, pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = T_{\text{zrak2}} - T_{\text{ORC6}} = 92{,}9 - 75 = 17{,}9$ °C. Kako je već kod 65% opterećenja glavnog motora T_{zrak2} = 104,5 °C pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = 29{,}5$ °C Odatle slijedi da nije potrebno koristiti vodu plašta cilindra, jer se ista toplina može dobiti iz zraka za prednabijanje motora.
9. Proračuni pokazuju da su uštede na gorivu pri 620/717 kWe primjenom CHP s R123 radnim medijem velike i da se postižu u svim režimima rada glavnog motora od 50 do 100% opterećenja u odnosu na *SMCR*. Kod pinch pointa 15 °C ušteda iznosi 827,7 t_{HFO}/god ili 585 260 US$/god što je 100% potrošnje pomoćnog dizelskog agregata. Ovi podaci odnose se na 80% *SMCR* opterećenja glavnog motora, što je odabrano pogonsko opterećenje motora.

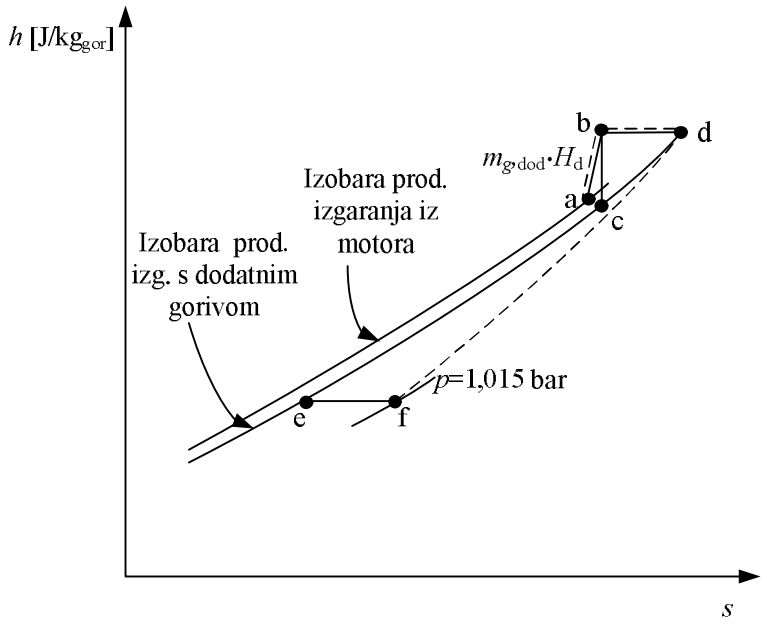
6. PROCES U PAROGENERATORU S ORC FLUIDOM

Proces na strani produkata izgaranja u generatoru pare bio je u poglavlju 5.2 obuhvaćen bilancom energije i stavljan u željeni odnos s procesom samog ORC fluida u *T-Q* dijagramu na slikama 5.68, 5.69, 5.93 i 5.94. No za proračun samog parogeneratora i za analizu gubitaka radne sposobnosti po pojedinim komponentama procesa rastavit će se sveukupni proces na sastavne elementarne procese po metodi dekompozicije [79]. Na slici je shema parogeneratora s ulaznim stanjem produkata izgaranja iz motora (stanje **a**), stanjem nakon ubrizgavanja dodatnog tekućeg goriva (**b**), stanjem nakon izgaranja dodatnog goriva (**d**) i stanjem „obogaćenih" produkata izgaranja na ulazu u dimnjak (**f**).



Slika 6.1 Shema parogeneratora za ORC fluid

h-s dijagram na slici 6.2 odnosi se na produkte izgaranja nastale po 1 kg goriva izgorenog u motoru, i s količinom goriva dodatno izgorenom po tom kilogramu, $m_{\text{gor,dod.}}$. U realnom procesu se ulazno stanje **a** mijenja ubrizgavanjem goriva do **b**, ireverzibilnim izgaranjem **b-d** i predajom topline uz pad tlaka zbog unutarnjeg trenja **d-f**. Radi određivanja gubitaka radne sposobnosti tijekom cijelog ovog procesa i radi lakšeg proračuna, on se zamjenjuje s nekoliko elementarnih sukcesivnih procesa, po ukupnom učinku ekvivalentnih realnom u svakom pogledu. Nepovrativi proces **b-d** ekvivalentan je dobivenom radu u povrativom procesu **b-c** ($W_{\text{t,b-c}} = h_{\text{b}} - h_{\text{c}}$), zatim disipacija toga rada u procesu **c-d** (sve skupa gubitka rada i dobitka isto tolike ali manje vrijedne topline), zatim interno ravnotežnoj predaji topline u procesu **d-e** ($h_{\text{d}} - h_{\text{e}}$) i na koncu s četvrtim elementarnim procesom **e-f**, a to je prigušivanje. Prigušivanje sadrži učinke rada unutarnjeg trenja, kao što proces **c-d** sadrži svu nepovrativost procesa izgaranja dodatnog goriva.



Slika 6.2 Realan proces produkata izgaranja i njegova dekompozicija

Proračun svakog od četiri elementarna uzastopna procesa je elementaran i bitno jednostavniji od proračuna svih procesa kao simultanih u procesu **a-b-d-f**. U ovom radu analiza po prvom i drugom zakonu termodinamike eksplicitno je izbjegnuta, ali je implicite uključena u bilancama. Za ostale iste okolnosti razliku u potrošnji goriva lako je prevesti u razliku u potrošnji radne sposobnosti za postizanje jednakih učinaka za korisnike: kako dobivenog rada, tako i simultano dobivene topline na temperaturama koje traže pojedini korisnici.

Detaljna primjena metode rastavljanja u termodinamičkoj analizi procesa u motoru s unutrašnjim izgaranjem data je u posebnom radu [46].

7. REZULTATI ISTRAŽIVANJA I ANALIZA REZULTATA

Pri izradi ovog rada korištene su fizikalne i termodinamičke jednadžbe u ustaljenim uvjetima rada. Proračuni su rađeni u Excelu, a termodinamička stanja svih fluida; zraka, ispušnih plinova, goriva, vode, freona itd., dobivena su korištenjem NIST Refprop09 tablica/programa.

Razmatrani brodski energetski sustav kogeneracije prikazan je i analiziran kao termodinamički protočni proces, uz prikaz procesa shemama, *h-s* i *T-s* dijagramima. Pinch point je provjeren na svim potrebnim nivoima i grafički je prikazan dijagramima.

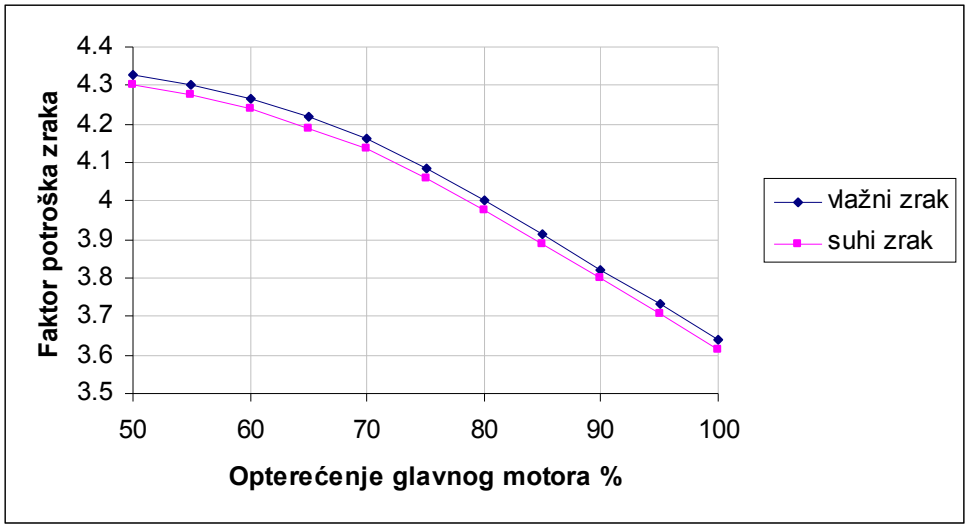
Prikazana je potrošnja goriva za sve promatrane sustave grafički u području opterećenja glavnog motora od 50 do 100% SMCR, te izračunate uštede ORC postrojenja u odnsou na pomoćni dizelski motor i parno turbinski ciklus.

Proračun izgaranja u pogonskom motoru baziran na podacima tvrtke MAN-B&W za motor 6S70MC-C7.1-TI daje rezultate koji se u većem obimu izvrsno poklapaju s podacima MAN-a. Jedina razlika postoji u sadržaju energije ispušnih plinova i ona iznosi oko 10%. Budući su podaci MAN-a okvirni, što je potvrdio i Nielsen [78] može se uzeti da i taj dio proračuna daje zadovoljavajuće točne rezultate.

Svi ostali parametri proračunati u poglavlju 4. daju gotovo identične rezultate koje daje MAN-B&W CEAS_ERD. Djelomična validacija modela moguća je preko rezultata dobivenih proračunima i ispitivanjima stvarno izvedenih WHR sustava MAN B&W i WÄRTSILE u suradnji s tvrtkama Peter Brotherhood Ltd i Aalborg Industries.

7.1. FAKTOR POTROŠKA ZRAKA

U početnim proračunima energije ispušnih plinova koje je trebalo koristiti u utilizacijskom kotlu, bilo je evidentno da energija ispušnih plinova neće biti dostatna za proizvodnju potrebne električne i toplinske energije. Iz tog razloga je trebalo definirati sadržaj kisika u ispušnim plinovima kako bi se potvrdilo da je moguće izgarati dodatno gorivo u utilizacijskom kotlu bez dodatnog zraka. Rezultat ove analize doveo je do definiranja faktora protoka ili potroška zraka, kao omjera stvarnog protoka zraka kroz motor, prema stehiometrijskom protoku zraka potrebnog za izgaranje goriva u raznim režimima.



Slika 4.11 Faktor potroška zraka u funkciji opterećenja motora (samo gorivo)

Iz slike 4.11 je vidljivo da se faktor potroška zraka za promatrane režime rada glavnog motora kreće od 3,6 do 4,3. Današnji dizelski motori visokog srednjeg efektivnog rlaka i visokog maksimalnog tlaka koriste visoki koeficijent pretička zraka koji sudjeluje u izgaranju. Kod punog opterećenja, i kod 4-t i kod 2-t motora koji pogone propeler fiksnog uspona, λ iznosi gotovo 2. Pri manjim opterećenjima (manjoj brzini vrtnje) javlja se problem nedostatka energije ispušnih plinova pa je λ kod 4-t motora oko 1,5.

Visoki pretičak zraka omogućuje veliku snagu po cilindru uz zadržavanje maksimalnog tlaka u dozvoljenim granicama. Pri tome se zbog smanjene maksimalne temperature smanjuju i emisije NOx-a, visoki λ manje NOx emisije. Također, povećani protok ispušnih plinova u režimu djelomičnog opterećenja, pozitivno djeluje na izbjegavanje područja pumpanja turbo kompresora pri nižim i srednjim opterećenjima. Da bi se izbjegao rad u području pumpanja, obično se odabire kompresor manjeg omjera tlakva i većeg protoka. Međutim, i dalje postoji težnja povećanja omjera kompresije iznad 5 kod jednostupanjskih kompresora.

Kod stvarnih procesa ispiranja dolazi do miješanja tijekom zamjene plinova izgaranja sviježim punjenjem, pa dio svježeg punjenja izlazi s ispušnim plinovima van cilindra. Rezultati proračuna faktora potroška zraka ukazuju da je ovo direktno istjecanje zraka znatno. Direktno istjecanje sviježeg punjenja je neželjena pojava, budući da se dio komprimiranog zraka beskorisno gubi, premda posebno u području srednjih opterećenja ima pozitivan efekt na rad turbopunjača.

Eksperimenti su pokazali da se manje miješanje zraka i plinova izgaranja postiže smanjenjem veličina ulaznih otvora (kanala), uz povećanje njihovog broja. Važno je da se mlazevi sviježeg punjenja znatno uspore nakon ulaska u cilindar. U protivnom, fronta ispiranja će doseći ispušni kanal prebrzo. Rezultati mjerenja pokazali su da ulazni otvori usmjereni tangecijalno daju najstabilniju frontu ispiranja preko širokog raspona radnih uvjeta.

Visoki faktor protoka zraka ukazuje na veoma važnu činjenicu da je temperatura ispušnih plinova 2-t motora niska, ne samo zbog visokog stupnja djelovanja motora, već i zbog prevelikog gubitka sviježeg punjenja koje direkto istječe u ispušni kanal. To znači, da je potrebno daljnje istraživanje poboljšanja kvalitete izmjene radne tvari kod 2-t dizelskih motora. Jedan od načina je poboljšanje tajminga ispušnog ventila, a možda i regulacija početka i završetka ulaska sviježeg punjenja u cilindre motora. Smanjivanjem gubitaka prostrujavanja, povećala bi se temparatura ispušnih plinova i time poboljšali uvjeti utilizacije.

Visoki faktor potroška zraka i kvalitetno ubrizgavanje pozitivno djeluju na količinu neizgorenog goriva i emisije. Sa stajališta bilance energije emisije ne igraju značajniju ulogu, osim onog dijela koji se odnosi na neizgoreno gorivo, i koje u raznim oblicima ugljikovodika izlazi s ispušnim plinovima u atmosferu. U promatranom motoru neizgorenog goriva u ispušnim plinovima je 0,96%, a zajedno s cilindarskim uljem iznosi 1,3%.

7.2. BILANCA ENERGIJE

U početnom dijelu disertacije izračunati su podaci za dijagram bilance energije u promatranom području rada glavnog motora.

Iz dijagrama se može zaključiti sljedeće:

- Udio energije ispušnih plinova u gubicima motora najmanji je u području od 70% do 85% opterećenja glavnog motora, što je ujedno i pogonsko opterećenje.

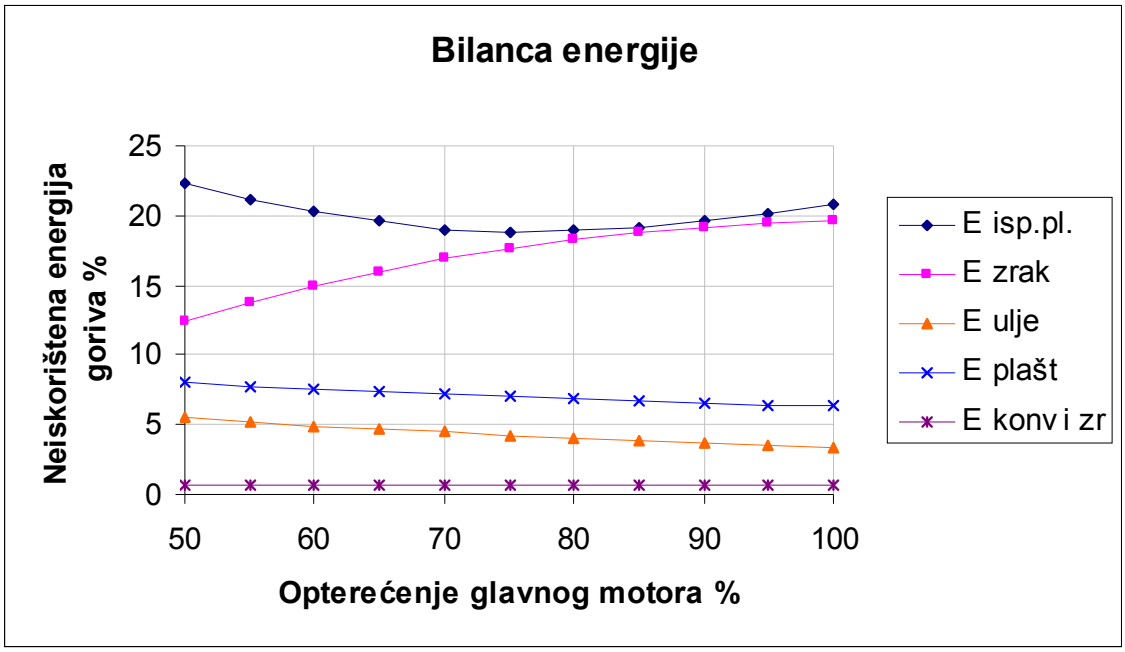
- S porastom opterećenja motora raste i udio topline koju treba odvoditi od zraka za prednabijanje motora, što je i očekivano. Ona nije visoka u području manjih opterećenja

motora, dok u području opterećenja od 75% do 100%, energija odvedena zraku za ispiranje gotovo je jednaka energiji ispušnih plinova.

- Postotni udio energije koji se odvodi rasladnom vodom plašta cilindra i uljem za podmazivanje je znatno niži od energije ispušnih plinova i zraka za ispiranje, te ima blagi pad s porastom opterećenja.

- Toplina odvedena konvekcijom i radijacijom je najmanja, i konstantna u cijelom promatranom području.

Zbroj pojedinačnih neiskorištenih udjela energije iz slike 4.30 predstavlja ukupnu neiskorištenu energiju goriva izgorenog u cilindrima glavnog motora pri opterećenjima od 50 do 100%. Razlika ukupne energije goriva u iznosu od 100%, i ove neiskorištene energije, daje iznos efektivnog stupnja djelovanja promatranog motora.



Slika 4.30 Udjeli neiskorištene energije goriva glavnog motora u funkciji opterećenja

Analiza ovih rezultata upućuje da bi smanjenje potrebne količine zraka za ispiranje i prednabijanje motora smanjilo gubitke na zraku, te je za očekivati i malo povećanje stupnja djelovanja motora. Smanjenje faktora potroška zraka smanjilo bi protok zraka kroz motor. Time bi se smanjila potrebna snaga za pogon turbopunjača i povećala temperatura ispušnih plinova. Kao negativan efekt smanjenja faktora potroška zraka je povećanje emisija čađe te povećanje drugih emisija posebice NOx-a.

7.3. KOGENERACIJSKO PARNO TURBINSKO POSTROJENJE

U ovom radu ispitana su dva kogeneracijska sustava u kojima se jedan pomoćni dizelski motor za proizvodnju električne energije zamjenjuje parno turbinskim generatorom uz dodatne izmjenjivače topline koji koriste energiju pogonskog motora sadržanu u rashladnoj vodi plašta cilindra, zraku za ispiranje i prednabijanje glavnog motora, te ispušnim plinovima nakon turbine turbopunjača. Glavni porivni motor i dalje radi u vrhu efikasnosti. Budući da ispušni plinovi i pored korištenja energije rashladne vode plašta cilindra te zraka za ispiranje nemaju u svim režimima dovoljno visoku temperaturu, (prvenstveno zbog potrebnog pinch pointa) u utilizacijskom kotlu se izgara dodatno gorivo kako bi se nadoknadio ovaj energetski manjak.

Proračuni su rađeni u Excelu, a odnose se na stanje plovidbe u režimima rada glavnog motora od 50% do 100% opterećenja. Prijenos topline od strane ispušnih plinova na radni medij računao se u segmentima po 10%, od 0% do 100%.

Radni medij u prvom CHP ciklusu je voda/vodena para, a kao alternativa u drugom, freon R245fa. Radi provjere rezultata proračun je ponovljen i s freonom R123.

Proračuni su rađeni samo za ISO standardno stanje okoline, pa je za kvalitetniju analizu rezultata potrebno provesti dodatne proračune za zimske uvjete, te za tropske uvjete okoline.

No i pored toga sa sigurnošću se mogu donijeti sljedeći zaključci.

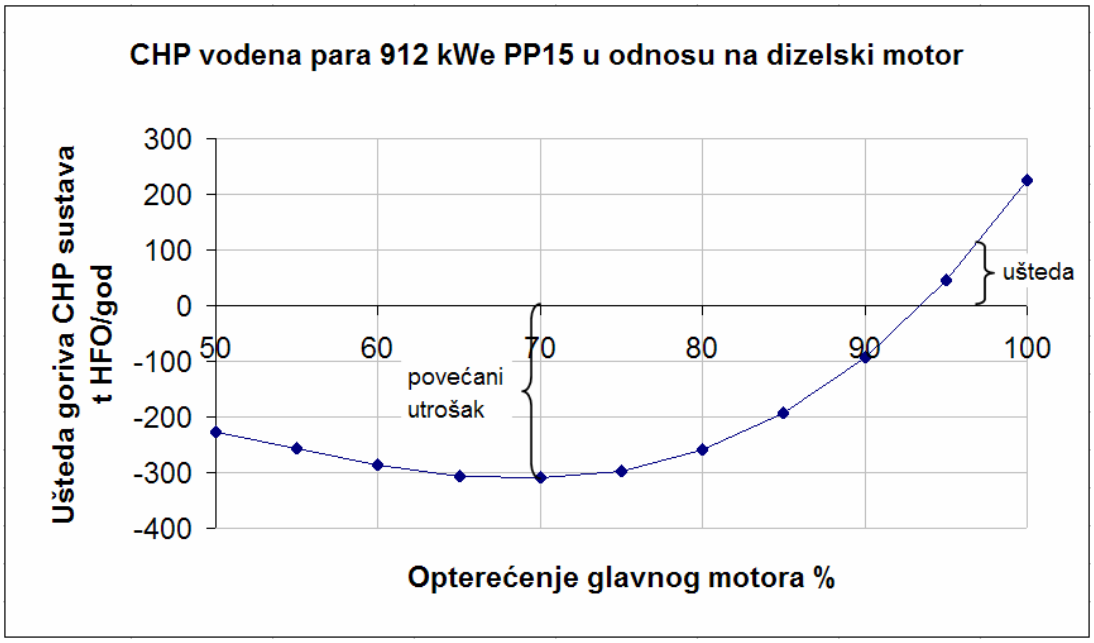
Radni medij voda:

Voda/vodena para je bez sumnje najkvalitetniji radni medij parnih ciklusa promatrano s više aspekata. Kao najveća prednost je rasprostranjenost i cijena u odnosu na sve druge radne medije. Također, voda je ekološki najprikladniji medij. Voda/vodena para ima znatno veću toplinsku vodljivost i koeficijent prijenosa topline u dvofaznom stanju od gotovo svih drugih radnih fluida.

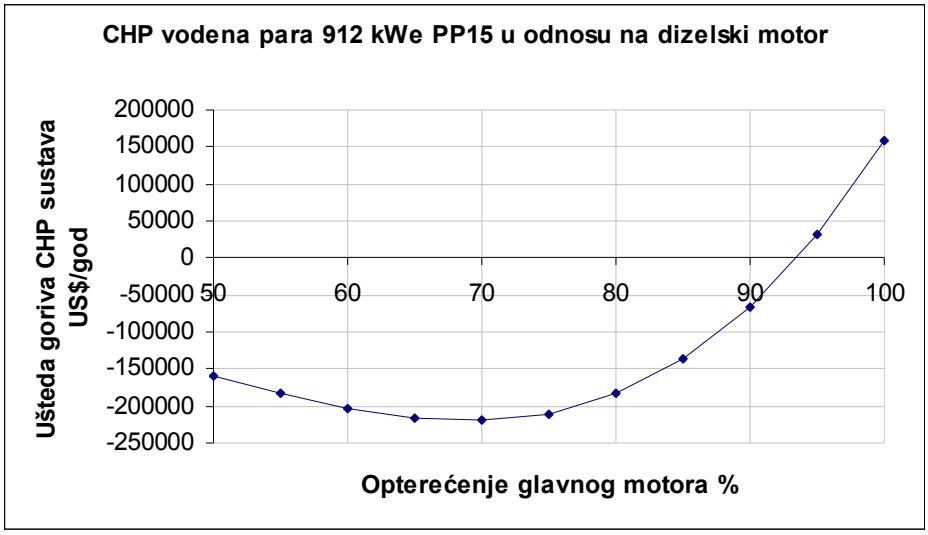
Međutim, voda nije podesna za korištenje u niskotemperaturnim procesima, posebice zbog veoma niske gustoće pare pred kondenzatorom te visoke latentne topline kondenzacije. To uzrokuje veliku temperaturnu razliku u većem dijelu procesa izmjene topline u utilizacijskom kotlu, uz zadržavanje pinch pointa od 15 °C. Zbog toga je veliki dio topline sadržan u ispušnim plinovima neiskoristiv. Potrebno je dodatno izgaranje goriva u parnom kotlu kako bi se postigla dovoljno visoka temperatura, pa se na taj način značajno povećava temperatura plinova na izlazu iz kotla i u ovim proračunima se kreće oko 180 °C, umjesto 145°C koliko bi bilo sasvim dovoljno a da ne dođe do kondenzacije sumporne kiseline.

Primjenom predloženog CHP sustava na još većim brodovima, a posebice na kontejner brodovima koji zahtijevaju znatno veće snage za poriv, te daju i znatno veće količine ispušnih plinova uz višu temperaturu na izlazu iz turbine turbopunjača, mogu se postići bolji rezultati.

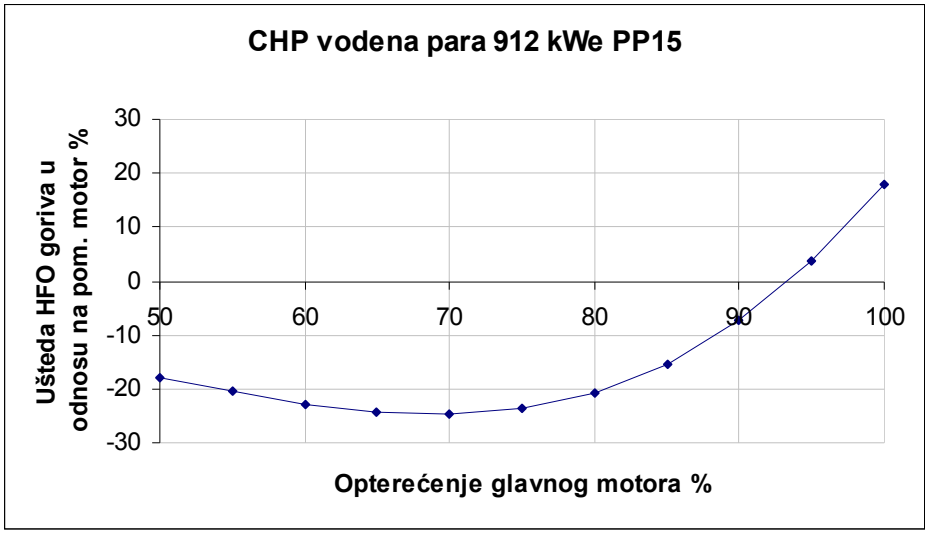
Puno električno opterećenje tijekom plovidbe



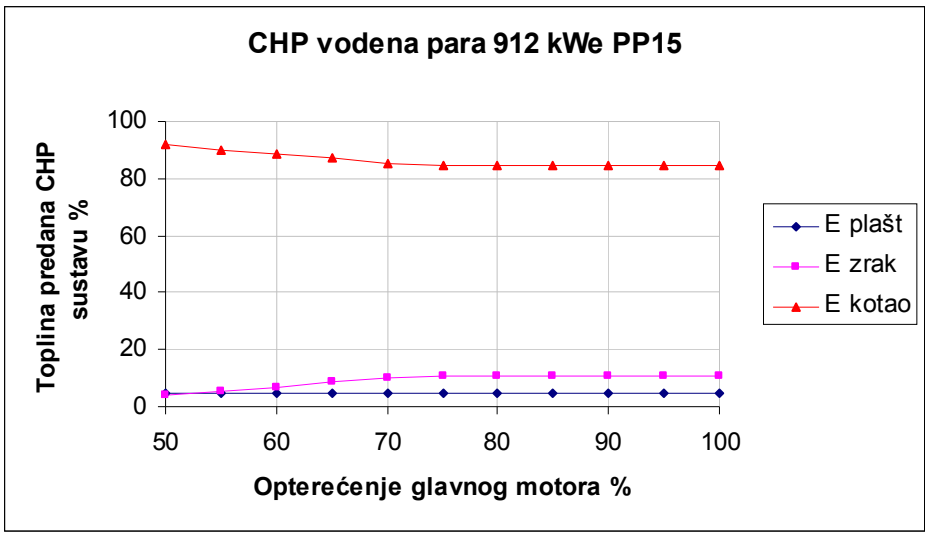
Slika 5.16 Ušteda goriva CHP sustava 912 kWe u t HFO/god



Slika 5.17 Ušteda goriva CHP sustava 912 kWe u US$/god



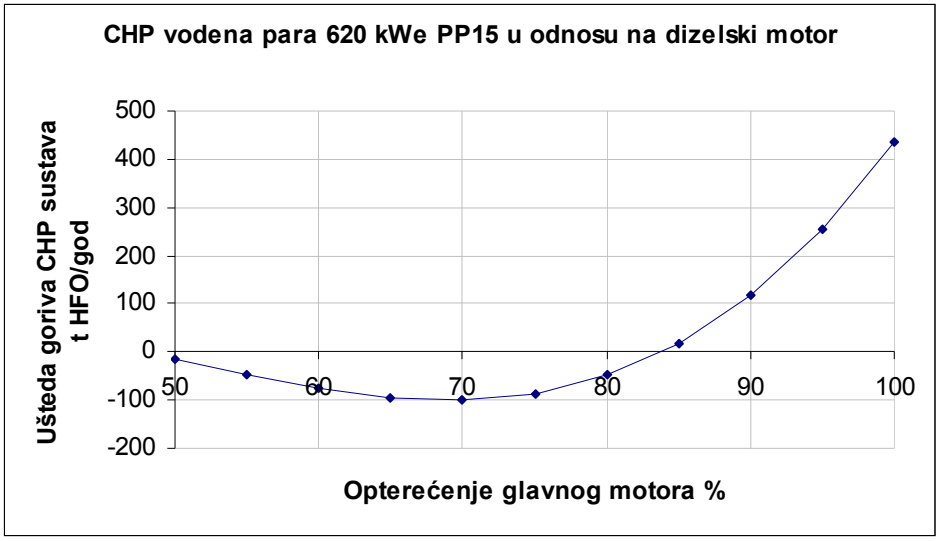
Slika 5.18 Ušteda/povećana potrošnja goriva CHP sustava 912 kWe u odnosu na dizelski agregat



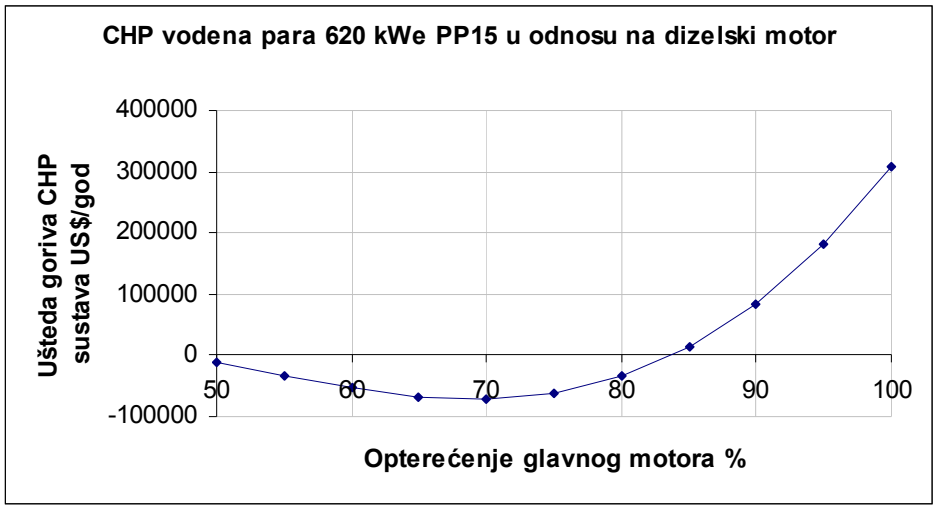
Slika 5.19 Udijeli energije predane CHP sustava 912 kWe

U proračunu parne turbine uzeta je efikasnot 0,80 što je uobičajena vrijednost za turbine takve snage. Kod CHP postrojenja za puno električno opterećenje tijekom plovidbe (parno turbinski generator snage 912 kWe), ušteda se postiže samo kod rada pogonskog motora na 95% *SMCR* snage ili više. Ušteda kod 95% opterećenja iznosi 45,65 t HFO/god ili 32 277 US$ /god što je zanemarivo.

Standardno električno opterećenje tijekom plovidbe



Slika 5.27 Ušteda goriva CHP sustava 620 kWe u t HFO/god

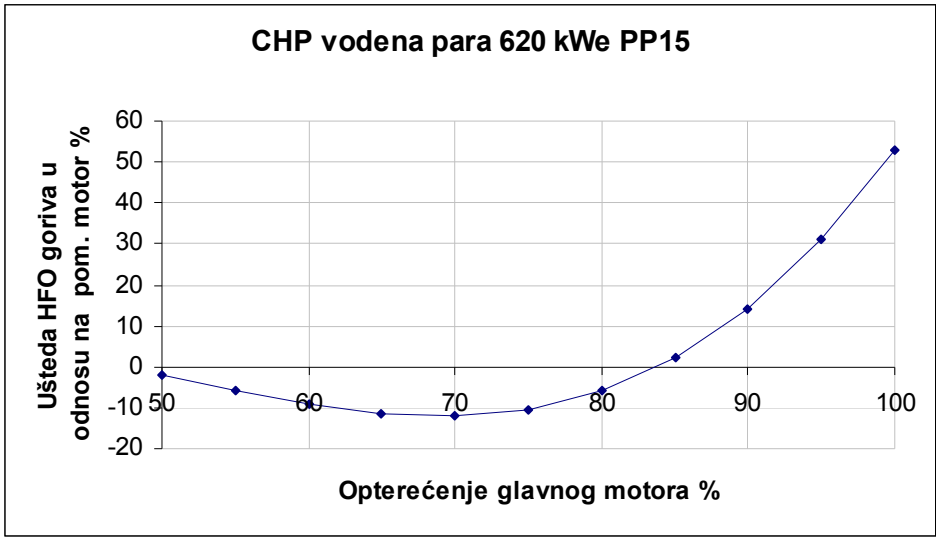


Slika 5.28 Ušteda goriva CHP sustava 620 kWe u US$/god

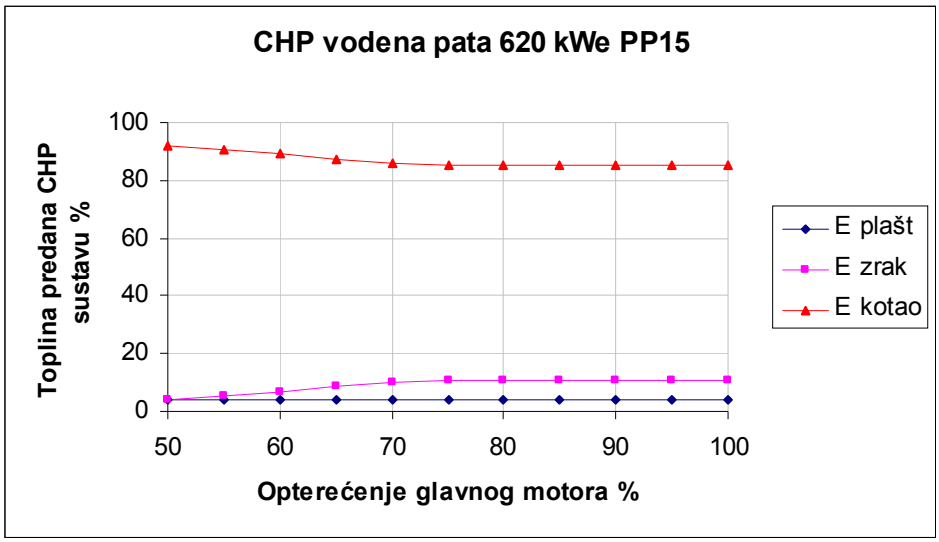
Parno turbinski CHP ciklus kod 620 kWe postiže uštede u odnosu na pomoćni dizelski motor u području od 85% do 100% *SMCR* opterećenja glavnog motora. Te uštede su značajne od 90% opterećenja glavnog motora ili više, ali nažalost za 80% opterećenja ne postoje.

Po sadašnjem nivou cijena HFO, tek kod 90% opterećenja godišnja ušteda na gorivu iznosila bi 83 615 US$, dok bi pri 95% opterećenja iznosila 181 300 US$/god što iznosi 31% potrošnje HFO goriva dizelskog generatora. Plovidba u režimu 90% *SMCR* u određenim slučajevima je prihvatljiva, pa bi ugradnja ovakvog CHP sustava omogućila uštedu na gorivu u iznosu od preko 83 000 US$ godišnje. Za veće uštede goriva trebalo bi smanjiti pinch point na 10 °C, što bi povećalo ogrjevnu površinu kotla.

Ako se ovome pridoda očekivano daljnje povećanje cijene goriva, predloženi CHP sustav s parno turbinskim generatorom bi mogao postati interesantan brodovlasnicima. Uštede nisu velike, ali nisu ni zanemarive, posebice ako bi se moglo iči na manji pinch point, primjerice 10 °C.



Slika 5.29 Ušteda/povećana potrošnja goriva CHP sustava 620 kWe u odnosu na dizelski agregat



Slika 5.30 Udijeli energije predane CHP sustava 620 kWe

Iz slike 5.30 očito je da se gotovo 90% energije s ispušnih plinova predaje vodenoj pari, ali potrebno je prethodno izgoriti u njima veliku količinu dodatnog goriva.

7.4. KOGENERACIJSKO TURBINSKO POSTROJENJE NA R245FA

Premda se ORC tehnologija razvija na kopnenim instalacijama već nekoliko desetaka godina (geotermalna energija, solarna energija, biomasa, otpadna toplina…), nisam uspio pronači literaturu i rezultate koji bi služili za usporedbu. Posebno se to odnosi za dio proračuna nadkritičnog ORC-a s R245fa fluidom, jer ne postoje objavljeni radovi ovakvog ili sličnog sadržaja, ili ih barem ja nisam našao.

Radni medij R245fa:

Proračuni su rađeni za freon R245fa i R123, (vidi poglavlje 5.2.1.) mada su u razmatranje uzeti i drugi potencijalno prihvatljivi organski fluidi. Izbor je pao na R245fa zbog brojnih veoma dobrih karakteristika. Prihvatljiv je glede zagađenja okoliša, nije zapaljiv, a kritična točka je niska što omogućuje rad u nadkritičnom području. Približno optimalan tlak u parnom kotlu iznosi 45 bar, a maksimalna temperatura 200 °C. Više temperature vjerojatno su problematične zbog moguće dekompozicije, međutim, mogući su znatno viši tlakovi. Odabirom ovakvog medija temperaturne linije ispušnih plinova i radnog medija su cijelom duljinom parogeneratora bez velikih odstupanja od odabranih 15 °C odnosno 10 °C za pinch point.

Proračuni pokazuju da su moguće velike uštede na gorivu tijekom plovidbe primjenom ovakvog CHP sustava s R245fa radnim medijem. Prema [72] prednosti turbina na organski fluid su:

1. visoka efikasnost ciklusa
2. visoka unutarnja efikasnost turbine, do 90%
3. mala mehanička naprezanja turbine zbog malih obodnih brzina
4. male brzine vrtnje dozvoljavaju direktan pogon generatora (bez reduktora)
5. nema erozija lopatica zbog odsutnosti kapljica tijekom ekspanzije

Međutim, ovdje se javljaju sljedeći problemi:

1. U parno turbinskim pogonima gotovo je nemoguće izbjeći makar malo propuštanje radnog medija u okolinu što predstavlja određeno zagađenje, te gubitak skupog medija kojeg treba nadopunjavati u sustav.
2. Nakon ekspanzije u parnoj turbini temperatura radnog medija je oko 108 °C za R245fa, što je dovoljno za sve potrebe grijanja na brodu, osim za grijanje HFO u modulu goriva, gdje je potrebno zagrijati gorivo od nekih 110 na 145 °C. Predviđenim postupnim prelaskom s HFO na MDO ova potreba grijanja HFO će nestati. Čak štoviše, ograničenje izlazne temperature ispušnih plinova zbog kondenzacije sumporne kiseline od 140 °C će prestati. U slučaju primjene HFO niskog sadržaja sumpora ostaje potreba zagrijavanja goriva u modulu goriva prije ubrizgavanja u motoru.
3. Nažalost nema sigurnih saznanja o maksimalnoj temperaturi R245fa fluida koju će izdržati bez razgradnje, pa je izabrana maksimalna temperatura radnog fluida od 200 °C vjerojatno prihvatljiva, ali bez potvrde u izvedenim postrojenjima. U [72+] predlaže se ova temperatura, a u ASHRAE Handbook [73+], *p-h* dijagram za R245fa ide do 200 °C.
4. Unutrašnja efikasnost turbine na organski fluid uzeta je 85% [69], [70], [71], [72].
5. Zbog znatno većeg masenog protoka radnog medija, potrebna je i znatno veća snaga za pogon pojne pumpe. Usljed toga, potrebna električna snaga za R245fa je 1015 kWe umjesto 912 kWe, odnosno 692 kWe umjesto 620 kWe.

Proračuni pokazuju da je za oba slučaja, umjesto izmjenjivača topline koji koristi energiju rashladne vode plašta cilindra, moguće ovu energiju dobiti iz zraka za prednabijanje. Dakle, jedan izmjenjivač topline manje.

No i pored prethodno navedenog, proračuni su pokazali da se ugradnjom izmjenjivača topline kojima se predgrijava radni fluid R245fa toplinom sadržanom u (rashladnoj vodi plašta cilindra,) zraku za ispiranje i prednabijanje glavnog motora, te ispušnim plinovima, mogu postići solidni rezultati u uštedi goriva u CHP sustavu tijekom plovidbe.

Odabir organskog fluida R245fa koji u posljednje vrijeme nailazi na sve veću primjenu u rashladnim procesima, te odabir natkritičnog ORC dali su izvanredne rezultate u oba slučaja

proizvodnje električne energije (620/692 kW i 912/1 015 kW), te proizvodnji topline za potrebe grijanja na brodu tijekom plovidbe. Linije temperatura ispušnih plinova te zraka za ispiranje izvanredno se poklapaju s linijom R245fa fluida pri 45 bar u *T-Q* dijagramu, sve do krajnje temperature od 200 °C. Zbog toga je potrebna maksimalna temperatura ispušnih plinova niska, te nije problem održavati pinch point 15 °C.

U samom proračunu pretpostavljena su određena pojednostavljenja koji su olakšali proračun, ali vjerojatno utječu na same krajnje rezultate, vjerojatno, ne značajno.

1. Primjerice, u proračunu nisu uzeti gubici na tlaku radnog medija osim od kotla do turbine. Gubici na tlaku ispušnih plinova uzeti su u račun od izlaska iz turbopunjača pa sve do izlaska iz utilizacijskog kotla.

2. Unutrašnja efikasnost turbine kod R245fa fluida uzeta je 85% prema [69], [70], [71], [72]. Unutrašnja efikasnost parne turbine uzeta je 80% koliko je uobičajeno za parne turbine te snage. Efikasnost pumpe uzeta je također 80%.

3. Zbog znatno većeg protoka radnog medija R245fa u odnosu na vodu, zahtjevana snaga pojne pumpe je također znatno veća i iznosi P_p =103 kW kod potrebne električne snage broda P_G = 912 kW, odnosno 72 kW kod potrebne električne snage na brodu P_G = 620 kWe. Zbog toga je kod primjene R245fa kao radnog medija u CHP sustavu, ukupna električna snaga 1 015 kW odnosno 692 kW.

4. Obzirom da je temperaturu freona R245fa na koncu ekspanzije u turbini cca 108 °C, nije moguće ovim fluidom grijati teško gorivo u modulu goriva na temperaturu sa 110 na 145 °C. Zbog toga je u ovom radu dio radnog medija prije odlaska u parnu turbinu oduzet, i odveden u izmjenjivače topline modula goriva

5. Proračuni pokazuju da su uštede na gorivu (u odnosu na pomoćni dizelski motor) pri 912/1015 kWe i pri 620/692 kWe primjenom CHP s R245fa radnim medijem te PP15 velike. Kod CHP postrojenja od 620 kW električne energije za brodske potrebe tijekom plovidbe, u području opterećenja glavnog motora od 60% do 100% *SMCR* iznose 100% potrošnje pomoćnog dizelskog agregata. Ova ušteda na HFO iznosi 827,7 t/god ili 585 261 US$/god.

6. Uštede CHP s R245fa u odnosu na vodenu paru su također značajne. Kod proizvodnje 912 kW električne energije CHP s R245fa fluidom pri 100% opterećenja glavnog motora troši 1 028 tHFO/god manje goriva u odnosu na vodeno parni ciklus. Kod 80% opterećenja glavnog motora ta ušteda HFO iznosi čak 1 333 t/god ili 925 755 US$/god.

7. Temperatura zraka na izlazu iz zagrijača R245fa je kod 50% opterećenja glavnog motora 94,06 °C, pa je $\Delta T_{\text{zrak2,ORC6}} = T_{\text{zrak2}} - T_{\text{ORC6}} = 19$ °C. To je više od 15 °C koliki je pinch point. Odatle slijedi da nije potrebno koristiti vodu plašta cilindra za grijanje freona, jer se ista toplina može dobiti iz zraka za prednabijanje motora. To znači da je potreban samo jedan izmjenjivač topline uz kotao, onaj koji koristi toplinu zraka za prednabijanje.

Puno električno opterećenje tijekom plovidbe

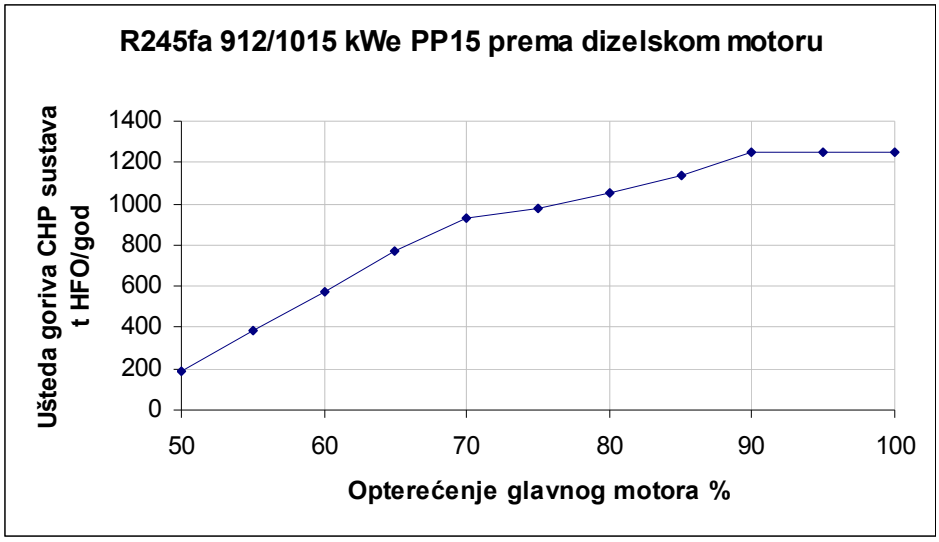
Potrošnja goriva pomoćnog motora za proizvodnju električne energije tijekom plovidbe ne ovisi o opterećenju glavnog motora, već o zahtjevu potrošača. U ovom istraživanju uzeta su dva moguća opterećenja mreže, puno električno opterećenje i standardno opterećenje.

Tablica 7.1 Potrošnja goriva HFO i moguće uštede t/god (puno električno opterećenje)

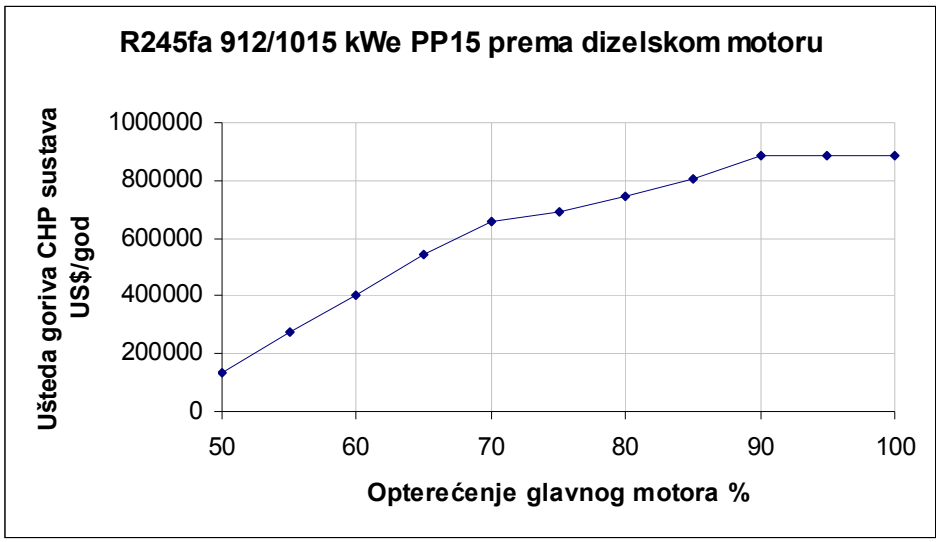
Opterećenje glavnog motora	100%	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%
Potrošnja HFO goriva pomoćnog dizelskog motora $m_{gor.}$ t/god	1 254	1 254	1 254	1 254	1 254	1 254	1 254	1 254	1 254	1 254	1 254
Potrošnja HFO goriva kogeneracijskog postrojenja s vod. parom $m_{gor.}$ t/god	1 028	1 208	1 346	1 447	1 512	1 551	1 564	1 560	1 540	1 511	1 481
Potrošnja HFO goriva kogeneracijskog postrojenja s R245fa $m_{gor.}$ t/god	0	0	0	114	203	275	327	486	684	869	1068
Ušteda goriva CHP s vodenom parom prema pomoćnom dizel m. $\Delta m_{gor.}$ t/god	226	46	-93	-193	-258	-297	-310	-306	-286	-257	-227
Ušteda HFO goriva CHP s R245fa prema pomoćnom dizel motoru $\Delta m_{gor.}$ t/god	1 254	1 254	1 254	1 140	1 051	979	927	768	570	385	186
Ušteda HFO goriva CHP s R245fa prema CHP s vod. Parom $\Delta m_{gor.}$ t/god	1 028	1 208	1 346	1 333	1 309	1 276	1 237	1 074	858	642	413

Tablica 7.2 Potrošnja na gorivo i moguće uštede US$/god (700 US$/t HFO)

Opterećenje glavnog motora	100%	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%
Potrošnja dizelskog motora US$/god	886 507	886 507	886 507	886 507	886 507	886 507	886 507	886 507	886 507	886 507	886 507
Potrošnja CHP vodena para US$/god	726 657	854 212	951 929	1022990	1069162	1096667	1105788	1102889	1088677	1068455	1046889
Potrošnja CHP R245fa US$/god	0	0	0	80 717	143 407	194 613	231 013	343 720	483 569	614 629	755 140
Ušteda CHP vodena para prema dizelskom motoru US$/god	159 850	32 294	-65 423	-136 483	-182 655	-210 160	-219281	-216382	-202170	-181 948	-160 382
Ušteda CHP R245fa prema dizelskom motoru US$/god	886 507	886 507	886 507	805 789	743 100	691 894	655 493	542 786	402 938	271 877	131 366
Ušteda CHP R245 prema CHP vodena para US$/god	726 657	854 212	951 929	942 273	925 755	902 054	874 775	759 169	605 108	453 826	291 749

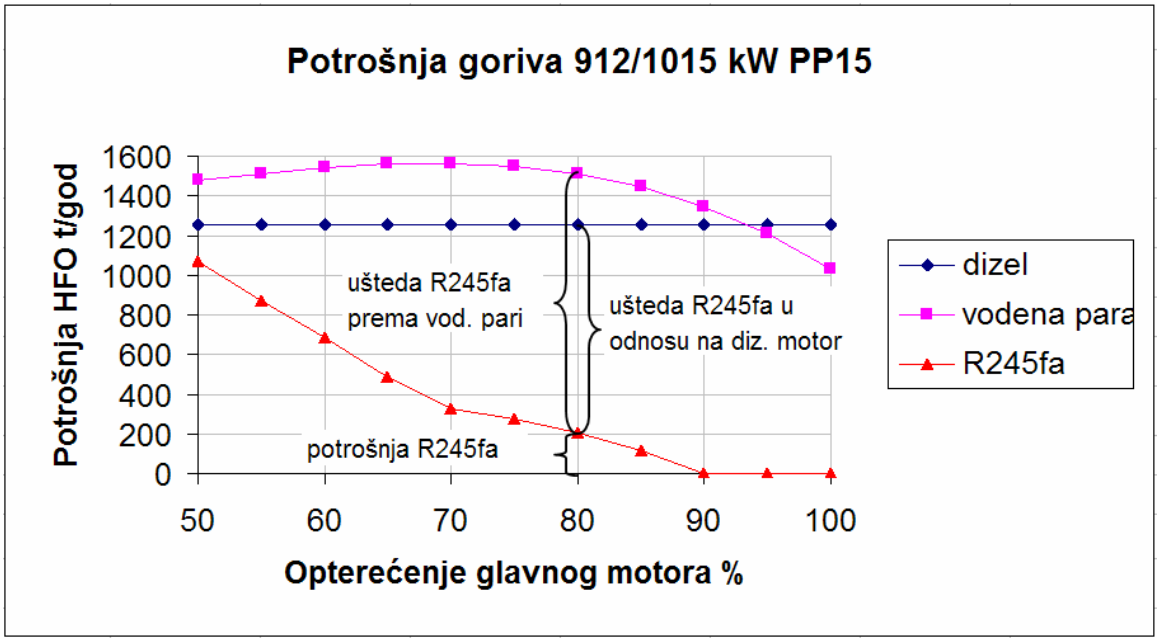


Slika 5.42 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u t HFO/god (radni fluid R245fa)



Slika 5.44 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u US$/god (radni fluid R245fa)

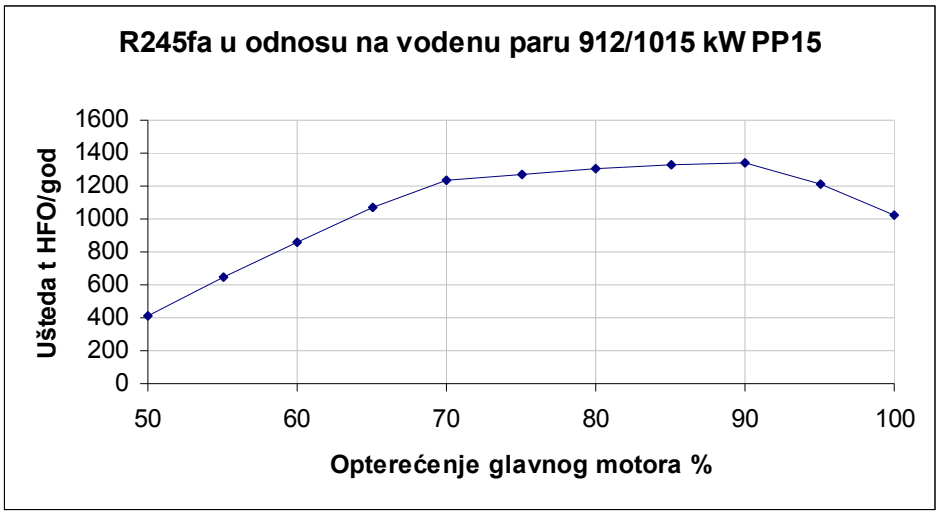
Uštede turbinskog ciklusa s R245fa fluidom za 912 kWe u odnosu na pomoćni dizelski motor kreću se od 186 t_{HFO}/god za 50% opterećenja pa sve do 1254 t/god, što je opterećenje glavnog motora veće i uštede ORC postrojenja su veće.



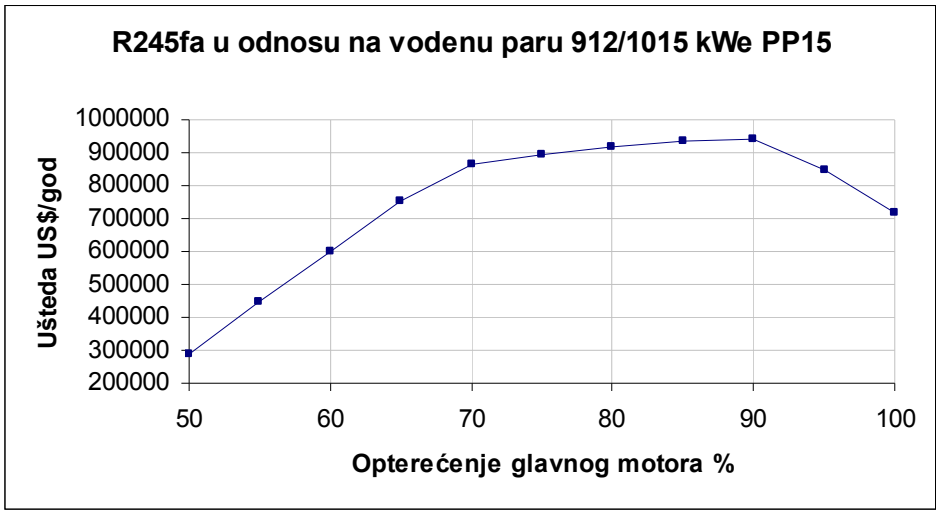
Slika 7.1 Potrošnja HFO goriva pri proizvodnji električne energije 912/1015 kW PP15

I pored korištenja energije ispušnih plinova glavnog motora, potrošnja goriva kod CHP ciklusa s vodenom parom je najveća, osim u području opterećenja glavnog motora od 95 i 100% *SMCR*. Kod 100% opterećenja glavnog motora uštede parno turbinskog ciklusa u odnosu na dizelski motor iznose 226 t_{HFO}/god ili 18%. Za cijenu od 700 US$/t HFO ušteda iznosi cca 159 000 US$/god. Obzirom da *NCR* u promatranom tankerskom postrojenju iznosi 80% *SMCR*, očito je da nikakve uštede na gorivu kod primjene parno turbinskog postrojenja nisu moguće.

Proračuni pokazuju da su uštede kod ORC-a s freonom R245fa u odnosu na ostala dva promatrana sustava znatna. Iz tablica 7.1 i 7.2 te slika 5.42, 5.44, 7.1, 7.2 i 7.3 je vidljivo da je ORC sa R245fa radnim fluidom nadmoćan u odnosu na pomoćni dizelski motor, a još i više u odnosu na parno turbinski CHP ciklus. Ova izrazita prednost odnosi se na kompletno područje rada glavnog dizelskog motora.



Slika 7.2 Ušteda na HFO gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 912/1015 kW

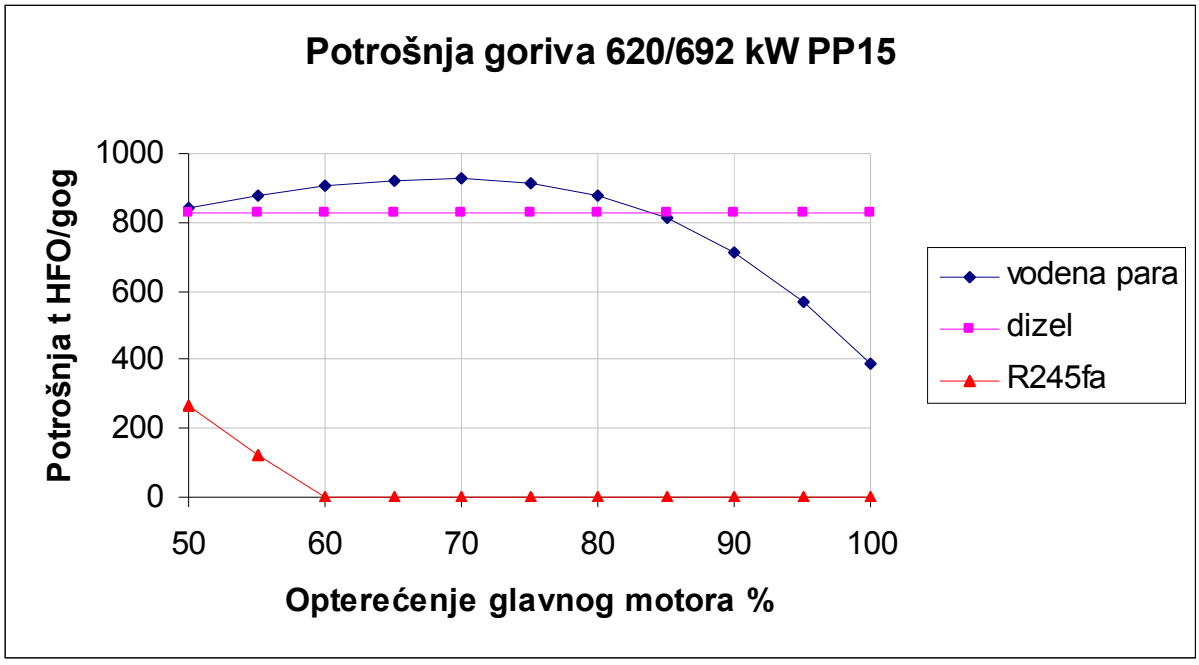


Slika 7.3 Ušteda US$/god na gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 912/1015 kW PP15

Uštede ORC-a prema vodeno-parnom turbinskom ciklusu kreću se od 413 t_{HFO}/god do 1346 t_{HFO}/god. Najveće uštede ORC-a prema vodeno-parnom turbinskom ciklusu su u području od 70% do 90% opterećenja glavnog motora, što i jeste njegovo radno opterećenje tijekom plovidbe.

Standardno električno opterećenje tijekom plovidbe

Proračuni pokazuju da su za slučaj 620 kWe uštede kod ORC-a s freonom R245fa u odnosu na ostala dva promatrana sustava znatne. Iz tablica 7.3 i 7.4 te slika 5.84, 5.86, 7.4, 7.5 i 7.6 je vidljivo da je ORC sa R245fa radnim fluidom nadmoćan u odnosu na pomoćni dizelski motora a još i više u odnosu na parno turbinski CHP ciklus. Ova izrazita prednost odnosi se na kompletno područje rada glavnog dizelskog motora.



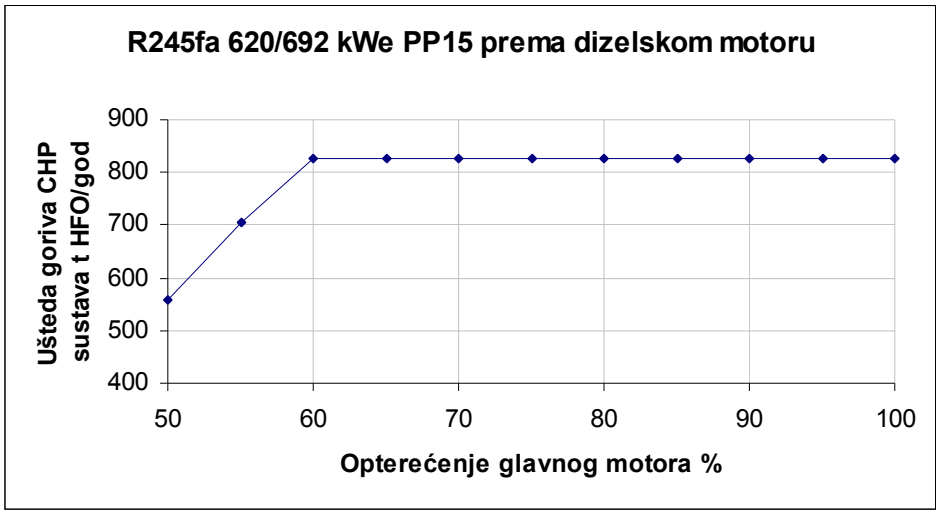
Slika 7.4 Potrošnja HFO goriva pri proizvodnji električne energije 620/692 kW PP15

Tablica 7.3 Potrošnja goriva HFO i moguće uštede t/god (standardno električno opterećenje)

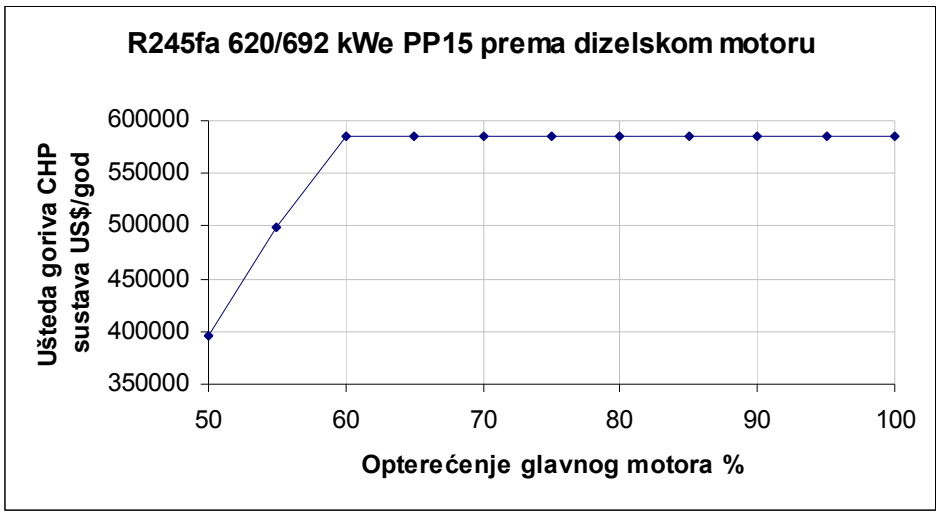
Opterećenje glavnog motora	100%	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%
Potrošnja HFO goriva pomoćnog dizelskog motora $m_{gor.}$ t/god	828	828	828	828	828	828	828	828	828	828	828
Potrošnja HFO goriva kogeneracijskog postrojenja s vod. parom $m_{gor.}$ t/god	391	571	710	810	875	914	927	923	903	875	844
Potrošnja HFO goriva kogeneracijskog postrojenja s R245fa $m_{gor.}$ t/god	0	0	0	0	0	0	0	0	0	122	268
Ušteda goriva CHP s vodenom parom prema pomoćnom dizel m. $\Delta m_{gor.}$ t/god	437	256	118	18	-48	-87	-100	-96	-76	-47	-17
Ušteda HFO goriva CHP s R245fa prema pomoćnom dizel motoru $\Delta m_{gor.}$ t/god	828	828	828	828	828	828	828	828	828	705	560
Ušteda HFO goriva CHP s R245fa prema CHP s vod. Parom $\Delta m_{gor.}$ t/god	391	571	710	810	875	914	927	923	903	752	576

Tablica 7.4 Potrošnja na gorivo i moguće uštede US$/god (700 US$/t HFO)

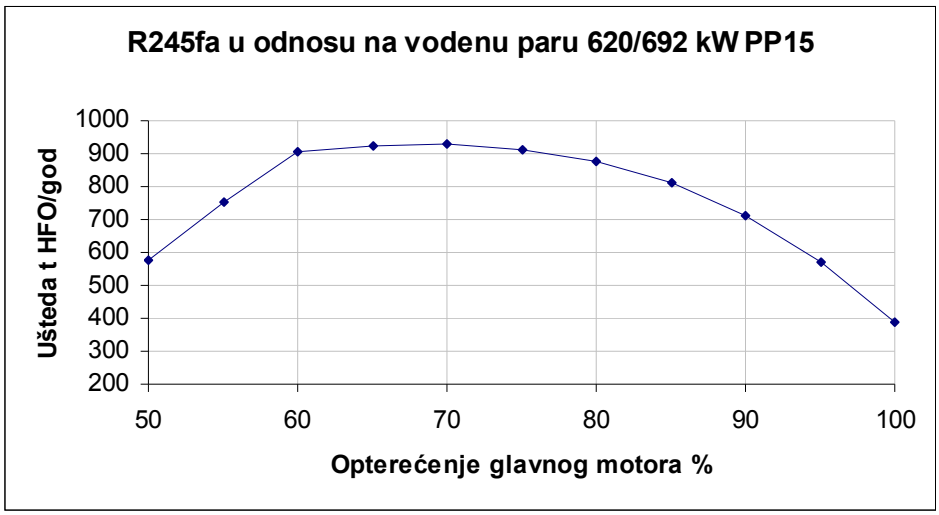
Opterećenje glavnog motora	100%	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%
Potrošnja dizelskog motora US$/god	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261
Potrošnja CHP vodena para US$/god	276 323	403 950	501 667	572 798	618 970	646 475	655 667	652 838	638 697	618 475	596 980
Potrošnja CHP R245fa US$/god	0	0	0	0	0	0	0	0	0	86 557	189 498
Ušteda CHP vodena para prema dizelskom motoru US$/god	308 938	181 312	83 594	12 463	-33 709	-61 214	-70 406	-67 577	-53 436	-33 214	-11 719
Ušteda CHP R245fa prema dizelskom motoru US$/god	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	585 261	498 704	395 763
Ušteda CHP R245 prema CHP vodena para US$/god	276 323	403 950	501 667	572 798	618 970	646 475	655 667	652 838	638 697	531 918	407 482



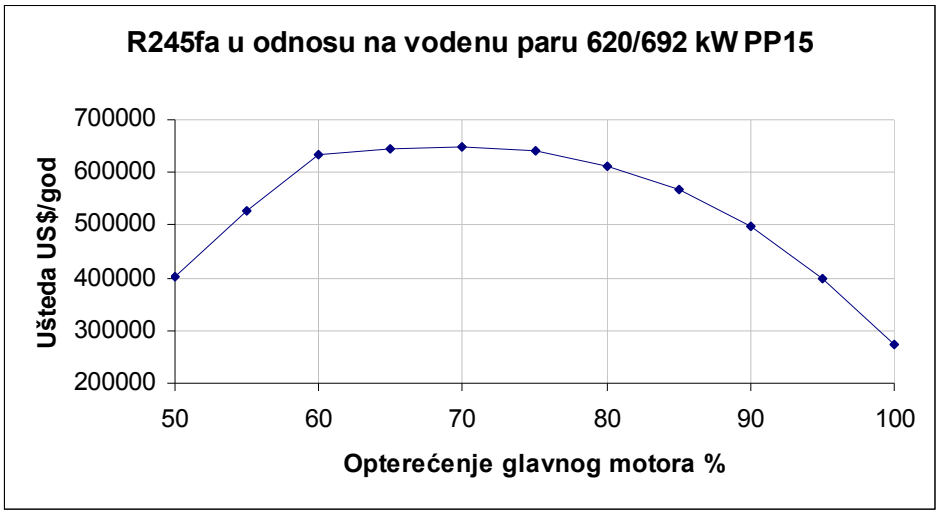
Slika 5.84 Ušteda goriva CHP sustava 620/692 kWe u tHFO/god (radni fluid R245fa)



Slika 5.86 Ušteda goriva CHP sustava 620/692 kWe u US$/god (radni fluid R245fa)



Slika 7.5 Ušteda na HFO gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 620/692 kW



Slika 7.6 Ušteda US$/god na gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 620/692 kW PP15

Uštede ORC turbinskog ciklusa u odnosu na pomoćni dizelski motor kreću se od 560 t_{HFO}/god pa sve do 828 t_{HFO}/god. Uštede ORC-a prema vodeno-parnom turbinskom ciklusu kreću se od 576 t_{HFO}/god do 927 t_{HFO}/god. Najveće uštede ORC-a prema vodeno-parnom turbinskom ciklusu jesu u području od 70% do 90% opterećenja glavnog motora, što i jeste njegovo radno opterećenje tijekom plovidbe.

Model kojim se simuliraju različiti radni režimi CHP postrojenja sadržan je implicitno u poglavljima 4. i 5., i sažeto je prikazan blok dijagramom na stranici 99.

Proračun izgaranja u pogonskom motoru baziran na podacima tvrtke MAN-B&W za motor 6S70MC-C7.1-TI daje rezultate koji se u većem obimu izvrsno poklapaju s podacima MAN-a. Jedina razlika postoji u sadržaju energije ispušnih plinova i ona iznosi oko 10%. Budući su podaci MAN-a okvirni, što je potvrdio i Nielsen [78] može se uzeti da i taj dio proračuna daje zadovoljavajuće točne rezultate.

Svi ostali parametri proračunati u poglavlju 4. daju gotovo identične rezultate koje daje MAN-B&W CEAS_ERD. Djelomična validacija modela moguća je preko rezultata dobivenih proračunima i ispitivanjima stvarno izvedenih WHR sustava MAN B&W i WÄRTSILÄ-e u suradnji s tvrtkama Peter Brotherhood Ltd i Aalborg Industries.

Premda se ORC tehnologija razvija na kopnenim instalacijama već nekoliko desetaka godina (geotermalna energija, solarna energija, biomasa, otpadna toplina…), nisam uspio pronači literaturu i rezultate koji bi služili za usporedbu. Posebno se to odnosi za dio proračuna nadkritičnog ORC-a s R245fa fluidom, jer ne postoje objavljeni radovi ovakvog ili sličnog sadržaja, ili ih barem ja nisam našao.

Što se tiče odabira radnog organskog fluida, prema [67], freoni R245fa i R123 spadaju u grupu 4 organska fluida/freona koji se predlažu kao optimalni za primjenu u organskim Rankine-ovim ciklusima.

8. ZAKLJUČAK

U disertaciji je prikazana provedena analiza rezultata potroška goriva kogeneracijskog postrojenja u odnosu na klasično brodsko postrojenje koje tijekom plovidbe toplinske potrebe pokriva iz utilizacijskog kotla na ispušne plinove glavnog motora, a potrebe za električnom energijom iz pomoćnog dizelskog agregata. Obzirom da su analizirana dva CHP postrojenja, s vodenom parom i s organskim fluidom, prikazana je i usporedba ova dva procesa. Ova usporedba nije napravljena prema stupnju djelovanja ciklusa, već po potrošnji goriva.

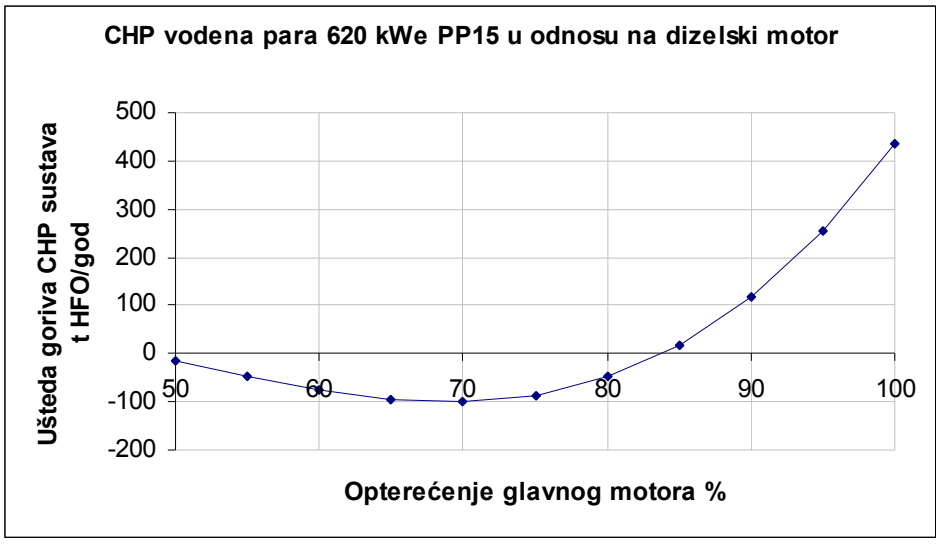
1. Usporedba CHP s vodenom parom u odnosu na pomoćni dizelski motor

Puno električno opterećenje

Uštede goriva su postignute samo kod 95% i 100% opterećenja glavnog motora. Kako motor u pogonu radi s 80% *SMCR* nije moguće postići uštede tijekom plovidbe.

Standardno električno opterećenje

Ušteda goriva za analizirano CHP postrojenje je 436,9 t HFO/god ili 52% pri 100% opterećenju glavnog motora. Pri opterećenju glavnog motora od 90% ušteda HFO iznosi 118,3 t/god što je 14,3% potrošnje pomoćnog dizelskog agregata. Pri opterećenju od 85%, ušteda na HFO gorivu iznosi samo 2,1% u odnosu na dizelski agregat.



Slika 5.27 Ušteda goriva CHP sustava 620 kWe u t HFO/god

Prema proračunu, uštede se postižu tek kod opterećenja motora od 85% i više. Po sadašnjem nivou cijena HFO, tek kod 90% opterećenja godišnja ušteda na gorivu iznosila bi 83 615 US$, dok bi pri 95% opterećenja iznosila 181 300 US$/god što iznosi 31% potrošnje dizelskog generatora. Plovidba u režimu 90% *SMCR* u određenim slučajevima je prihvatljiva, pa bi ugradnja ovakvog CHP sustava omogućila uštedu na gorivu u iznosu od preko 83 000 US$ godišnje. Za veće uštede goriva trebalo bi smanjiti pinch point na 10 °C, što bi povećalo ogrjevnu površinu kotla.

2. Usporedba CHP s freonom R245fa u odnosu na pomoćni dizelski motor

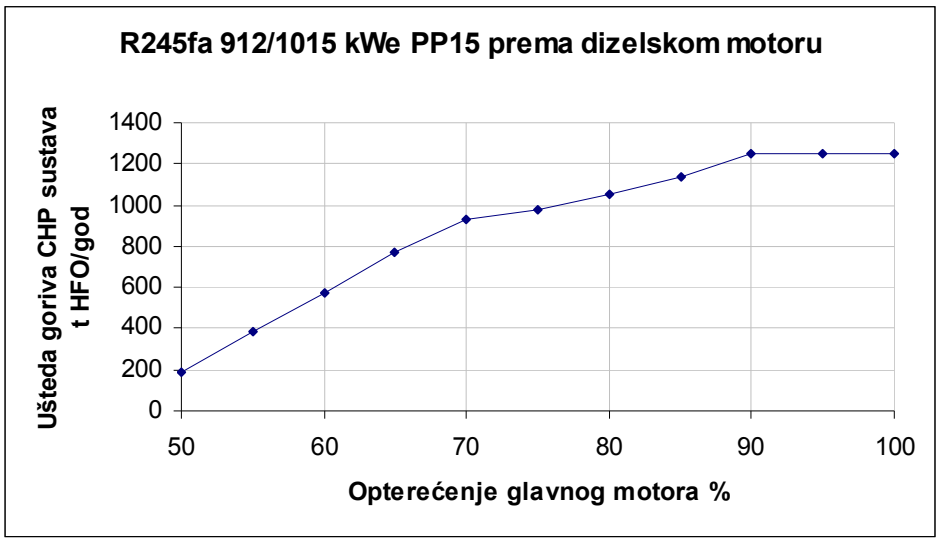
Kod CHP nadkritičnih sustava s R245fa radnim medijem, premda je potrebna snaga za pogon pojnih pumpi znatno veća, uštede goriva su velike.

A) Kod punog električnog opterećenja 912/1015 kWe, uštede na gorivu u odnosu na pomoćni dizelski motor iznose:

- 1 051 t_{HFO}/god ili 83,8% uštede potrošnje pomoćnog motora kod plovidbe s 80% opterećenja glavnog motora

Za cijene HFO 380 cSt koje su u siječnju 2012. prosječno iznosile 700 US$/toni:

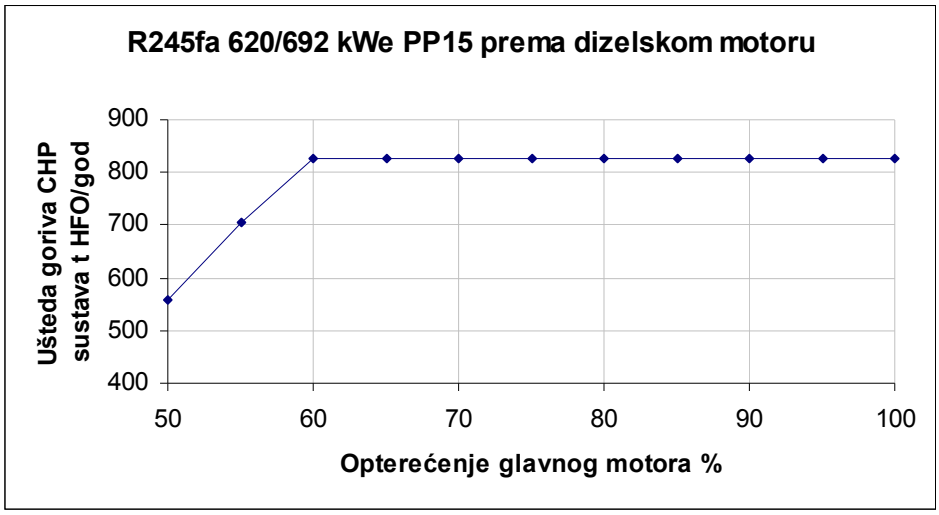
- 743 100 US$/god kod plovidbe pri 80% opterećenja glavnog motora



Slika 5.42 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u t HFO/god (radni fluid R245fa)

B) Kod standardnog električnog opterećenja tijekom plovidbe od 620/692 kWe, **ne bi trebalo izgarati nikakvo dodatno gorivo**, osim za režime rada glavnog motora od 55% ili niže. Kako znamo da glavni motor u pogonu radi u režimu između 75 i 85%, očito je da se ovakav predloženi sustav i te kako isplati. Uštede goriva iznose 100% u odnosu na pomoćni brodski motor, što znači da se električna energija od 620 kWe koliko troši brod tijekom plovidbe kompletno dobiva iz otpadne energije rashladne vode plašta, zraka za prednabijanje, te ispušnih plinova. Pri tome, toplinska energija svih brodskih potreba tijekom plovidbe, može se pokriti otpadnom toplinom pregrijane pare freona nakon ekspanzije u parnoj turbini, osim potrebe grijanja HFO u modulu goriva. To grijanje se omogućuje oduzimanjem dijela pregrijanog fluida na 200 °C. Uštede goriva u ovom slučaju iznose:

- 828 t_{HFO}/god za područje rada glavnog motora od 60 do 100% opterećenja, ili
- 585 261 US$/god za navedeno područje od 60 do 100% opterećenja glavnog motora

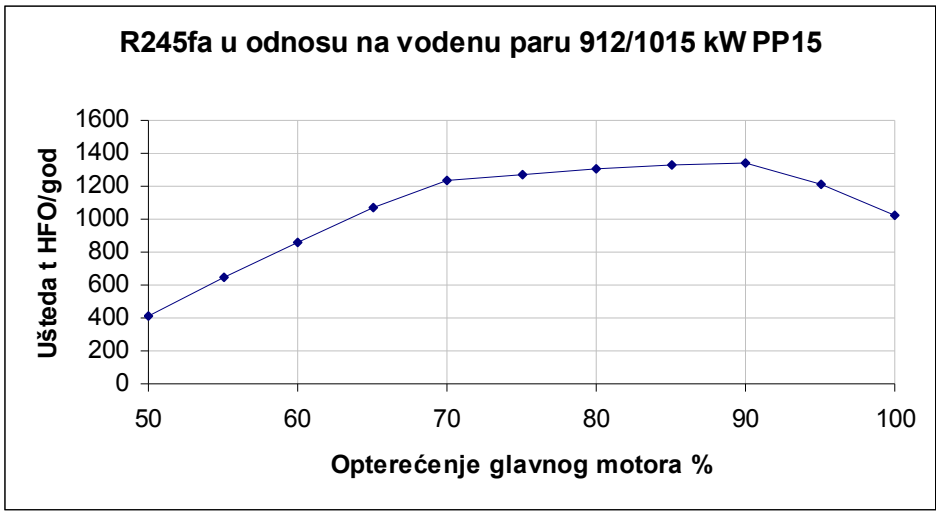


Slika 5.84 Ušteda goriva CHP sustava 620/692 kWe u tHFO/god (radni fluid R245fa)

3. Usporedba CHP s freonom R245fa u odnosu na ciklus s vodenom parom

A) Kod punog električnog opterećenja 912/1 015 kWe, uštede u odnosu na CHP ciklus s vodenom parom iznose 1 309 t_{HFO}/god kod plovidbe s 80% opterećenja glavnog motora

Pri režimima od 90 do 100% opterećenja glavnog motora, CHP s R245fa fluidom ne koristi dodatno gorivo već isključivo otpadnu toplinu glavnog motora.

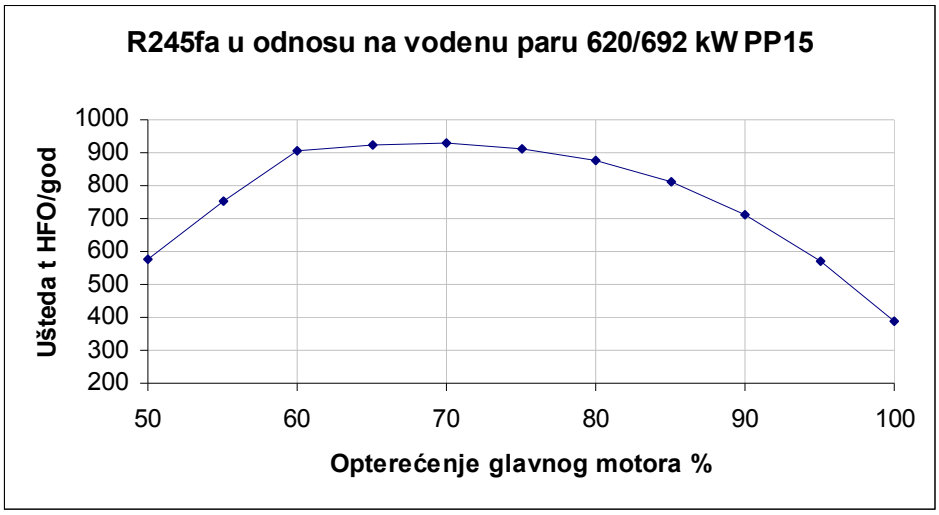


Slika 7.2 Ušteda na HFO gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 912/1015 kW PP15

Za cijene HFO 380 cSt koje su u siječnju 2012. prosječno iznosile 700 US$/toni uštede iznose 925 700 US$/god kod plovidbe pri 80% opterećenja glavnog motora

B) Kod normalnog električnog opterećenja tijekom plovidbe od 620/692 kW, ne bi trebalo izgarati nikakvo dodatno gorivo, osim za režime rada glavnog motora od 55% ili niže.

Uštede goriva u ovom slučaju iznose 875 t_{HFO}/god kod plovidbe s 80% opterećenja glavnog motora



Slika 7.5 Ušteda na HFO gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 620/692 kW PP15

Za cijene HFO 380 cSt koje su u siječnju 2012. prosječno iznosile 700 US$/toni uštede iznose 619 000 US$/god kod plovidbe pri 80% opterećenja glavnog motora

Postupak izbora optimalnog rješenja i režima učinjen je istraživanjem isplativosti primjene kogeneracijske proizvodnje rada i topline na brodu šire od danas uobičajene.

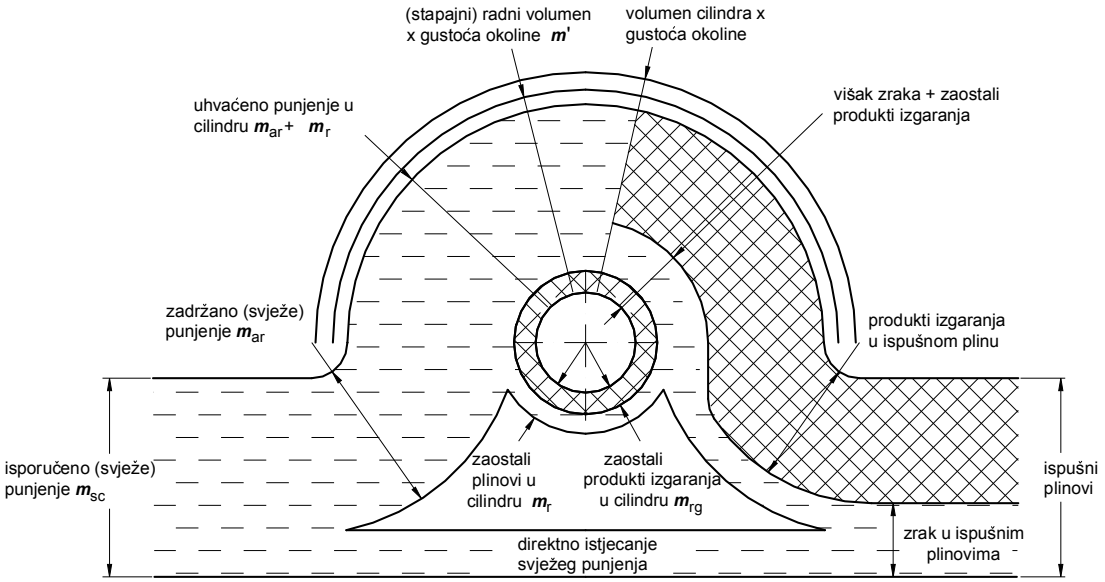
Važnost usporedbe CHP ciklusa na organski fluid i na vodenu paru je posebno od značaja kod utilizacije otpadne topline industrijskih postrojenja.

Autor smatra da je ovim istraživanjima postignut sljedeći znanstveni doprinos:

U radu je razvijen analitički model, odnosno algoritam proračuna svih komponenti složenog kogeneracijskog procesa dobivanja rada i topline, primjenjiv za vodenu paru i ORC fluid kao radna tijela. Pritom su na implicitan način obuhvaćeni aspekti kako prvog tako i drugog zakona termodinamike.

Pri razradi proračuna izgaranja u glavnom motoru i određivanju sastava i sadržaja ispušnih plinova definiran je „faktor potroška zraka“ Λ_{AC} kao omjer stvarne količine zraka koju dobavlja turbopunjač, a koja služi za ispiranje i prednabijanje dvotaktnoga sporohodnog dizelskog motora, prema stehiometrijskoj količini zraka potrebnoj za kompletno izgaranje goriva u cilindru (vidi jednadžbe 4.14 i 4.14a te sliku 4.11). Stehiometrijska količina zraka je izračunata na bazi suhog zraka. Kod definiranja faktora potroška zraka, izračunate su dvije veličine, $\Lambda_{d,vlaž.z.}$ - za vlažni zrak i $\Lambda_{d,s.z.}$ - za suhi zrak. Obzirom da kroz motor protiče vlažni zrak, $\Lambda_{d,vlaž.z.}$ bi trebala biti definicija za upotrebu, mada je vrijednost $\Lambda_{d,s.z.}$ korisnija.

Navedeni novi način definiranja potroška zraka kod dvotaktnih motora doprinjet će boljem razumjevanju i definiranju izmjene radne tvari kod dvotaktnoga dizelskog motora.



Slika 8.1 Sastav smjese u protoku kroz 2-taktni motor i cilindar prema Sher-u [84]

Koliko je poznato, takva definicija potroška zraka kod dvotaktnih motora nije nigdje u literaturi spomenuta, pa se može smatrati malim doprinosom u definiranju izmjene radne tvari kod dvotaktnoga dizelskog motora. Osim za dvotaktne dizelske motore, faktor potroška zraka vrijedi i za dvotaktne benzinske motore s ubrizgavanjem goriva tijekom kompresije, a može se primijeniti i za 4-t dizelske motore. Valja napomenuti, da se obje veličine, protok zraka i protok goriva mogu s velikom točnošću mjeriti.

Visoki faktor protoka zraka ukazuje na veoma važnu činjenicu da je temperatura ispušnih plinova 2-t motora niska ne samo zbog visokog stupnja djelovanja motora, već i zbog prevelikog gubitka svježeg punjenja koje direkto istječe u ispušni sabirnik i miješa se s ispušnim plinovima. To znači, da je potrebno daljnje istraživanje poboljšanja kvalitete izmjene radne tvari kod 2-t dizelskih motora.

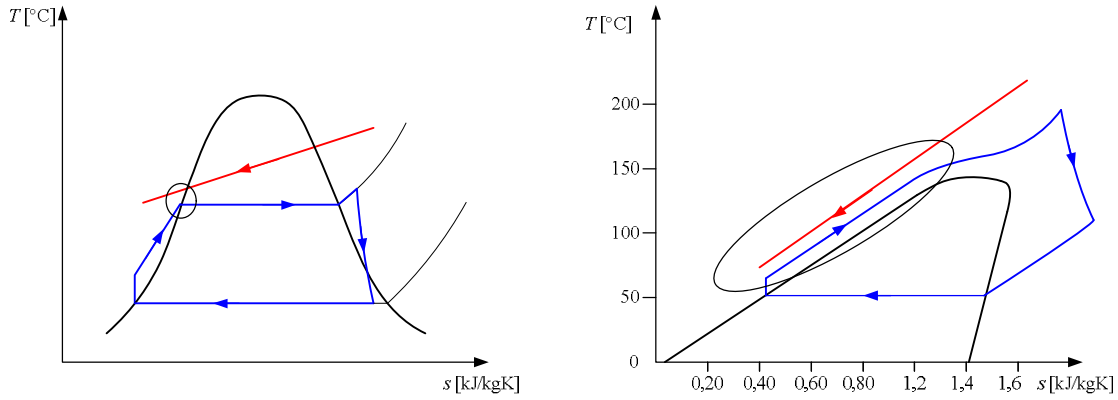
Provedene analize bilance topline i izrada dijagrama prikazanog slikom 4.30., ukazuje na potrebu smanjenja protoka zraka kroz motor, što bi povećalo stupanj djelovanja. Daljnja istraživanja treba usmjeriti na poboljšanje izmjene radne tvari 2-t dizelskih motora.

Izvršena su ispitivanja utjecaja izgaranja dodatnog goriva u utilizacijskom kotlu kako bi se povećala energija ispušnih plinova glavnog motora i postala dostatna za proizvodnju toplinske i električne energije u parno turbinskom postrojenju. U dostupnoj literaturi takvih istraživanja nema.

U ovom radu razvijao se i model termodinamičke analize rastavljanjem procesa na njegove pojedine komponente koristeći rad [79]. Ovakav pristup pokazao se interesantnim u području razmatranja generatora pare s dodatnim izgaranjem goriva u kotlu. Kao rezultat ovih istraživanja nastao je rad „Decomposition method as a new type of second law analysis of the combustion process of internal combustion engines“ [46] autora N. Ninić, M. Grljušić i M. Jelić objavljen u Int. J. Exergy, Vol.10, No.1,2012.

Provedena su istraživanja vezana za primjenu ORC-a u nadkritičnom području za proizvodnju toplinske i električne energije korištenjem otpadne topline rashladne vode plašta cilindra, zraka za ispiranje te otpadne topline ispušnih plinova glavnog brodskog motora. Analiza rezultata proračuna ukazala je na moguće visoke uštede goriva ovakvim CHP procesima s organskim fluidom.

Rezultati ovih istraživanja nedvojbeno ukazuju na prednosti ORC-a u području nisko temperaturnih procesa u odnosu na parno turbinski proces.



Parno turbinski ciklus s pregrijanjem Nadkritični ORC

Slika 8.2 Usklađivanje ciklusa sa izvorom topline

Iz *T-s* dijagrama (slika 8.2) vodoparnog ciklusa s pregrijanjem i nadkritičnog OR ciklusa, vidljivo je da ORC postrojenje omogućuje korištenje nisko temperaturne otpadne topline (ispušnih plinova) bez ikakvih problema s održavanjem pinch pointa od 15 ili 10 °C, dok kod vodoparnog ciklusa, održavanje željenog pinch pointa uključuje znatno veće temperature ispušnih plinova u svim režimima osim za točku zasičene vode i eventualno točku pregrijanja.

Mogući daljnji pravci istraživanja:

- daljnja optimizacija dijelova procesa
- istraživanje mogućnosti uvođenja pogodnijih radnih fluida, primjerice silikonskih ulja
- analiza utjecaja promjena uvjeta okoline; tropski uvjeti/zimski uvjeti
- cjelovita analiza CHP sustava metodom dekompozicije

Duboko se nadam da će ovaj rad biti osnova za nastavak istraživanja izmjene radne tvari u 2-t motorima, poboljšanja ispiranja i povećanja stupnja djelovanja motora, te primjene utilizacije otpadne topline u nadkritičnim organskim Rankine-ovim ciklusima.

LITERATURA

[1] Davies, M.E. et al, Study on the economic, legal, environmental and practical implications of a European Union system to reduce ship emissions of SO_2 and NO, BMT Murray Fenton Edon Liddiard Vince Ltd, UK, Report No. 3623, August 2000.

[2] BP Statistical Review of World Energy, June 2004.

[3] Bailey, D., Harboring pollution: Strategies to clean up US ports, National Resources Defense Council, USA, August 2004.

[4] GHG emissions from international shipping and aviation, ECON Centre for Economic Analysis, Oslo, for Swedish Environmental Protection Agency, January 2003.

[5] Vulić, N., Sprječavanje onečišćenja s brodova, Sastanak eksperata, inspektora i ocjenjivača HRB, Petrčane, 7. i 8. svibnja 2010.

[6] Mader, H., von Bischopinck, R., Global Exhaust Emission Legislation for Marine Application, Tognum AG, Friedrichhafen, 16th July 2010.,

[7] Toivola, S., The future of energy: ExxonMobil's view, Wärtsilä - The Ship Power Supplier, 2-2005.

[8] MAN-B&W Diesel A/S, Exhaust Gas Heat Recovery – Reduction of Fuel Consumption and CO_2 Emission, Copenhagen, Denmark, 2003.

[9] MAN-B&W Diesel A/S, Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO_2 Emission, Copenhagen, Denmark, July 2004.

[10] Schmid, H., Less Emissions Through Waste Heat Recovery, Wärtsilä Switzerland Ltd., Green Ship Technology Conference, London, 28/29 April 2004.

[11] List, H.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Serija List - Verbrennungskraftmaschine, Band 2, Springer Verlag, Wien, 1939.

[12] Neumann, K.: Untersuchungen an der Diesel maschine. Einfluss der Verbrennungsgeschwindigekeit auf das Arbeitsverfahren, Forschung, Heft 4 1934.

[13] Zinner, K.: Schaubild zur Beurteilung des Verbrennungsablaufes im Motor, Forschung, Heft 2, 1937.

[14] Vibe, I. I.: Novoe o rabočem cikle dvigatelei, Mašgiz, Moskva-Sverdlovsk,1962.

[15] List, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Der Zweitakt, serija: List- Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 2, Springer Verlag, Wien, 1950.

[16] List, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Der Viertakt, serija: List- Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 3, Springer Verlag, Wien, 1952.

[17] Orlin, A. S., Kruglov, M. G.: Kombinirovanie dvuhtaktnie dvigateli, Mašinostroenie, Moskva, 1968.

[18] Hasselgruber, H.: Verallgemeinerte Berechnung des stationären Ladungswechsel von Verbrennungskraftmaschinen, Forschung Ing. Wes. Nr. 5 1961.

[19] Wallace, F. J.: Vergleich des Gleichdruck - und Stossaufladeverfahrens bei der Abgasturboufladung von Dieselmotoren mit hohen Aufladerdruck, MTZ, Nr. 5, 1964.

[20] Simson, A. E.: Gazoturbinii nadduv dizelei, Mašinostroenie, Moskva, 1964.

[21] Pischinger, A.: Bewegungsvorgänge in Gassäulen, insbesondere beim Auspuff-und Spülvorgang von Zweitaktmaschinen, Forschung Ing.-Wes., Band 6, 1935.

[22] Pischinger, A.: Der Ansaugvorgang bei Ein und Mehrzylinder - Viertaktmaschinen, ATZ Heft 9, 1936.

[23] Leiker, M.: The exhaust System of the Two-stroke Cycle engine, SAE Preprints, Nr. 680470

[24] Wright, E. H. Gill, K. F.: Theoretical Analysis of the Unsteady Gas Flow in the Exhaust System of an Engine, J. Mech. Engng Sci., Nr. 1, 1966.

[25] List, H., Reyl, G.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Grundlagen, Serija: List - Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 1. Springer Verlag, Wien, 1949.
[26] Mc Aulay, K. J. et al.: Development and Evaluation of the Simulation of the Compression - Ignition Engine. - SAE Paper 650451, 1965.
[27] Woschni, G.: Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor - Kreisprozessen, MTZ 26, 1965.
[28] Ledger, J. D., Walmsley, S.: Computer simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions, SAE Paper 710176, 1971.
[29] Benson, R. S., Ledger, J. D., Whitehouse, N. D., Walmsley, S.: Comparison of Experimental and Simulated Transient Responses of a Turbocharged Diesel Engine, SAE Paper 730666, 1973.
[30] Winterbone, D. E., Thiruarooran, C., Wellstead, P. E.: A Wholy Dynamic Model of a Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation, SAE Paper 770124, 1977.
[31] Boy, P.: Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren: Dissertation, Hannover: TH, 1980.
[32] Jankov, R.: Matematičko modeliranje strujno–termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora, I i II dio, Naučna knjiga Beograd, 1984.
[33] Medica, V.: Simulacija dinamičkih uvjeta rada dizelmotora sa prednabijanjem kod pogona električnog generatora, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1988.
[34] Račić, N.: Simulacija rada brodskoga propulzijskoga sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otežanim uvjetima, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 2008.
[35] Martin, D. W., The Application of Newton's method of Network Analysis by Digital Computer, Journal of the Institute of Water Engineering, 15th IMCS World Congres, Berlin 1997.
[36] Epp, R. and Fowler, A. G., Efficient Code for Stady-State Flows in Networks, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the ASCE, Vol. 96, No. HY1, 1970, 43-56.
[37] Wood, D. J. and Charles, C. O., Hydraulic Network Analysis Using Linear Theory, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the ASCE, Vol. 98, No. HY7, 1972, 1157-1170.
[38] Wood, D. J. and Rayes, A. G., Reliability of Algorithms for Pipe Network Analysis, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the ASCE, Vol. 107, No.HY10, 1981, 1145-1161.
[39] Mrakovčić, T., Osnivanje i vođenje brodskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 2003.
[40] Usher, J. D., Evaluating plate heat exchangers, Chemical Engineering, Vol. 77, No. 4, 1970, 90-94.
[41] Marriott, J., Where and how to use plate heat exchangers, Chemical Engineering, Vol. 78, No. 8, 1971, 127-134.
[42] Bond, M. P., Plate heat exchangers for effective heat transfer, The Chemical Engineer, April 1981, 162-167.
[43] Strelow, O., A general calculation method for plate heat exchangers, International Journal of Thermal Science, 39, 2000. 645-658,
[44] Al-Haway, O., A study and comparison of plate and tubular evaporators, Desalination 125, 1999. 233-242.

[45] Schmid, H. And Weisser, G., Marine Technologies for Reduced Emissions, Wärtsilä Switzerland Ltd., 2nd Annual Conference on Green Ship Technology, Amsterdam, the Netherlands, 13/14 April 2005.
[46] Ninić, N., Grljušić, M. and Jelić, M., Decomposition method as a new type of second law analysis of the combustion process of internal combustion engines, Int. J. Exergy, Vol.10, No. 1, 2012.
[47] www.manbw.com Marine/Low Speed/CEAS-ERD Engine Room Dimensioning, MAN Diesel & Turbo, Main Engine Room Data, 6S70MC-C7.1-TI
[48] Aabo, K., Large Marine Diesels in Challenging Times, CIMAC Circle, Marimtec 2009.
[49] NIST Standard Reference Database - Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties REFPROP 09
[50] MAN-B&W Diesel A/S, Soot Deposits and Fires in Exhaust Gas Boilers, Copenhagen, Denmark, Modified 22.09.2009.
[51] Đurić, V., Parni kotlovi - Posebna poglavlja, Izdavačko-grafički zavod, Beograd, 1973
[52] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, USA 1988.
[53] Aalborg Industries Denmark, The composite modular boiler plant – MISSION^{TM} OC
[54] Shipyard Split: Steam heat Balance, Project No. 981, NB 447
[55] Sunrod International AB, Exhaust Gas Economizers (brochure 89 7 E/GDM)
[56] ALSTOM, Presjek kroz turbinu 001000 PRESJ
[57] Prelec, Z., Konzultacije - Tehnički fakultet Rijeka
[58] Prelec, Z., Energetski sustavi - Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 20??
[59] Hou, Z., et all, New Application Fields for Marine Waste Heat Systems by Analysing the Main Design Parameters, Paper No. 63, International Council on Combustion Engines, CIMAC Congress 2007, Vienna
[60] Mrakovčić, T., Brodski sustavi, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 20??.
[61] Medica, V., Pogonski i radni strojevi, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 2008.
[62] www.spectec.net
[63] Tvornica dizel motora Split – Protocol Acceptance Test – Bed Trial Genset DGM-624 Yard 447
[64] Owen, J.R. The Organic Rankine Cycle, a review of applications and factors affecting working fluid selection. *City University Research Memorandum M1 76, June 1975.*
[65] Tabor, H. and Bronicki, L., Establishing criteria for fluids for small vapour turbines. *SAE Trans, v73, 1965, 561-575*
[66] Smith, I. K., Power Plant Thermodaynamics, Lectures, City University London
[67] Smith, I. K., Stosic, N. and Kovacevic, A., Steam as the working fluid for power recovery from exhaust gases by means of screw expanders, I Mech E, 2009.
[68] Bišćan, D.: Optimizacija korištenja srednjotemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 2012.
[69] Bini, R., Manciana, E., Organic Rankine Cycle Turbogenerators for Combined Heat and Power Production from Biomass, 3rd Munich Discussion Meeting "Energy Conversion from Biomass Fuels Curent Trends and Future Systems", 22-23 October, 1996., Munich, Germany
[70] Vankeirsbilck, I., Vanslambrouck, B., Gusev, S., De Paepe, M., Organic Rankine Cycle as Efficient Alternative to Steam Cycle for Small Scale Power Generation, 8th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, HEFAT2011, 11-13 July, 2011., Pointe Aux Piments, Mauritius

[71] Duvia, A., Bini, R., Spanring, H., Portenkirchner, K., Application of ORC units in the MDF and Particleboard Sector – General Considerations and Overview of the Experiences of the First ORC Plant in this industry installed at MDF Hallien, 2012.
[72] TURBODEN, Clean Energy Ahead, Turboden Biomass Solutions, A Pratt & Whitney Power system Company, Cod. Doc: 11-COM.P-1.rev.16, 12/03/2012.
[73] Smith, I. K., Konzultacije - City University London
[74] 2005 ASHRAE Handbook Fundamentals, SI Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. N.E. Atlanta, GA 30329, 2005.
[75] Ninić, N., Uvod u termodinamiku i njene tehničke primjene, FESB Split 2008.
[76] Račić, N., Simulacija dinamičkih uvjeta rada brodskoga propulzijskoga dizelskog motora, Magistarski rad, Tehnički fakultet Rijeka, 1997.
[77] Jelić, M., Termodinamički proces u cilindru motora SUI u zavisnosti od tempa izgaranja goriva, Magistarski rad, FESB Split, 2004.
[78] Nielsen, B. Ø., Konzultacije – MAN Diesel & Turbo
[79] Stošić, Z., Ninić, N., Syntesis of elementary thermodynamics processes in non-equilibrium two-phase flow without slip, Kernetechnic, Vol. 55, 284-291, 1990.
[80] MAN-B&W Diesel A/S, Deposits and Fires in Exhaust Gas Boilers, Copenhagen, Denmark, p. 280, March 2004.
[81] Atkins, P., The Elements of Physical Chemistry, Third Edition, Oxford University Press, 2003.
[82] Nielsen, B.Ø., Waste Heat Recovery Systems, MAN Diesel & Turbo – Low Speed, 2011.03.30.
[83] Jianfeng Guo, Mingtian Xu, Lin Cheng: Thermodynamic analysis of waste heat power generation system, Energy 35 (2010) 2824-2835), Elsevier
[84] Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines, Palgrave, NY, Third edition 1999.

KRATICE

Kratica	Tumačenje
AC	Air Consumption (potrošnja zraka)
AE	Auxiliary Engine (pomoćni motor)
AFR	Air Fuel Ratio (omjer gorivo/zrak)
CEAS_ERD	Engine Room Dimensioning
CHP	Combined Heat and Power (kombinirana proizvodnja topline i snage)
ECA	Emission Controled Area
EGA	Exhaust Gas Amount (Količina/protok ispušnih plinova)
EGT	Exhaust Gas Temperature (Temperatura ispušnih plinova)
EPA	Environmental Protection Agency
FO	Fuel Oil
G	Generator
GWP	Global Warming Potential (Potencijal globalnog zagrijavanja)
HFO	Heavy Fuel Oil (teško/rezidualno brodsko gorivo)
HP	High Pressure (visoki tlak)
IMO	International Maritime Organization
LO	Lubrication Oil (Ulje za podmazivanje)
LP	Low Pressure (niski tlak)
MARPOL	International Convention for the Prevention of Pollution from Ships
ME	Main Engine (glavni motor)
MEPC	Marine Environment Protection Committee
MDO	Marine Diesel Oil (brodsko destilirano gorivo)
MTBOs	Maintenance Time Between Overhauls
MBDOE	Million Barrels per Day Oil Equivalent
MT	Motorni tanker
NCR	Normal Continuous Rating (Pogonska snaga)
NIST	National Institute of Standards and Technology
NMCR	Nominal Maximum Continuous Rating (Nominalna snaga)
ODP	Ozone Depletion Potential (Potencijal razaranja ozona)
ORC	Organic Rankine Cycle (Rankinov ciklus s organskim fluidom)
PP	Pinch point
R	Reduktor
SFOC	Specific Fuel Oil Consumption (specifična potrošnja goriva)
SLOC	Specific Lub Oil Consumption – Cylinder Oil (specifična potrošnja cilindarskog ulja)
SMCR	Specified Maximum Continuous Rating (Specificirana maksimalna trajna snaga)
TDM	Tvornica dizelskih motora
T	Turbina
VOC	Volatile Organic Compounds (hlapljivi organski sastojci)
WHR	Waste Heat Recovery (utilizacija otpadne topline)

Popis simbola i indeksa

SIMBOL	JEDINICA	NAZIV
A	m^2	Površina
AFR	kg_{zr}/kg_{gor}	Omjer zrak/gorivo
AFR_{steh}	kg_{zr}/kg_{gor}	Stehiometrijski omjer zrak/gorivo
b_b	g/(kW·h)	Specifična potrošnja goriva na kočnici
b_e	g/(kW·h)	Specifična potrošnja goriva na kočnici
$b_{e,cil.ulja}$	g/(kW·h)	Specifična potrošnja cilindarskog ulja na kočnici
c	m/s	Aksijalna brzina radnog fluida
c_m	m/s	Srednja stapna brzina
c_p	J/(kg·K)	Specifična toplina pri p = const.
$\overline{c}_p$	J/kg K	Prosječna specifična toplina pri p = const
c_v	kJ/(kg K)	Specifična toplina pri v = const.
C_{HFO}	US$/toni	Cijena teškog brodskog goriva
d	m	Promjer
$\dot{E}$	W	Energija u jedinici vremena
e_x	J/kg	Eksergija po 1 kg radne tvari
g	m/s^2	ubrzanje uslijed gravitacije
g	%	Maseni udio
h	J/kg	Specifična entalpija
h''_{sat}	J/kg	specifična entalpija suhozasičene pare pri temperaturi T_{sat}
H_d	J/kg	Donja ogrjevna moć goriva
H_g	J/kg	Gornja ogrjevna moć goriva
$\Delta H'_{T_0,p_0}$	J/kg	Entalpija reakcije izgaranja, toplinska moć goriva
L	m	Duljina
L_{st}	kg_{zr}/kg_{gor}	Masa zraka za stehiometrijsko izgaranje goriva
m	kg	Masa
m_{ad}	kg	masa isporučenog zraka koja se uniformno miješa s plinovima izgaranja
m_{ar}	kg	masa sviježeg zraka zadržana u cilindru
m_r	kg	masa zaostalih plinova u cilindru
m_{sc}	kg	masa zraka isporučena cilindru po ciklusu pri tlaku p_{sc} i temp. T_{sc}
m_{tr}	kg	masa zraka i zaostalih plinova zadržana u cilindru
m'	kg	masa zraka koja bi se mogla uhvatiti u cilindru pri tlaku p_{sc} i temp. T_{sc}
$\dot{m}$	kg/s	Maseni protok
$\dot{m}_{s\,z}$	kg/s	Potrošnja suhog zraka
$\dot{m}_{vl.\,zr.}$	kg/s	Potrošnja vlažnog zraka
$\dot{m}_{cil.ulja}$	kg/s	Potrošnja cilindarskog ulja
$\Delta\dot{m}_{HFO}$	kg/s	Ušteda HFO goriva u jedinici vremena
M	kg/kmol	Molarna masa
mep	Pa	Srednji efektivni tlak

n	min^{-1}	Brzina vrtnje
N	kmol/kW h	Specifična molarna težina
p	Pa	Tlak
p_{me}	Pa	Srednji efektivni tlak na kočnici
p_{mi}	Pa	Srednji efektivni indicirani tlak
p_s	Pa	apsolutni standardni atmosferski tlak
P	W	Snaga
P_i	W	Unutrašnja snaga turbine
P_G	W	Snaga generatora
$P_{G,t}$	VA	Snaga generatora u kVA
P_{DM}	W	Snaga (pomoćnog) Dizelskog motora
P_{pumpe}	W	Snaga pumpe
Q	J	Toplina
$\dot{Q}$	W	Toplinski tok
R	J/(kg·K)	Plinska konstanta
$\Re$	J/kmol K	Opća plinska konstanta
RSgod	h	Radni sati godišnje
r	%	molni i volumni udio
s	m	Stapaj
S	J/K	Entropija
s	J/kg K	Specifična entropija
$\Delta\dot{S}_0$	J/s K	Promjena entropije
sac	kg/kWh	Specifični potrošak zraka
sfc	kg/kWh	Specifični potrošak goriva
$sloc$	kg/kWh	Specifični potrošak ulja za podmazivanje cilindra
smc	kg/kWh	Specifični maseni protok
t	s	Vrijeme
T	ºC, K	Temperatura
$T_{s,a}$	K	Standardna temp. zraka okoline ili na ulazu u turbopunjač
$T_{s,c}$	K	Standardna temp. rashladne vode zraka za prednabijanje
T_{sc}	°C, K	Temperatura zraka za prednabijanje (ili ispiranje)
u	J/kg	Specifična unutarnja energija
U	J	Unutarnja energija
v	m/s	Brzina
v	m^3/kg	Specifični volumen
V	m^3	Volumen
$\dot{V}$	m^3/s	Volumni protok
V_s	m^3	Stapajni volumen
W	J	Rad
$\dot{W}$	W	Rad u jedinici vremena, snaga
$\dot{W}_{tehn}$	W	Tehnički rad u jedinici vremena, snaga
$\dot{W}_i$	W	Unutrašnji rad u jedinici vremena turbine
w	W/kg	Rad po kg radnog medija
$\dot{w}$	W/kg	Rad po jedinici vremena i kg radnog medija
x	-	Sadržaj pare
x	kg_{H2O}/kg_{zraka}	Apsolutna vlažnost zraka

z_b	kg/kWh	specifična potrošnja zraka
z	-	Broj cilindara
α	J/(m^2·s·K)	Koeficijent prijelaza topline
α_l	°C/m	Koeficijent pada temperature u ispušnom vodu
ε	-	Stupanj kompresije
ε	-	Stupanj djelovanja izmjenjivača topline
ζ	J/kg	eksergijska funkcija
η	-	Efikasnost
$\eta_{f,b}$		Efikasnost pretvorbe energije goriva na kočnici
η_i		Indicirana efikasnost turbine
η_G		Efikasnost generatora
η_m		Mehanička efikasnost
η_{pumpe}		Unutarnji stupanj djelovanja pumpe
η_R		Efikasnost reduktora
η_{izg}		Efikasnost izgaranja
κ	-	Eksponent adijabate
Λ_{AC}	-	Faktor protoka/potroška zraka (kod 2-t motora)
λ	-	Relativni omjer, Pretičak zraka (kod 4-t motora)
π	-	Omjer tlakova
π	-	Ludolfov broj
Φ		Ekvivalentni omjer
Φ		Relativna vlažnost zraka
Φ_s		Standardna relativna vlažnost zraka
ρ	kg/m^3	Gustoća
ω	s^{-1}	Kružna frekvencija

Popis indeksa

INDEKS	NAZIV
b	Na kočnici
c	Cilindar, Kondenzat
cil. ulje	Cilindarsko ulje
cw	Rashladna voda
e	Efektivno, okolina (enviroment)
el	Električna
HFO	Teško gorivo
gor	Gorivo,
G	Generator
hl. ulja	Hladnjak ulja
hl. zr.	Hladnjak zraka
i	Indicirani
i	Ispuh, ispušni sustav
i,s	Indicirani, izentropski
isp. pl.	Ispušni plinovi
izg	Izgaranje
konv. i zr.	Konvekcija i zračenje
m	Mehanički

man	Manometarki (tlak)
neizg. gor.	Neizgoreno gorivo
ORC	Organski fluid u Rankine ciklusu
plašt	Plašt cilindra
pl	Plinovi iz kotla nakon izgaranja dodatnog goriva
pumpa	Pumpa
s	Izentropski
s	Stapaj, Para (Steam)
sat	Saturacija
s z	Suhi zrak
steh	Stehiometrijski
tehn	Tehnički
u	Usis
vp	Vodena para
vl.zr.	Vlažni zrak
w	Voda
z	Zrak
0	ISO referentno stanje okoline

Popis slika

Slika 1.1 Područja kontroliranih emisija prema MARPOL Prilog VI (2008) [6]....2
Slika 3.1.a Bilanca topline visokoefikasnog brodskog dizelskog motora 12K98ME/MC u standardnoj verziji pri ISO referentnim uvjetima okoline i pri 100% *SMCR* [9]....8
Slika 3.1.b Bilanca topline visokoefikasnog brodskog dizelskog motora 12K98ME/MC u Termo Efikasnom Sustavu u radu pri ISO referentnim uvjetima okoline i pri 100% *SMCR* [9]....9
Slika 3.2a Koncept termo efikasnog sustava (TES) [9]....10
Sl. 3.2b Razmještaj kompletnog turbinskog generator seta prema prijedlogu Peter Brotherhood Ltd.[9]....11
Slika 3.3 Temperatura izmiješanih ispušnih plinova nakon zaobilaznog ventila za glavni motor u TE sustavu [9]....12
Slika 3.4 Dijagram procesa Termo Efikasnog Sustava – sustav jednog tlaka kotla na ispušne plinove i jednotlačne parne turbine [9]....13
Slika 3.5 Dijagram temperatura/prijenos topline kotla na ispušne plinove sa jednostupanjskim parnim sustavom za glavni brodski motor u TE sustavu pri radu na 85% *SMCR*/ISO [9]....13
Slika 3.6 Dijagram procesa za Termo Efikasni Sustav – sustav dvotlačnog kotla na ispušne plinove sa dvotlačnom parnom turbinom [9]....14
Slika 3.7 Dijagram temperatura/prijenos topline za kotao na ispušne plinove sa dvotlačnim parnim sustavom za glavni motor sa TE sustavom i pri radu na 85% *SMCR*/ISO [9]....15
Slika 3.8 Očekivana raspoloživa izlazna snaga turbine na ispušne plinove za motor 12K98ME/MC sa *SMCR* = 68 640 kW pri 94 min^{-1} [9]....16
Slika 3.9 Očekivana proizvodnja pare u kotlu na ispušne plinove za parni sustav jednog tlaka za motor 12K98ME/MC u TE-u pri ISO referentnim uvjetima okoline [9]....16
Slika 3.10 Očekivana proizvodnja električne energije za TES-u u parnom sustavu jednog tlaka za motor 12K98ME/MC pri referentnim uvjetima okoline [9]....16
Slika 3.11 Očekivana proizvodnja električne snage u % izlazne snage glavnog motora u TES-u pri ISO referentnim uvjetima okoline [9]....17
Slika 3.12 Očekivana proizvodnja električne snage i moguće godišnje uštede TES-a bazirano na ISO referentnim uvjetima okoline i 85% *SMCR*, prikazano u funkciji *SMCR* snage glavnog motora [9]....19
Slika 3.13 Očekivana proizvodnja pare kotla na ispušne plinove sustava s dva tlaka za glavni motor 12K98ME/MC s TES bazirano na ISO referentnim uvjetima okoline [9]....20
Slika 3.14 Očekivana proizvodnja električne snage TES-a s parnim sustavom dva tlaka za glavni motor 12K98ME/MC bazirano na ISO referentnim uvjetima okoline [9]....20
Slika 3.15 Proračunato vrijeme povrata investicije za TES, vrijedi za parne sustave jednog i dva tlaka [9]....21
Slika 3.16 Bilanca topline SULZER motora 12RTA96C pokazuje potencijal za korištenje otpadne topline suvremenih velikih sporohodnih brodskih motora [10]....23
Slika 3.17 Lijevo: Usis zraka iz strojarnice Desno: Usis zraka iz okoline [10]....24
Slika 3.18 Toplinsko opterećenje motora s konvencionalnim podešavanjem u usporedbi s toplinskim opterećenjem postignutim kod primjene Total Heat Recovery Plant, prikazano temperaturom ispušnog ventila za motor 12RT-flex98C [10]....24
Slika 3.19 Total Heat Recovery Plant – shematski prikaz [10]....25
Slika 3.20 Tipični dijagram ekonomajzera za Total Heat Recovery Plant [10]....26
Slika 3.21 Razmještaj turbogeneratora za izlaznu snagu od oko 7 MW_e prema prijedlogu tvrtke Brotherhood Ltd. [10]....27
Slika 3.22 Modusi rada turbine snage na ispušne plinove [10]....27
Slika 3.23 Tipični osovinski elektromotor/generator za oko 6 MW_e snage ugrađen na međuosovinu nekog velikog broda za prijevoz kontejnera (Siemens) [10]....28
Slika 3.24 Dijagram procesa za Total Heat Recovery Plant [10]....29

Slika 3.25 Izlazne snage parne turbine i plinske turbine (turbine snage) pri različitim radnim uvjetima za Sulzer 12RT-flex96C motor pri 100% opterećenja [10] 30
Slika 3.26 Povrat snage iz otpadne topline Sulzer 12Rt-flex96C motora, srednje starosti i pri prosječnim ISO/tropskim uvjetima [10] 30
Slika 3.27 Usporedba bilanci topline za Sulzer 12RT-flex96C motore bez iskorištenja otpadne topline (lijevo) i sa Total Heat Recovery Plant (desno) pokazuje ukupno povećanje efikasnosti za 12% primjenom Total Heat Recovery Plant [10] 31
Slika 3.28 Shematski prikaz konvencionalnog propulzijskog postrojenja – osnova [10] 32
Slika 3.29 Shematski prikaz propulzijskog sustava sa Total Heat Recovery Plant [10] 33
Slika 3.30 Shema common-rail sustava kod RT-flex motora [10] 34
Slika 3.31 Mjerenje dima na Sulzer 6RT-flex 58T-B motoru tijekom probne vožnje u usporedbi sa ekvivalentnim Sulzer RTA motorom [10] 34
Slika 3.32 Sulzer RT-flex motori su jedinstveni sa mogućnošću isključivanja pojedinih ubrizgača [10] 35
Slika 4.1 Model glavnog pogoskog motora s prikazom glavnih ulaznih i izlaznih veličina 36
Slika 4.2 MT DONAT ispred splitske luke 38
Slika 4.3 Ispitivanje motora 6S70MC MAN-B&W na ispitnom stolu u TDM – Split 39
Slika 4.4 Četverokut srednjeg efektivnog tlaka i brzine motora te odabrana točka *NCR* Normal Continuous Rating [50] 40
Slika 4.5 Dijagram specifične potrošnje goriva, količine i temperature ispušnih plinova u funkciji opterećenja motora za ISO uvjete okoline [47] 42
Slika 4.6 Shema konvencionalnog brodskog motora 6S70MC-C7 za ISO uvjete i *SMCR* 43
Slika 4.7 Specifična potrošnja goriva i efikasnost motora u funkciji opterećenja 44
Slika 4.8 Potrošnja zraka u funkciji opterećenja motora 44
Slika 4.9 Stehiometrijska količina zraka i faktor potroška zraka Λ_{AC} u funkciji opterećenja motora 46
Slika 4.10 Protok tvari kroz motor i tipične emisije iz MC/ME sporohodnih brodskih motora prema [48] 47
Slika 4.11 Korigirani faktor potroška zraka u funkciji opterećenja motora (samo gorivo) 53
Slika 4.12 Pad tlaka ispušnog sustava kod 100% *SMCR* [50] 54
Slika 4.13 Prikaz entalpija tvari goriva i zraka u 3 kemijska oblika 56
Slika 4.14 Prikaz tokova energije za postrojenje motora SUI 57
Slika 4.15 Energija sadržana u potrošenom gorivu 57
Slika 4.16 *h – t* dijagram ispušnih plinova pri tlaku 1 bar 58
Slika 4.17 Utjecaj temperature okoline na temperaturu ispušnih plinova nakon turbopunjača za motor 6SMC60MC-C MAN [50] 58
Slika 4.18 Entalpija ispušnih plinova u odnosu na standardno stanje okoline 25 °C i 1 bar 59
Slika 4.19 Energija ispušnih plinova u odnosu na standardno stanje okoline 25 °C i 1 bar 60
Slika 4.20 Točka rošenja sumporne kiseline ispušnih plinova MC/MC-C i ME/ME-C brodskih motora u funkciji sadržaja sumpora u gorivu [50] 61
Slika 4.21 Energija ispušnih plinova ako temperatura na izlazu iz kotla iznosi 150 °C 62
Slika 4.22 Hlađenje glavnog motora 62
Slika 4.23 Temperatura rashladne vode nakon hladnjaka zraka 63
Slika 4.24 Temperatura rashladne vode nakon hladnjaka ulja 64
Slika 4.25 Temperatura rashladne vode nakon hlađenja plašta cilindra 66
Slika 4.26 Temperatura rashladne vode nakon mješanja u točki B 66
Slika 4.27 Temperatura rashladne vode nakon mješanja u točki C 67
Slika 4.28 Sankyev dijagram za 100% *SMCR* 68
Slika 4.29 Sankyev dijagram za 80% *SMCR* 69
Slika 4.30 Udjeli neiskorištene energije goriva glavnog motora u funkciji opterećenja 69
Slika 5.1 Kompozitni vertikalni kotao – vatrocijevni AALBORG MISSION™ OC [53] 73
Slika 5.2 Shematski ptikaz CHP postrojenja s vodenom parom 74
Slika 5.3 Pojednostavljni dijagram toka optimizacije brodskog kogeneracijskog postrojenja 75
Slika 5.4 *h-s* dijagram predloženog parno turbinskog kogeneracijskog postrojenja 76

Slika 5.5 *T-s* dijagram predloženog parno turbinskog kogeneracijskog postrojenja 76
Slika 5.6 Utjecaj pinch pointa u odnosu na 15°C [55] 77
Slika 5.7 Sustav parogeneratora za pokrivanje elektroenergetskih potreba tijekom plovidbe 77
Slika 5.8 Presjek parne turbine snage 1000 kW [56] 78
Slika 5.9 *h-s* dijagram za parnu turbinu 79
Slika 5.10 Grijanje u sustavu teškog i destiliranog goriva glavnog motora [60] 80
Slika 5.11 Potrebno dodatno gorivo da bi paro generator proizveo 912 kWe 85
Slika 5.12 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 912 kWe pri 100% *SMCR* 86
Slika 5.13 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 912 kWe pri 80% *SMCR* 87
Slika 5.14 Primopredaja topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 912 kW el. energije u parogeneratoru pri 100% opterećenja glavnog motora 88
Slika 5.15 Primopredaja topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 912 kW el. energije u parogeneratoru pri 80% opterećenja glavnog motora 88
Slika 5.16 Pinch point na ulazu u isparivač kod proizvodnje 912 kW električne enrgije za potrebe broda - ISO uvjeti 89
Slika 5.17 Presjek pomoćnog brodskog motora MAN 6L 23/30 89
Slika 5.18 Ušteda goriva CHP sustava 912 kWe u t/god 90
Slika 5.19 Ušteda goriva CHP sustava 912 kWe u US$/god 91
Slika 5.20 Ušteda/povećana potrošnja goriva CHP sustava 912 kWe u odnosu na potrošnju dizelskog agregata 91
Slika 5.21 Udijeli energije predane CHP sustavu 912 kWe 92
Slika 5.22 Potrebno dodatno izgoriti HFO u kotlu 93
Slika 5.23 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 620 kWe pri 100% *SMCR* 94
Slika 5.24 CHP sustav s parno turbinskim postrojenjem 620 kWe pri 80% *SMCR* 95
Slika 5.25 Prijenos topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 620 kW el. energije u parogeneratoru pri 100% opterećenja glavnog motora 96
Slika 5.26 Prijenos topline u utilizacijskom generatoru pare za dobivanje 620 kW el. energije u parogeneratoru pri 80% opterećenja glavnog motora 96
Slika 5.27 Pinch point na ulazu ispušnih plinova u kotao/pregrijač kod proizvodnje 620 kW električne energije za potrebe broda - ISO uvjeti 97
Slika 5.28 Ušteda/povećana potrošnja goriva WHR sustava 620 kWe u t/god 98
Slika 5.29 Ušteda/povećanja potrošnja goriva CHP sustava 620 kWe u US$/god 98
Slika 5.30 Ušteda/povećana potrošnja goriva CHP sustava 620 kWe u odnosu na dizelski generator 99
Slika 5.31 Udijeli energije predane CHP sustavu snage 620 kWe 99
Slika 5.32 *T-s* dijagram za različite radne fluide prema [66] 100
Slika 5.33 Usklađivanje ciklusa sa izvorom topline [66] 100
Slika 5.34 Uobičajeni radni fluidi kod kojih je linija početka isparavanja približno jednaka onoj kod vode [66] 102
Slika 5.35 *T-s* dijagram rashladnog fluida R245fa) [49] 103
Slika 5.36 Strujanje kroz turbinske lopatice [71+] 104
Slika 5.37 Shema CHP postrojenja s radnim fluidom R245fa PP15 105
Slika 5.38 *T-s* dijagram za ORC na R245fa fluid 106
Slika 5.39 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 912/1015 kWe sa R245fa radnim fluidom 114
Slika 5.40 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu 114
Slika 5.41 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u t/god (radni fluid R245fa) 115
Slika 5.42 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u odnosu na dizelski generator (radni fluid R245fa) 116
Slika 5.43 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u US$/god (radni fluid R245fa) 116
Slika 5.44 Shema CHP postrojenja s R245fa fluidom za 912/1015 kWe PP15 117
Slika 5.45 Prijenos otpadne topline u ORC snage 912/1015 kWe i PP15 pri 100% opterećenja 118
Slika 5.46 Prijenos otpadne topline u ORC snage 912/1015 kWe i PP15 pri 80% opterećenja 118
Slika 5.47 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora 121

Slika 5.48 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora 121
Slika 5.49 Pinch point u kotlu ORC pri opterećenja glavnog motora od 50 do 100% 122
Slika 5.50 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 912/1015 kWe sa R245fa radnim fluidom i PP10 123
Slika 5.51 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R245fa 912/1015 kWe PP10 123
Slika 5.52 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u t/god (radni fluid R245fa) 124
Slika 5.53 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u odnosu na Dizelski generator (radni fluid R245fa) i PP10 125
Slika 5.54 Ušteda goriva CHP sustava 912/1015 kWe u US$/god (radni fluid R245fa) i PP10 125
Slika 5.55 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R245fa snage 912/1015 kWe 125
Slika 5.56 Udijeli toplinske energije predane CHP sustavu na R245fa snage 912/1015 kWe 126
Slika 5.57 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora 128
Slika 5.58 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora 129
Slika 5.59 Pinch point u kotlu ORC pri opterećenja glavnog motora od 50 do 100% 129
Slika 5.60 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 620/783 kWe sa R245fa radnim Fluidom 130
Slika 5.61 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu 130
Slika 5.62 Ušteda goriva CHP sustava 620/783 kWe u t/god (radni fluid R245fa) 131
Slika 5.63 Ušteda goriva CHP sustava 620/783 kWe u odnosu na dizelski generator (radni fluid R245fa) 131
Slika 5.64 Ušteda goriva CHP sustava 620/783 kWe u US$/god (radni fluid R245fa) 132
Slika 5.65 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R245fa snage 620/783 kWe 132
Slika 5.66 Udijeli toplinske energije predane CHP sustavu na R245fa snage 620/783 kWe 133
Slika 5.67 Shema CHP postrojenja na R245fa snage 620/783 kWe PP15 133
Slika 5.68 Prijenos otpadne topline u ORC snage 620/783 kWe i PP15 pri 100% opterećenja 134
Slika 5.69 Prijenos otpadne topline u ORC-u snage 620/783 kWe i PP15 pri 80% opterećenja 134
Slika 5.70 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora 137
Slika 5.71 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora 137
Slika 5.72 Pinch point u kotlu ORC pri opterećenja glavnog motora od 50 do 100% 137
Slika 5.73 *T-s* dijagram rashladnog fluida R123 [49] 138
Slika 5.74 Sustav parogeneratora s R123 za pokrivanje elektroenergetskih potreba tijekom plovidbe 138
Slika 5.75 Shema CHP postrojenja s R123 fluidom 139
Slika 5.76 *T-s* dijagram za ORC na R123 fluid 139
Slika 5.77 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 912/1044 kWe sa R123 141
Slika 5.78 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R123 912/1044 i PP15 141
Slika 5.79 Ušteda goriva t HFO/god CHP sustava s R123 912/1044 kWe 142
Slika 5.80 Ušteda goriva CHP sustava s R123 912/1044 kWe u odnosu na dizelski generator 142
Slika 5.81 Ušteda goriva CHP sustava sa R123 912/1044 kWe u US$/god 142
Slika 5.82 Shema CHP postrojenja s R123 fluidom za 912/1044 kWe PP15 143
Slika 5.83 Prijenos otpadne topline u R123 snage 912/1044 kWe i PP15 pri 100% opterećenja 144
Slika 5.84 Prijenos otpadne topline u R123 snage 912/1044 kWe i PP15 pri 80% opterećenja 144
Slika 5.85 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora 146
Slika 5.86 Temperature plinova i radnog medija u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora 146
Slika 5.87 Pinch point u kotlu s R123 pri opterećenja glavnog motora od 50 do 100% 147
Slika 5.88 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 912/1044 kWe sa R123 i PP10 147
Slika 5.89 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R123 912/1044 kWe PP10 147
Slika 5.90 Ušteda goriva CHP sustava 912/1044 kWe u t/god (radni fluid R123) 148
Slika 5.91 Ušteda goriva CHP sustava R123 912/1044 kWe iPP10 u odnosu na dizelski generator 148
Slika 5.92 Ušteda goriva CHP sustava 912/1044 kWe u US$/god (radni fluid R123) i PP10 148
Slika 5.93 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R123 snage 912/1044 kWe 149
Slika 5.94 Udijeli toplinske energije predane CHP sustavu na R123 snage 912/1044 kWe 149
Slika 5.95 Temperature plinova i radnog medija R123 u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora 151
Slika 5.96 Temperature plinova i radnog medija R123 u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora 151

Slika 5.97 Pinch point u kotlu R123 pri opterećenju glavnog motora od 50 do 100%.....151
Slika 5.98 Višak/manjak energije ispušnih plinova za CHP sustav 620/717 kWe sa R123 PP15.....153
Slika 5.99 Potrebno dodatno HFO izgoriti u kotlu za R123 620/717 kWe i PP15.....153
Slika 5.100 Ušteda goriva u t HFO/god CHP sustava sa R123 912/1015 kWe i PP15.....154
Slika 5.101 Ušteda goriva CHP sustava s R123 620/717 kWe i PP15 u odnosu na dizelski generator 154
Slika 5.102 Ušteda goriva u US$/god CHP sustava s R123 620/717 kWe i PP15 154
Slika 5.103 Shema CHP postrojenja s R123 fluidom za 620/717 kWe PP15.....155
Slika 5.104 Prijenos otpadne topline u ORC R123 snage 620/717 kWe i PP15 pri 100% opterećenja...156
Slika 5.105 Prijenos otpadne topline u ORC R123 snage 620/717 kWe i PP15 pri 80% opterećenja.....156
Slika 5.106 Temperature plinova i radnog medija R123 620/717 kW i PP15 u kotlu pri 100% opterećenja glavnog motora.....157
Slika 5.107 Temperature plinova i radnog medija R123 620/717 kW i PP15 u kotlu pri 80% opterećenja glavnog motora.....158
Slika 5.108 Pinch point u kotlu s R123 620/717 kWe i PP15 pri opterećenju motora od 50 do 100%...158
Slika 5.109 Udijeli ukupne energije predane CHP sustavu na R123 snage 620/717 kWe.....158
Slika 5.110 Udijeli ukupne topline predane CHP sustavu na R123 snage 620/717 kWe.....159
Slika 6.1 Shema parogeneratora za ORC fluid.....160
Slika 6.2 Realan proces produkata izgaranja i njegova dekompozicija.....161
Slika 7.1 Potrošnja HFO goriva pri proizvodnji električne energije 912/1015 kW PP15.....173
Slika 7.2 Ušteda na HFO gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 912/1015 kW PP15 173
Slika 7.3 Ušteda $/god na gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 912/1015 kW PP15174
Slika 7.4 Potrošnja HFO goriva pri proizvodnji električne energije 620/692 kW PP15 174
Slika 7.5 Ušteda na HFO gorivu s R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 620/692 kW PP15.....176
Slika 7.6 Ušteda $/god na gorivu ORC R245fa u odnosu na parno turbinski ciklus 620/692 kW PP15 177
Slika 8.1 Sastav smjese u protoku kroz 2-t motor prema Sher-u [84] 182
Slika 8.2 Usklađivanje ciklusa s izvorom topline 183

Popis tablica

Tablica 3.1 Proizvodnja pare i električne snage te povrat uloženog novca za TES pri 85% *SMCR* glavnog motora i ISO referentnim uvjetima okoline [9].....18
Tablica 3.2 Proizvodnja pare i električne snage za TES pri 85% *SMCR* glavnog motora i tropskim uvjetima okoline [9].....18
Tablica 3.3 Maksimalna raspoloživa osovinska snaga sa Total Heat recovery Plant [10].....31
Tablica 4.1 Potrošnja goriva, ulja i zraka, podaci o ispušnim plinovima.....40
Tablica 4.2 Karakteristike pumpi rashlade.....41
Tablica 4.3 Volumni protoci kroz hladnjake 41
Tablica 4.4 Spec. potrošnja goriva i ispušni plinovi pri raznim opterećenjima motora, ISO uvjeti 41
Tablica 4.5 Toplinska snaga hladnjaka pri raznim opterećenjima motora, ISO uvjeti okoline 42
Tablica 4.6 Efikasnost i specifična potrošnja goriva pri *SMCR* i *NCR*.....43
Tablica 4.7 Udjeli kisika, dušika i argona u suhom zraku 47
Tablica 4.8 Maseni udjeli ugljika, vodika i sumpora u MDO.....47
Tablica 4.9 Maseni udjeli ugljika, vodika i sumpora u cilindarskom ulju 47
Tablica 4.10 Maseni udjeli kisika, dušika, argona i vlage u vlažnom zraku 48
Tablica 4.11 Molarni udjeli ugljika, vodika i sumpora u MDO 48
Tablica 4.12 Molni udio ugljika i vodika iz cil. ulja na ulazu u cilindar.....49
Tablica 4.13 Podaci vezani za potrebnu količinu kisika za izgaranje goriva i cilindarskog ulja 51
Tablica 4.14 Molni udjeli kisika, dušika, argona i vlage ušlo u cilindar sa zrakom.....53
Tablica 4.15 Udio komponenti sudjelovao u izgaranju.....53
Tablica 4.16 Udjeli komponenti u ispušnim plinovima.....53
Tablica 4.17 Sastav ispušnih plinova – molarni udjeli.....54
Tablica 4.18 Stanja i tokovi tvari kroz motor za točku L1.....55
Tablica 4.19 Koeficijent pada temperature u ispušnom vodu u ovisnosti o snazi motora [51].....63
Tablica 4.20 Sustav vode za hlađenje glavnog motora 67

Tablica 4.21 Rashladna voda nakon miješanja u točki C 67
Tablica 4.22 Udjeli gubitaka u glavnom motoru 68
Tablica 5.1 Toplinska energija potrebna tijekom plovidbe – grijanje goriva i ulja za podmazivanje 73
Tablica 5.2 Toplinska energija potrebna tijekom plovidbe – potrebe posade 73
Tablica 5.3 Parametri pare na ulazu u turbinu 78
Tablica 5.4 Parametri pare nakon ekspanzije u turbini – *h-s* dijagram 80
Tablica 5.5 Miješanje vode u mlakom zdencu 81
Tablica 5.6 Zagrijavanje pojne vode vodom plašta cilindra 81
Tablica 5.7 Zagrijavanje pojne vode zrakom iz turbopunjača 82
Tablica 5.8 Svojstva R123, R245fa i vode [49] 102
Tablica 5.9 Početni podaci za stanja prije i poslije turbine za radni fluid R245fa 107
Tablica 5.10 Podaci za stanja radnog fluida R245fa – grijanje HFO modula 108
Tablica 5.11 Podaci za stanja radnog fluida R245fa – ostale potrebe grijanja 108
Tablica 5.12 Podaci za stanja prije i poslije turbine za radni fluid R245fa – ponavljanje proračuna 109
Tablica 5.13 Podaci za stanja radnog fluida R245fa ostale potrebe grijanja – ponavljanje proračuna 110
Tablica 5.14 Podaci za stanja radnog fluida R245fa – grijanje vodom plašta 111
Tablica 5.15 Podaci za stanja vode plašta nakon iteracije 112
Tablica 5.16 Podaci za stanja radnog fluida R245fa – grijanje zrakom iz turbopunjača 112
Tablica 5.17 Podaci za stanja zraka u hladnjaku – nakon iteracije 113
Tablica 5.18 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja gl. motora R245fa 912 kW PP15 . 120
Tablica 5.19 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja gl. motora R245fa 912 kW PP15 . 121
Tablica 5.20 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja gl. motora R245fa 912 kW PP10 . 127
Tablica 5.21 Potrebni parametri ispušnih plinova za 70% opterećenja gl. motora R245fa 912 kW PP10 . 128
Tablica 5.22 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja gl. motora R245fa 620 kW PP15 . 136
Tablica 5.23 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja gl. motora R245fa 620 kW PP15 . 136
Tablica 5.24 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja gl. motora R123 912 kW PP15 145
Tablica 5.25 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja gl. motora R123 912 kW PP15 146
Tablica 5.26 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja gl. motora R123 912 kW PP10 150
Tablica 5.27 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja gl. motora R123 912 kW PP10 150
Tablica 5.28 Parametri prijenosa topline u kotlu za 100% opterećenja gl. motora R123 620 kW 157
Tablica 5.29 Potrebni parametri ispušnih plinova za 80% opterećenja gl. motora R123 620 kW 157
Tablica 7.1 Potrošnja goriva i moguće uštede t HFO/god 912 kWe 171
Tablica 7.2 Potrošnja na gorivo i moguće uštede US$/god 912 kWe 171
Tablica 7.3 Potrošnja goriva i moguće uštede t HFO/god 620 kWe 175
Tablica 7.4 Potrošnja na gorivo i moguće uštede US$/god 620 kWe 175

Životopis

Rođen 27.01.1947. Oženjen; supruga Danica, sin Marin.

Školovanje:
- Osmogodišnju i Srednju pomorsku školu – brodostrojarski odsjek završio u Splitu.
- Fakultet strojarstva i brodogradnje, konstrukcijski odsjek – energetsko usmjerenje, Sveučilište u Zagrebu, 1973.
- Poslijediplomski studij, Mechanical Engineering - Thermal Power, Imperial College of Science and Technology, University of London, 1976.
- Seminar "Mini MBA in International Business" St. Thomas University USA, Split 2001.
- Prijavljena doktorska disertacija 25. veljače 2005. pod naslovom "Termodinamička analiza i optimizacija rada brodskog pogonskog sporohodnog dizelskoga motora s korištenjem otpadne topline" na Tehničkom fakultetu u Rijeci. Mentor: red.prof. dr.sc. Vladimir Medica, komentor: red.prof. dr.sc. Neven Ninić.

Zaposlenja, radno iskustvo i dužnosti:
- 1965/66 asistent stroja ATLANTSKA PLOVIDBA Dubrovnik.
- 1973. profesor stručno-teorijske nastave, Tehnička škola Zagreb.
- 1974. do konca 1978. asistent Zavoda za energetska postrojenja i automatizaciju za predmete Toplinske turbine I i II i Dinamika stlačivog fluida, Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu.
- Od konca 1978. do ožujka 1982. rukovodioc Projektno-prodajne službe Tvornice opreme i vanbrodograđevne proizvodnje Brodogradilišta Split, Brodograđevna industrija SPLIT.
- Od 1980. do 1982. zamjenik predsjednika Područnog vijeća Split – Privredna komora Dalmacije.
- 1982. to 1988. rukovodioc Predstavništva JUGOTURBINE Karlovac za Dalmaciju; dizelski motori Sulzer i Pielstick, parne i plinske turbine, centrifugalne i zupčaste pumpe.
- 1988. do konca 1998. predavač predmeta Toplinski strojevi I i II, Pogonski pomorski strojevi, Strojevi i uređaji pomorskih objekata, Osnove toplinskih i hidrauličkih strojeva te Brodskih postrojenja na Fakultetu elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Splitu.
- 1998. do 2000. honorarni predavač Brodskih motora I i II na Pomorskom fakultetu u Splitu.
- 1988. do 1991. konsultant engleske tvrtke Dawcul Ltd. za brodsku opremu, opremu za zračne luke i opremu za naftnu industriju.
- Od 1993. član Uprave tvrtke GM turbo d.o.o. Split.
- Od siječnja 1999. do srpnja 2001. član Poglavarstva grada Splita za gospodarstvo i razvitak.
- 2000. i 2001. član koordinacije Vlade RH za upravljanje tvrtkama u državnom portfelju.
- 1999. do 2001. Predsjednik Skupštine komunalnog poduzeća PROMET.
- Od 1999. do 2003. član Vijeće Turističke zajednice Grada Splita.
- Od 2001. do lipnja 2004. zamjenik predsjednika Nadzornog odbora Brodograđevne industrije SPLIT.
- Od 2002. do 2006. predsjednik vijeća Gradskog kotara Gripe.
- Od siječnja 2002. viši predavač na Fakultetu elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Splitu. (Toplinski strojevi 1, Toplinski strojevi 2, Toplinski i hidraulički strojevi, Brodski pogonski strojevi, Brodska postrojenja, Brodski strojevi i uređaji, Pogon broda, Pogon malih brodova, Goriva)

Štampane knjige i radovi:
- Motori s unutrašnjim izgaranjem, FESB, Sveučilište Split, 2000. sveučilišni udžbenik
- Kompresori, FESB, Sveučilište Split, 2010. koautor s prof. dr. Orestom Fabris
- Pogonski pomorski strojevi, FESB, Split, 1996. i 2001. interna skripta
- Aksijalni toplinski turbostrojevi, FESB Split, 1993. interna skripta
- 5 radova u znanstvenim projektima
- 3 znanstvena rada objavljena u časopisima
- 2 znanstvena rada recenzirana i objavljena u zborniku radova s međunarodnog skupa
- 3 znanstvena rada objavljena s domaćih znanstvenih skupova
- Veći broj stručnih radova

Članstva:
- Alumni City and Guilds College - Imperial College London
- Udruga pomorskih strojara Split
- Društvo inženjera strojarstva Split

- Hrvatsko društvo za goriva i maziva, Zagreb
- The Society of Naval Architects and Marine Engineers USA
- Hrvatska udruga poslodavaca

Jezici:
- Engleski
- Talijanski

PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

1. AUTOR

Ime i prezime:	Mirko Grljušić
Datum i mjesto rođenja:	27.01.1947. Zavojane, Vrgorac
Naziv fakulteta, studija i godina završetka dodiplomskog studija:	Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, Konstrukcijski smjer - energetika,1973.
Naziv fakulteta, smjera i godina završetka poslijediplomskog studija:	Imperial College of Science and Technology London, Thermal Power, 1976.
Sadašnje zaposlenje:	Sveučilište u Splitu, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje

2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov:	Termodinamička analiza i optimizacija rada brodskoga pogonskoga sporohodnog dizelskoga motora s korištenjem otpadne topline
Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka:	197, 183, 58, 84
Znanstveno polje i grana:	Strojarstvo, Brodsko strojarstvo
Voditelj rada:	Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Komentor:	Red. Prof. dr. sc. Neven Ninić, dipl. ing.
Fakultet na kojem je rad obranjen:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci