

Primjena ORC u iskorištavanju otpadne topline brodskog energetskeg sustava

Ilić, Luka

Master's thesis / Diplomski rad

2023

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:343251>

Rights / Prava: [Attribution 3.0 Unported/Imenovanje 3.0](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-13**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Luka Ilić

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Dražen Lončar

Student:

Luka Ilić

Zagreb, 2023.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Draženu Lončaru na savjetima, strpljenju i svojoj ukazanoj pomoći prilikom izrade diplomskog rada.

Zahvaljujem se izv. prof. dr. sc. Nikoli Vladimiru na pomoći pri odabiru teme diplomskog rada kao i na ukazanoj pomoći tijekom studiranja.

Zahvaljujem se svojoj obitelji, a posebno roditeljima i sestri na pruženoj podršci kroz cijeli život pa tako i kroz studij.

Zahvaljujem se i svojoj djevojci na ukazanoj podršci, savjetima i strpljenju tijekom mog studiranja.

Luka Ilić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodostrojarški

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 23 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 23 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Luka Ilić**

JMBAG: 0035207352

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Primjena ORC u iskorištavanju otpadne topline brodskog energetskog sustava**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Application of ORC in waste heat utilisation of marine energy system**

Opis zadatka:

Uvođenje obvezujućeg indeksa energetske učinkovitosti za postojeće brodove, kao i indikatora intenziteta emisija ugljičnog dioksida predstavlja značajan iskorak k ublažavanju negativnog utjecaja na okoliš pomorskog prometa. Primjeri primjene organskog Rankineovog ciklusa (ORC) u iskorištavanju otpadne topline ukazuju na moguća poboljšanja učinkovitosti brodskog energetskog sustava kroz smanjenje potrošnje goriva u rasponu od 3 do 15 %.

U okviru rada potrebno je:

1. Navesti aktualne zahtjeve regulatora EEXI (*Energy Efficiency Existing Ship Index*) i CII (*Carbon Intensity Indicator*) za postojeću flotu i očekivane potencijale uštede i smanjenja emisija.
2. Opisati tehničke značajke dosad primijenjenih ORC modula u iskorištavanju otpadne topline brodskih porivno-energetskih sustava.
3. Za odabrani brod i pretpostavljeni profil toka otpadne topline, na temelju termodinamičkog proračuna dimenzionirati i odabrati jedan ili više ORC modula koji će maksimizirati iskorištavanje otpadne topline uzimajući u obzir ograničenja ugradnje i pogona.
4. Provesti tehno-ekonomsku analizu opravdanosti ugradnje ORC modula na temelju satne analize tipičnih brodskih ruta.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

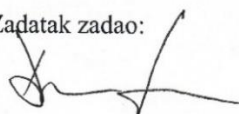
4. svibnja 2023.

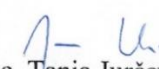
6. srpnja 2023.

17. – 21. srpnja 2023.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:


prof. dr. sc. Dražen Lončar


prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
2. ZAKONSKA REGULATIVA	3
2.1 MARPOL	3
2.1.1 EEDI	4
2.1.2 SEEMP.....	5
2.1.3 EEXI i CII	6
2.1.4 Područje ograničenih emisija	6
2.1.5 NO _x emisije.....	7
2.1.6 SO _x emisije.....	8
3. ORGANSKI RANKINEOV CIKLUS (ORC)	10
3.1 Procesi u ORC-u	11
3.2 Radni fluidi u ORC sustavima	12
3.2.1 Odabir radnog fluida	13
3.2.2 Utjecaj radnih fluida na okoliš i zdravlje	13
4. PRIMJENJIVOST ORC SUSTAVA NA BRODOVIMA	15
5. PROFIL OTPADNE TOPLINE	19
5.1 Odabir profila brzine plovidbe	20
5.2 Otpadna toplina glavnog dizelskog motora	22
6. TERMODINAMIČKI MODEL	25
6.1 Odabir radnog fluida i određivanje karakterističnih temperatura i tlakova modela... ..	25
6.2 Jednadžbe modela	28
6.3 Rezultati modela	30
6.4 Analiza osjetljivosti modela.....	30
6.4.1 Utjecaj promjene temperature dimnih plinova.....	30
7. ODABIR ORC MODULA	32
8. TEHNO-EKONOMSKA ANALIZA	33
8.1 Rezultati	35
8.1.1 Vrijeme otplate investicije	36
9. USPOREDBA REZULTATA	37
10. ZAKLJUČAK.....	38

POPIS SLIKA

Slika 1	Prikaz udjela pojedinih grana transportnog sektora u globalnim emisijama stakleničkih plinova [2]	1
Slika 2	Distribucija energije tipičnog brodskog porivnog motora [3].....	2
Slika 3	Faze smanjenja referentnog EEDI-a [8].....	5
Slika 4	Područja ograničenih emisija [15].....	7
Slika 5	Shema jednostavnog postrojenja s Rankineovim ciklusom.	10
Slika 6	Linije zasićenja vode, toluena i R245fa prikazane u T-s dijagramu	11
Slika 7	Stanje svjetske trgovačke flote [24]	15
Slika 8	Osnovne izvedbe ORC sustava [25].....	17
Slika 9	Kontejnerski brod SEASMILE [28].....	19
Slika 10	Usporedba generičkih i stvarnih kumulativnih profila brzine [29]	21
Slika 11	Vrijeme provedeno na različitim područjima rada GDM-a [31].....	21
Slika 12	Tipična ruta broda Seasmile	22
Slika 13	Prikaz količine i temperature dimnih plinova u ovisnosti o opterećenju glavnog dizelskog motora [33].....	23
Slika 14	Prikaz specifične potrošnje goriva u ovisnosti o opterećenju glavnog dizelskog motora [33]	23
Slika 15	T-s dijagram odabranog ORC-a s R245fa kao radnom tvari.....	27
Slika 16	OPCON Powerbox ORC modul [40]	32
Slika 17	Izlazna električna snaga ORC-a u ovisnosti o opterećenju GDM-a.....	33
Slika 18	Prikaz pretpostavljene specifične potrošnje goriva u ovisnosti o opterećenju dizel generatora	34
Slika 19	Vrijeme koje dizel generatori provedu pri različitim rasponima opterećenja [31]	34
Slika 20	Prikaz ovisnosti vremena otplate investicije o cijeni goriva	36

POPIS TABLICA

Tablica 1	Ograničenja emisija NO _x po razinama [16]	7
Tablica 2	Ograničenja količine sumpora u gorivu [19].....	8
Tablica 3	Termodinamičke performanse ORC sustava za tri različite primjene [20].....	13
Tablica 4	Faktori ODP, GWP i ALT za različite grupe radnih fluida [20].....	14
Tablica 5	Popis nekih od primijenjenih ORC sustava na brodovima [25].....	16
Tablica 6	Glavne značajke odabranog broda	20
Tablica 7	Parametri termodinamičkog modela	25
Tablica 8	Karakteristike razmatranih fluida.....	25
Tablica 9	Temperature i tlakovi isparavanja i kondenzacije odabranog ciklusa.....	27
Tablica 10	Prikaz rezultata modela	30
Tablica 11	Rezultati analize utjecaja promjene temperature dimnih plinova	31
Tablica 12	Prikaz rezultata analize.....	36

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
ALT	/	Životni vijek u atmosferi
B	m	Najveća širina broda
C_F	/	Bezdimenzijski konverzijski faktor između potrošnje goriva i emisija CO_2
CII	g/tM	Indikator intenziteta ugljika
$c_{p,dp}$	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet dimnih plinova
DWT	t	Nosivost broda
$EEDI$	g/tM	Projektni indeks energetske učinkovitosti
$EEXI$	g/tM	Indeks energetske učinkovitosti postojećeg broda
FC_{AE}	t	Potrošnja goriva dizel generatora
FC_{AE_ORC}	t	Potrošnja goriva kada je snaga dizel generatora umanjena za snagu ORC-a
FC_{ME}	t	Potrošnja goriva porivnog motora
FS	t	Ušteda goriva
GWP	/	Potencijal globalnog zatopljenja
h_i	kJ/kg	Specifična entalpija radnog fluida u točki i
L_{pp}	m	Duljina broda između okomica
m_{CO2}	t	Masa ispuštenog CO_2
m_{dp}	kg/s	Maseni protok dimnih plinova
m_{ORC}	kg/s	Maseni protok radnog fluida
n	/	Faktor profila brzine
ODP	/	Potencijal oštećenja ozona
P	kW	Snaga porivnog ili pomoćnog motora
P_{AE}	kW	Snaga dizelskog generatora pri parcijalnom opterećenju
P_{AE_ORC}	kW	Snaga dizel generatora umanjena za snagu ORC-a
$P_{e,ORC}$	kW	Iskoristiva električna snaga na izlazu iz ORC sustava
p_{isp}	bar	Tlak isparavanja
p_{kon}	bar	Tlak kondenzacije
p_{krit}	bar	Kritični tlak organskog fluida

P_{mcr}	kW	Maksimalna postiziva snaga motora
P_{ME}	kW	Snaga glavnog dizelskog motora pri parcijalnom opterećenju
P_{ORC}	kW	Snaga na izlazu turbine ORC sustava umanjena za snagu pumpe
P_p	kW	Snaga pumpe
P_t	kW	Snaga turbine
SFC	g/kWh	Specifična potrošnja goriva
SFC_{ME}	g/kWh	Specifična potrošnja goriva pogonskog motora
t	s	Vremenski trenutak
t_{AE}	h	Vrijeme koje dizel generator provede pri parcijalnom opterećenju
$T_{dp,iz}$	°C	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača
$T_{dp,ul}$	°C	Temperatura dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač
T_{isp}	°C	Temperatura isparavanja
T_{kon}	°C	Temperatura kondenzacije
T_{krit}	°C	Kritična temperatura organskog fluida
t_{max}	s	Ukupno vrijeme u kojem se promatra brod
t_{ME}	h	Vrijeme koje dizelski motor provede pri parcijalnom opterećenju
T_{mv}	°C	Temperatura morske vode
$T_{sr,dov}$	°C	Srednja temperatura dovođenja topline
$T_{sr,odv}$	°C	Srednja temperatura odvođenja topline
v_3	m ³ /kg	Specifični volumen radne tvari u točki 3
V_{max}	čv	Maksimalna postiziva brzina broda
V_{ref}	čv	Brzina broda
Δm_{CO_2}	t	Smanjenje emisija CO ₂
η_g	/	Učinkovitost generatora
η_i	/	Učinkovitost izmjenjivača topline
η_{ORC}	/	Učinkovitost ORC-a
η_p	/	Učinkovitost pumpe
η_t	/	Učinkovitost turbine

Φ_{dov}	kW	Toplinski tok koji se dovodi radnoj tvari u predgrijaču, isparivaču i pregrijaču
Φ_{dp}	kW	Toplinski tok dimnih plinova
Φ_{kond}	kW	Toplinski tok koji je potrebno odvesti iz kondenzatora
Φ_{odv}	kW	Toplinski tok koji je potrebno odvesti od radnog fluida u kondenzatoru
Φ_{rek}	kW	Toplinski tok koji radni fluid preda u rekuperatoru

SAŽETAK

Rast cijena goriva i sve strože regulative, koje se uvode s ciljem očuvanja okoliša, potaknuli su razvoj tehnologija s kojima bi se daljnje poboljšala energetska učinkovitost i ekološka prihvatljivost trgovačkih brodova. Na brodovima koji su pogonjeni motorima s unutarnjim izgaranjem, značajan dio energije sadržane u gorivu gubi se kroz toplinske gubitke. Iako se ORC (eng. *Organic Rankine Cycle*) sustavi razvijaju i koriste zadnjih nekoliko desetljeća s ciljem iskorištenja niskotemperaturnih izvora topline, njihova primjena na brodovima je do sada bila ograničena. Tek u zadnjih desetak godina, zbog već spomenutih razloga, sve se više razmatra upotreba takvih sustava. U prvom dijelu ovog rada navest će se najnoviji zahtjevi regulatora za pomorski promet i opisati će se značajke već postojećih brodskih ORC sustava. U drugom dijelu rada, pomoću programskog paketa MATLAB, analiziran je model ORC sustava koji je primjenjiv na odabranom brodu, uzimajući u obzir pretpostavljeni operativni profil odabranog broda, odnosno količinu dostupne otpadne topline. U zadnjem dijelu rada napravljena je tehno-ekonomska analiza u kojoj su procijenjene uštede goriva i smanjenje emisija CO₂, koje se ostvaruju implementacijom ORC sustava na odabranom brodu.

Ključne riječi: energetska učinkovitost, ekološka prihvatljivost, ORC, MATLAB, otpadna toplina

SUMMARY

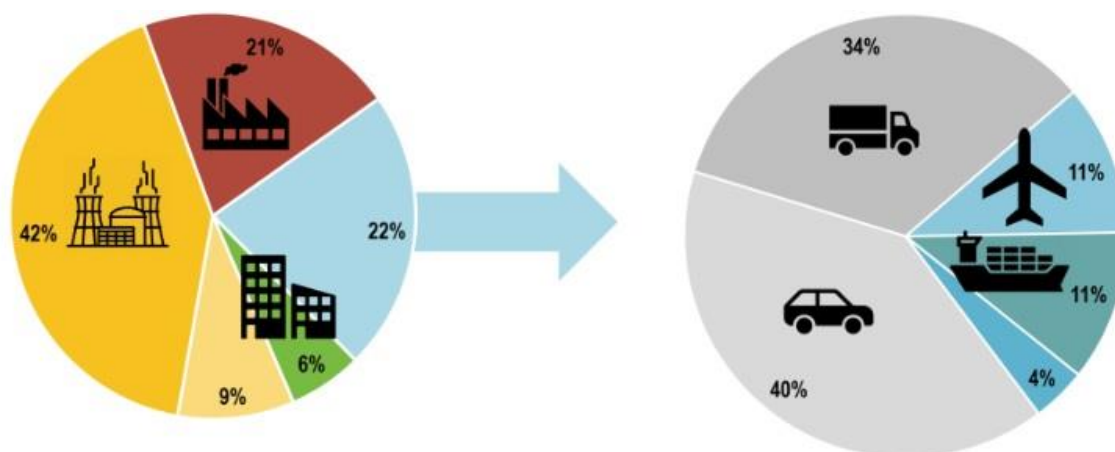
The rise in fuel prices and increasingly strict regulations, which are being introduced with the aim of preserving the environment, have encouraged the development of technologies that would further improve the energy efficiency and ecological acceptability of merchant ships. On ships powered by internal combustion engines, a significant part of the energy contained in the fuel is lost through heat losses. Although ORC (Organic Rankine Cycle) systems have been developed and used for the past few decades with the aim of utilizing low-temperature heat sources, their application on ships has been limited until recently. Only in the last ten years, due to the already mentioned reasons, the use of such systems is being considered more. In the first part of this paper, the latest requirements of the maritime traffic regulators will be listed and the features of already existing shipboard ORC systems will be described. In the second part of the paper, the model of the ORC system applicable to the selected ship was analyzed, taking into account the assumed operational profile of the selected ship, i.e. the amount of available waste heat. In the last part of the paper, a techno-economic analysis was made in which the fuel savings and reduction of CO₂ emissions realized by the application of the ORC on selected ship were estimated.

Key words: energy efficiency, ecological acceptability, ORC, MATLAB, waste heat

1. UVOD

Pomorski transport je najefikasniji i najisplativiji oblik međunarodnog transporta za većinu dobara, tako da se oko 90% globalne trgovine odvija morem, što pomorski promet čini primarnim sredstvom transporta dobara u svijetu [1]. Pomorski transport je također i ekološki najprihvatljiviji oblik transporta, ali visoka zastupljenost ga čini jednim od značajnih zagađivača vode i zraka, gdje emisije ispušnih plinova brodova čine i značajan udio globalne emisije stakleničkih plinova i drugih štetnih zagađivača.

Na slici 1. izdvojen je udio emisija stakleničkih plinova transportnog sektora u globalnoj emisiji stakleničkih plinova. Vidljivo je da je udio emisija stakleničkih plinova transportnog sektora u globalnim emisijama otprilike 22%, dok pomorski transport čini otprilike 11% emisije stakleničkih plinova transportnog sektora ili približno 2,5% globalnih emisija stakleničkih plinova [2].



Slika 1 Prikaz udjela pojedinih grana transportnog sektora u globalnim emisijama stakleničkih plinova [2]

Jedna od najznačajnijih međunarodnih regulativa vezanih za pomorski promet je IMO-ova MARPOL konvencija kojom se regulira zagađenje vode i zraka koje potječe od brodova. MARPOL dodatak VI propisuje zahtjeve za emisiju SO_x i NO_x spojeva, uvodi područja ograničenih emisija sa strožim zahtjevima na SO_x emisije, 2013. godine uvodi regulative EEDI i SEEMP, a od siječnja 2023. godine i EEXI i CII regulative. Uvođenje ovih regulativa ima značajan utjecaj na pomorski promet posebno za starije brodove na kojima će se po potrebi morati napraviti preinake kako bi mogli ostati unutar okvira spomenutih regulativa.

Iako zadovoljavanje regulativa predstavlja izazov za brodovlasnike, postoje mnoga tehnološka i operativna rješenja kojima se emisije mogu smanjiti. Jedan od primjera primjene takvih tehnoloških rješenja je primjena ORC sustava za pretvorbu otpadne toplinske energije dimnih plinova izgaranja u električnu energiju. Ugradnjom ORC sustava na brodove smanjuje se potrošnja goriva, a time posljedično i emisija stakleničkih plinova, dok u isto vrijeme takvi sustavi imaju i povoljan ekonomski učinak zbog povećanja energetske učinkovitosti broda. Istraživanja su pokazala da su takvi sustavi posebno korisni za smanjenje emisija štetnih i stakleničkih plinova s velikih brodova, koji proizvode velike količine otpadne topline. Na slici 2 prikazan je kružni grafikon distribucije energije tipičnog broskog porivnog motora na kojem je vidljivo da se oko 51% energije goriva disipira u otpadnu toplinu, što predstavlja veliki neiskorišteni potencijal.



Slika 2 Distribucija energije tipičnog broskog porivnog motora [3]

U ovom diplomskom radu analizirat će se utjecaj primjene ORC sustava na brodovima. Za provedbu analize napraviti će se termodinamički proračun pomoću pretpostavljenog profila otpadne topline i na temelju tog proračuna odabrati će se optimalni ORC sustav za odabrani brod i za njegov režim plovidbe. Naposljetku će se provesti i tehno-ekonomska analiza kojom će se utvrditi opravdanost ugradnje ORC modula na odabrani brod.

2. ZAKONSKA REGULATIVA

Međunarodna pomorska organizacija (*eng. International Maritime Organization, IMO*) je specijalizirana agencija Ujedinjenih naroda (UN) osnovana 1948. godine zadužena za promicanje pomorske sigurnosti i sprječavanja onečišćenja mora i atmosfere od strane pomorskog prometa [1].

Većina trgovačkih brodova plovi u međunarodnim vodama odnosno preko granica pojedinih država, a uloga IMO-a je da pod okriljem UN-a propisuje regulative na globalnoj razini s ciljem povećanja sigurnosti, sprječavanja onečišćenja mora i smanjenja emisije štetnih i stakleničkih plinova. IMO regulative obuhvaćaju sve aspekte međunarodnog pomorskog prometa uključujući projektiranje i izgradnju broda, opremanje broda, posadu, rad broda te zbrinjavanje [1].

2.1 MARPOL

Zbog potrebe za novim sredstvom kojim će se kontrolirati zagađenje okoliša, 1973. godine IMO je sazvao konferenciju na kojoj se raspravljalo o zagađenju koje uzrokuje pomorski promet. Konferencija je rezultirala usvajanjem prve konvencije o zaštiti od zagađenja MARPOL (*eng. International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*). MARPOL konvencija je od tada nadopunjena nekoliko puta, a u današnje vrijeme svojim regulativama, uz zagađenje mora prouzrokovano naftom, obuhvaća zagađenje mora kemikalijama i drugim opasnim tvarima, zagađenje otpadom i kanalizacijskim vodama te u zadnjem dodatku i zagađenje zraka emisijama štetnih i stakleničkih plinova s brodova [4].

Odbor za zaštitu pomorskog okoliša (*eng. Marine Environment Protection Committee, MEPC*) je s ciljem poboljšanja energetske učinkovitosti brodova, 2011. godine odlučio da će svi brodovi izgrađeni nakon 1. siječnja 2013. godine morati imati međunarodni certifikat energetske učinkovitosti (*eng. International Energy Efficiency Certificate, IEEC*). Da bi se mogao steći IEEC brodovi izgrađeni nakon 1. siječnja 2013. godine moraju udovoljavati projektnom indeksu energetske učinkovitosti (*eng. Energy Efficiency Design Index, EEDI*), dok svi brodovi moraju posjedovati brodski plan upravljanja energetske učinkovitošću (*eng. Ship Energy Efficiency Management plan, SEEMP*) [5]. Od 1. siječnja 2023. godine uvodi se indeks energetske učinkovitosti postojećih brodova (*eng. Energy Efficiency Existing Ship Index*), a kao obavezni dio SEEMP-a uvodi se i indikator ugljičnog intenziteta (*eng. Carbon Intensity indicator, CII*).

2.1.1 EEDI

EEDI je važna regulatorna mjera kojom se želi potaknuti korištenje energetski efikasnijih brodskih motora i opreme. *EEDI* predstavlja omjer CO₂ kojeg proizvode glavni i pomoćni motori na brodu i umnošku kapaciteta i brzine izraženih u gramima CO₂ po toni nautičkoj milji. Metoda računanja *EEDI*-a uzima u obzir vrstu goriva kojeg brod koristi, raspored strojeva i korištenje obnovljivih izvora energije [6]. Izraz 2.1 predstavlja pojednostavljenu formulu prema kojoj se računa *EEDI*. Bitno je napomenuti da *EEDI* u obzir uzima emisije CO₂ glavnog porivnog motora i pomoćnih motora [7].

$$EEDI = \frac{\sum P \cdot C_F \cdot SFC \cdot (P - P_{eff})}{DWT \cdot V_{ref}} \quad (2.1)$$

Gdje je:

P – 75% P_{MCR} porivnog motora i pomoćnih motora

C_F – bezdimenzijski konverzijski faktor između potrošnje goriva i emisija CO₂.

SFC – specifična potrošnja goriva

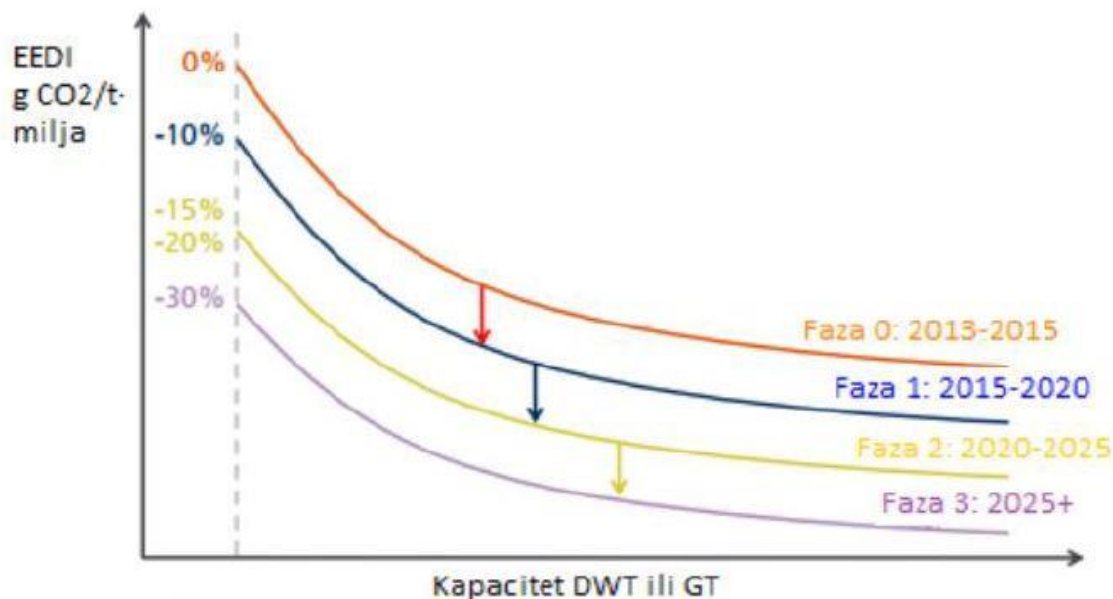
DWT – maksimalna nosivost

V_{ref} – maksimalna brzina natovarenog broda

Da bi brod udovoljio *EEDI*-u njegova vrijednost *EEDI*-a mora biti niža od referentne vrijednosti *EEDI*-a. Referentna vrijednost *EEDI* je funkcija koja prikazuje ovisnost između prosječne energetske učinkovitosti brodova o nosivosti brodova, izgrađenih između 2000. i 2010. godine. Na temelju ove referentne vrijednosti, zahtijevane vrijednosti *EEDI*-a se smanjuju svakih 5 godina s ciljem da se svim brodovima izgrađenim nakon 2025. godine referentni *EEDI* smanji za 30% od početne referentne vrijednosti *EEDI*-a [5], kao što je prikazano na slici 3.

EEDI je potrebno računati za:

- svaki novi brod,
- svaki novi brod na kojem su napravljene značajne preinake,
- svaki novi ili postojeći brod na kojemu su napravljene preinake u mjeri da ga se administrativno smatra novoizgrađenim brodom.



Slika 3 Faze smanjenja referentnog EEDI-a [8]

2.1.2 SEEMP

Prepoznavanjem da će povećanjem operativne efikasnosti velikog broja brodova na globalnoj razini doći do značajnog doprinosa u smanjenju emisija stakleničkih plinova, SEEMP je kao operativna mjera uveden 2013. godine od strane IMO-a, a dodatno je poboljšán 2023. godine. Primjena SEEMP-a djeluje u smjeru poboljšanja energetske učinkovitosti broda i smanjenja emisija stakleničkih plinova [9], [10].

SEEMP se sastoji od tri dijela [9]:

- prvi dio odnosi se na plan upravljanja brodom s ciljem poboljšanja energetske učinkovitosti,
- drugi dio odnosi se na prikupljanju i dostavljanju podataka o potrošnji brodskog goriva,
- treći dio odnosi se na plan operativnog intenziteta ugljika (eng. *Carbon Intensity Indicator, CII*).

Prvi dio SEEMP-a je obavezan i mora postojati na svim brodovima iznad 400 GT. Drugi dio SEEMP-a obavezan je za sve brodove iznad 5.000 GT kao dio sustava za prikupljanje podataka (eng. *Data Collection System, DCS*), dok je treći dio SEEMP-a uveden 2023. godine za brodove koji su već bili podvrgnuti drugom dijelu ove mjere, odnosno za brodove iznad 5.000 GT [9].

2.1.3 *EEXI i CII*

Kao što je ranije naznačeno, Indikator intenziteta ugljika ili kraće *CII* uveden je 2023. godine. i obavezan je kao dio SEEMP-a za sve brodove. *CII* je mjera efikasnosti transporta dobara ili putnika brodom, izražena u gramima ispuštenog CO₂ po toni nautičkoj milji. *CII* računa se svake godine na temelju podataka prikupljenih na brodu, a na osnovi *CII*-a računa se godišnja ocjena za brod u rasponu od A do E gdje je A najbolja, a E najlošija ocjena. Kao i *EEDI*, *CII* koristi referentnu liniju koja se temelji na podacima prikupljenih na brodovima iz 2019. godine. Kriteriji ocjenjivanja će postajati sve stroži prema 2030. godini, a za brodove koji ostvare ocjenu D u tri uzastopne godine ili ocjenu E, bit će potrebno razviti korekcijski plan kao dio SEEMP-a [11], [12].

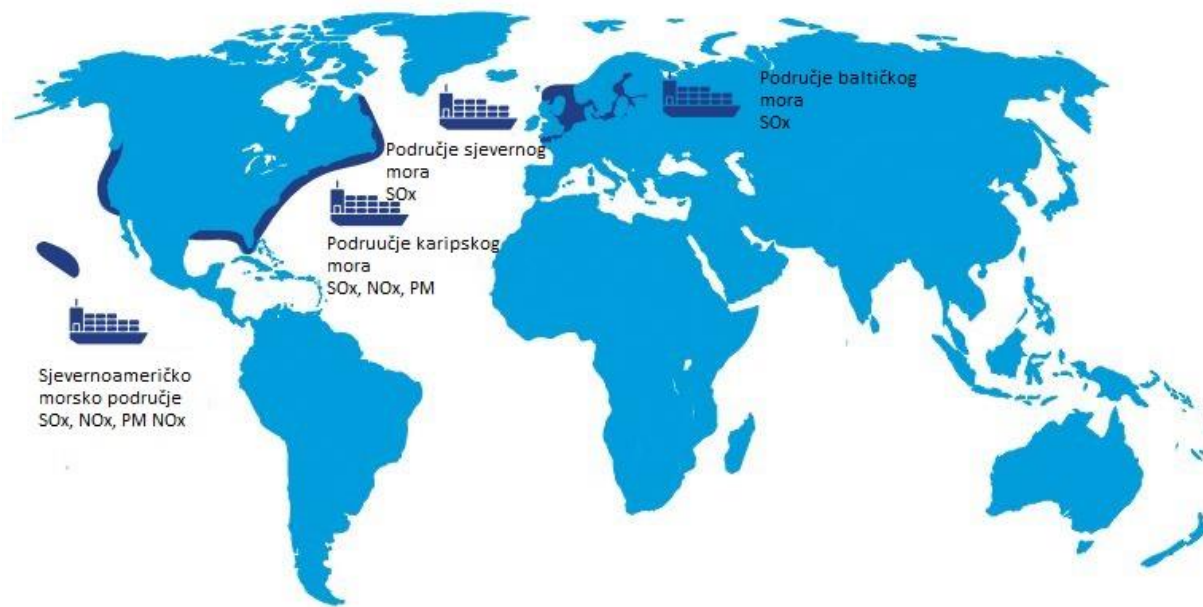
Indeks energetske učinkovitosti postojećih brodova odnosno *EEXI* je kao i *EEDI* mjera ispuštenog CO₂ po toni nautičkoj milji. Uveden je 2023. godine i zahtjeva da svi postojeći teretni i putnički brodovi veći od 400 GT udovolje zahtjevima usporedivim sa zahtjevima *EEDI*-a koji se odnose na nove brodove [11].

Iako i *CII* i *EEXI* imaju istu mjernu jedinicu, ipak se ne mogu usporediti. Razlika između *CII*-a i *EEXI*-a je u tome što je *CII* operativni indikator odnosno operativna mjera i računat će se na godišnjoj razini sa sve strožim kriterijima, dok je *EEXI* tehnička mjera i računa se jednom, a u obzir uzima slične faktore kao i *EEDI*. Prema tome *CII* bi trebao ipak biti nešto bolji pokazatelj stvarnog učinka [13], [14].

Ono što čini razliku između *EEXI*-a i *EEDI*-a su kriteriji koji su ipak nešto manje strogi za postojeće brodove. Većina postojećih brodova će trebati zadovoljiti kriterij druge faze *EEDI*-a, dok će neki tipovi brodova kao što su kontejnerski brodovi, kruzeri i LNG brodovi ipak trebati postići kriterij treće faze *EEDI*-a. Još jedna razlika između *EEXI*-a i *EEDI*-a je udio snage glavnog motora koja ulazi u proračun istih. Naime kod proračuna *EEXI*-a manji postotak ukupne snage motora ulazi u proračun što ide na ruku postojećim brodovima za koje nije bilo potrebno računati *EEDI* [14].

2.1.4 *Područje ograničenih emisija*

MARPOL dodatak VI propisuje dopuštene razine emisija NO_x i SO_x spojeva na globalnoj razini i u područjima ograničenih emisija. Područje ograničenih emisija (eng. *Emission Control Area*, ECA) je područje na moru na kojem vrijede strože mjere vezane za emisiju NO_x i SO_x spojeva [15]. Na slici 4 tamno plavom bojom označena su područja ograničenih emisija.



Slika 4 Područja ograničenih emisija [15]

2.1.5 NO_x emisije

Ograničenja emisije NO_x primjenjuju se na svaki instalirani dizelski motor snage veće od 130 kW, osim na one koji se koriste isključivo za nužne potrebe. Postavljene granice emisija NO_x za brodske dizelske motore ovise o maksimalnoj radnoj brzini rada motora kao što je prikazano u Tablici 1. Ograničenja razine III (eng. *Tier III*) vrijede u područjima ograničenih NO_x emisija, a izvan tih područja primjenjuju se ograničenja razine II (eng. *Tier II*). Ograničenja razine I (eng. *Tier I*) vrijedila su do 1. siječnja 2011. godina, a zamijenjena su ograničenjima razine II. Motori koji su certificirani u skladu s ograničenjima razine I mogu se nastaviti koristiti do kraja njihovog životnog vijeka [16].

Tablica 1 Ograničenja emisija NO_x po razinama [16]

Skupina	Godina	NO_x ograničenja [g/kWh]		
		$n < 130$	$130 \leq n < 2000$	$n \geq 2000$
Razina I	2000.	17	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8
Razina II	2011.	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7
Razina III	2016.	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,96

Postizanje standarda razine I i II vrši se pomoću optimizacije goriva i procesa izgaranja u motoru odnosno snižavanjem temperature izgaranja. Međutim, da bi se postigli standardi razine III primjenjuju se sekundarne mjere poput selektivnog kataličkog smanjenja plinova (eng. *Selective Catalytic Reduction*, SCR) ili recirkulacije ispušnih plinova (eng. *Exhaust Gas Recirculation*, EGR) [17].

2.1.6 SO_x emisije

Mjere za smanjenje SO_x emisija regulirane su odredbama o sadržaju sumpora u gorivu. Kontrole emisije SO_x primjenjuju se na sva loživa ulja, na svu opremu i uređaje za izgaranje na brodu i stoga uključuju glavne i sve pomoćne motore, zajedno s elementima poput kotlova. Emisije SO_x ograničavaju se u dva područja: unutar i izvan ECA uspostavljenih zbog ograničavanja emisije SO_x. Unutar ECA primjenjuju se specijalne kvalitete goriva i sadržaja sumpora, kako bi se smanjilo zagađenje SO_x spojevima [18]. Ograničenja sumpora i datumi primjene navedeni su u tablici 2.

Tablica 2 Ograničenja količine sumpora u gorivu [19]

Godina	Ograničenje sumpora u gorivu	
	SO _x ECA	Globalno
2000.	1,5%	4,5%
2010.	1,0%	
2012.		0,1%
2015.	0,1%	
2020.		

Teško loživo ulje (HFO) dopušteno je pod uvjetom da i zadovoljava granicu maksimalnog udjela sumpora. Brodovi koji plove unutar i izvan ECA primjenjivat će različita goriva kako bi udovoljili odgovarajućim standardima. U takvim slučajevima, prije ulaska u ECA, potrebno je u potpunosti prijeći na upotrebu mazuta koji zadovoljava propise. Pri prebacivanju potrebno je evidentirati količine loživog ulja, zajedno s vremenom, datumom i položajem broda. Ti se zapisi trebaju unositi u brodski dnevnik kako je propisala država zastave broda [18].

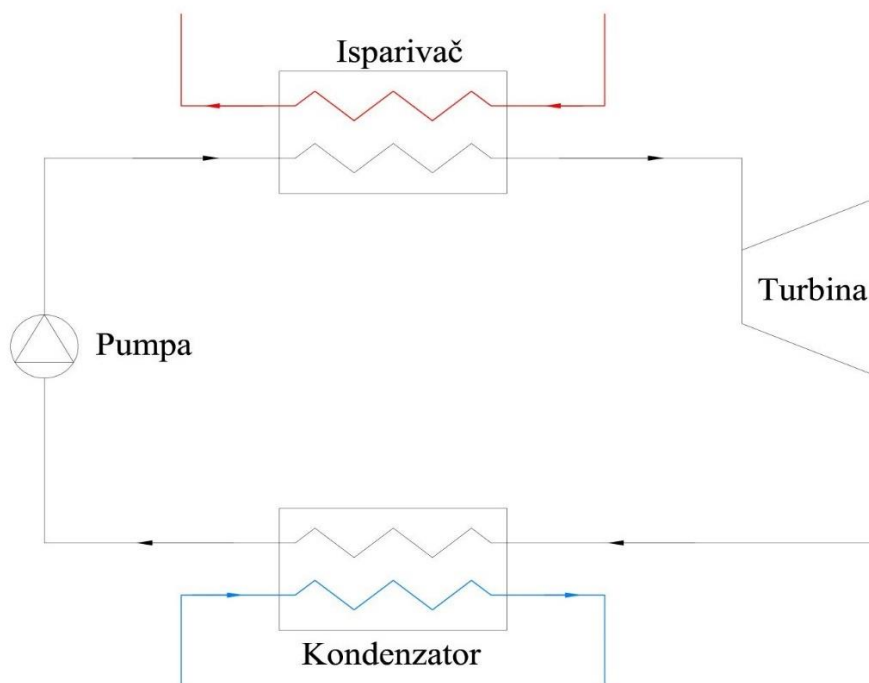
Prilikom skladištenja loživog ulja na brod, mora se znati stvarna količina sumpora u loživom ulju. Vrijednost stvarne količine sumpora treba navesti dobavljač loživog ulja. Brodska posada mora osigurati da se ne miješaju loživa ulja koje se koriste u ECA s drugim loživim uljima s

većim udjelom sumpora, kako se ne bi premašile granice SO_x emisije u kontroliranim područjima [18].

Mjere se mogu podijeliti u dvije kategorije, a to su: primarne kod kojih se izbjegava stvaranje onečišćujuće tvari i sekundarne kod kojih se onečišćujuća tvar stvara, ali naknadno uklanja do određenog stupnja prije ispuštanja ispušnih plinova u atmosferu [18].

3. ORGANSKI RANKINEOV CIKLUS (ORC)

Rankineov ciklus je termodinamički kružni proces koji ulaznu toplinu pretvara u mehanički rad. Na slici 5 su prikazane osnovne komponente postrojenja s Rankineovim ciklusom.



Slika 5 Shema jednostavnog postrojenja s Rankineovim ciklusom.

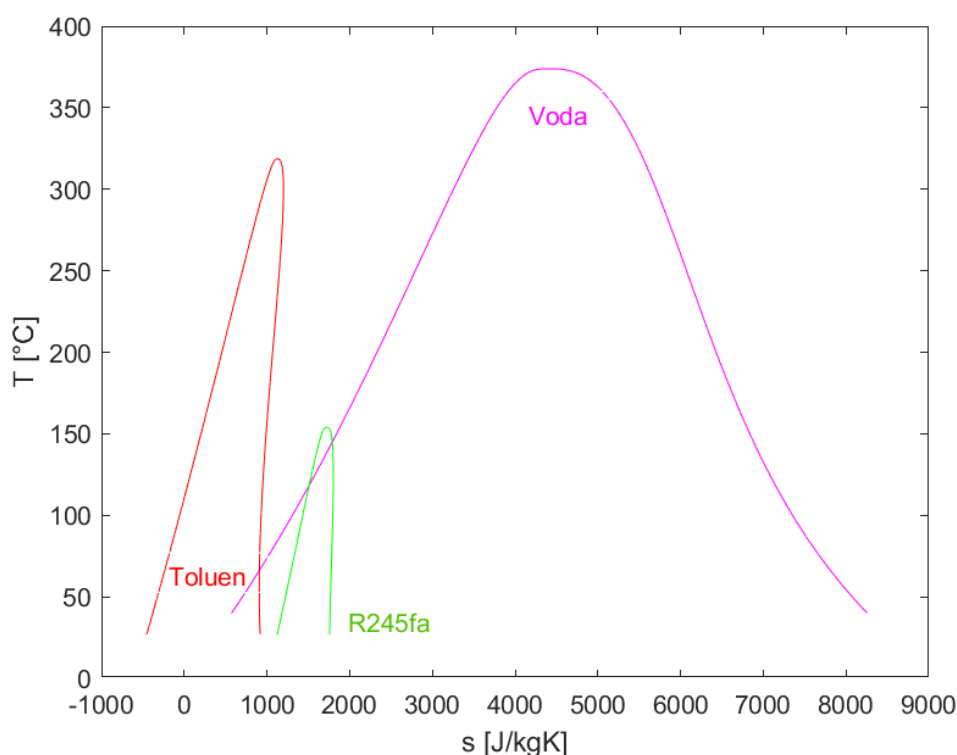
Osnovne komponente postrojenja s Rankineovim ciklusom su:

1. isparivač,
2. turbina,
3. kondenzator i
4. pumpa (kompresor).

Rankineov ciklus s vodenom parom (eng. *Steam Rankine Cycle*, SRC) najčešći je kružni proces za pretvorbu toplinske energije u mehaničku odnosno električnu energiju. Međutim, zbog razmjerno visoke specifične topline isparavanja vode, proces s vodom nije pogodan za iskorištavanje toplinskih izvora nižih temperatura. Da bi se iskoristila toplina takvih izvora, ORC (eng. *Organic Rankine Cycle*) sustavi su se pokazali kao dobro rješenje i u njima se umjesto vode kao radne tvari koriste organski fluidi [20].

Naime, ciklus vodene pare je pogodan za temperature na ulazu u turbinu iznad 350 °C, što znači da izvor toplote koji u izmjenjivaču toplote zagrijava vodu, odnosno vodenu paru, mora imati

temperaturu višu od 350 °C. Većina organskih fluida ima nižu točku vrelišta od vode, što znači da trebaju nižu temperaturu izvora topline od vode kako bi prešli u parnu fazu. To ih čini pogodnim za korištenje toplinskog potencijala s temperaturama ispod 350 °C. Na slici 6 su prikazane linije zasićenja vode i dvaju organskih fluida na kojima se jasno uočljiva razlika u promjeni entropije između krivulje zasićenja tekućine i krivulje zasićenja pare za vodu i druge radne fluide. Organski fluidi imaju znatno manju promjenu entropije u odnosu na vodu, jer vodi treba znatno veća količina topline da bi promijenila fazu i prešla iz zasićene tekućine u zasićenu paru [20].



Slika 6 Linije zasićenja vode, toluena i R245fa prikazane u T-s dijagramu

3.1 Procesi u ORC-u

SRC i ORC sustavi načelno rade na istom principu. Kao što je ranije naznačeno, za provedbu ciklusa potrebne su četiri osnovne komponente, a u svakoj od tih komponenti odvija se po jedan proces ORC-a. U prvoj fazi se organski fluid u pumpi komprimira na visoki tlak koji odgovara tlaku u isparivaču. Važno je napomenuti da se u teoriji govori o izentropskoj kompresiji, iako se u stvarnosti radi o neravnotežnom procesu koji generira prirast entropije. U drugoj fazi, organski fluid se dovodi u isparivač gdje se zagrijava od stanja pothlađene kapljevine do stanja

suhozasićene pare. Zagrijavanje se provodi pri konstantnom tlaku (izobarno dovođenje topline). Tijekom treće faze para organskog fluida ekspandira u turbini pri čemu se proizvodi mehanički rad. Para organskog fluida ekspandira do tlaka koji odgovara tlaku kondenzatora. Iako se u teoriji govori da se radi o izentropskoj ekspanziji, u stvarnosti je to neravnotežan proces prilikom kojeg dolazi do prirasta entropije. Zadnja faza je odvođenje topline pri konstantnom tlaku u kondenzatoru. Radni fluid se hladi i kondenzira do stanja vrele kapljevine nakon čega je kapljevina spremna za ponovni ulazak u pumpu [21].

3.2 Radni fluidi u ORC sustavima

Većina organskih fluida ima nižu točku isparavanja u odnosu na vodu, te imaju prednost u primjeni pri temperaturama nižim od 350 °C. Prva prednost odnosi se na nagib desne granične krivulje koji je kod vode negativan, dok kod organskih medija taj nagib može biti pozitivan, negativan ili približno izentropski, ovisno o odabranom fluidu. Druga se odnosi na veliku razliku entropije između stanja vrele kapljevine i suhozasićene pare kod vode u odnosu na organske medije [20].

Prema nagibu linije suhozasićene pare, radni fluidi se dijele na [20]:

- a) vlažne,
- b) izentropske i
- c) suhe

U skupinu vlažnih fluida spadaju voda i propan, u izentropske spadaju R11 i R142 dok se u suhe svrstaju izobutan, R245fa, R236fa i toluen.

Gustoća organskog fluida igra važnu ulogu pri dimenzioniranju komponenti ciklusa, koje su ovisne o volumenskom protoku. Veća gustoća znači manji specifični volumen, niži volumenski protok te manje dimenzije komponenata sustava [22].

Niža specifična toplota isparavanja organskih fluida podrazumijeva da će protok fluida u ORC sustavu za isti izmijenjeni toplinski tok biti veći nego kod standardnih ciklusa s vodom što znači i da će centrifugalne pumpe u ORC sustavima trošiti više energije pa učinkovitost pumpe predstavlja važan parametar u ukupnoj učinkovitosti ORC ciklusa [23].

Neki organski fluidi razgrađuju se na višim temperaturama te se stoga pri korištenju takvih fluida uvode ograničenja na najviše tlakove i temperature u sustavu [20].

Pri odabiru fluida koji će se primjenjivati u ORC sustavu treba se voditi računa o tome da fluid ima nizak specifični volumen, da je tlak u izmjenjivačima topline umjeren, da fluid ima nisku

cijenu nabave, nisku toksičnost, nizak *ODP* (eng. *Ozone Depletion Potential*), nizak *GWP* (eng. *Global Warming Potential*) i nizak *ALT* (eng. *Atmospheric Life Time*) [20].

3.2.1 Odabir radnog fluida

Izbor radnog fluida je jedan od najvažnijih zadataka kod projektiranja toplinskog stroja baziranog na ORC-u. Postoji više kriterija o kojima treba voditi računa pri izboru radnog fluida za ORC, a oni su: priroda izvora topline, termodinamičke i druge osobine fluida te troškovi investicije i pogona pumpi i turbina [20].

Izbor radnog fluida i optimizacija termodinamičkih parametara ORC procesa za određeni izvor topline predstavlja ključni problem i predmet je mnogih istraživanja.

Najčešće korišteni radni fluidi u primjeni ORC-a su R134a, R245fa, n-pentan, OMCS, R236ea i R245ca, a možemo ih podijeliti prema području njihove primjene odnosno parametrima isparavanja [20]. U tablici 3 prikazane su termodinamičke performanse ORC sustava za tri različite primjene.

Tablica 3 Termodinamičke performanse ORC sustava za tri različite primjene [20]

	Fluid	Kemijska formula	p_{isp} [bar]	p_{kon} [bar]	η_{ORC} [%]
$T_{isp} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{kon} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	R134a	CH ₂ FCF ₃	29,28	5,74	10,6
	R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	8,92	1,29	11,7
	n-pentan	C ₅ H ₁₂	4,16	0,63	11,5
	OMCS	C ₅ H ₂₄ O ₄ Si ₄	0,0454	0,000953	10,3
$T_{isp} = 145 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{kon} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	R236ea	C ₃ H ₂ F ₆	12	2,06	11,53
	R245ca	C ₃ H ₃ F ₅	12	1,01	12,37
$T_{isp} = 280 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{kon} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$	OMCS	C ₈ H ₂₄ O ₄ Si ₄	8,042	0,0872	18,6

3.2.2 Utjecaj radnih fluida na okoliš i zdravlje

Mnogi fluidi prikladni za upotrebu u ORC sustavu mogu imati štetne učinke na okoliš i zdravlje ljudi. Potpuno halogenizirani klorofluorougijci (CFC) su i pored dobrih termodinamičkih osobina (stabilnosti i netoksičnosti) Montrealskim protokolom (1987. godine) eliminirani iz upotrebe. Radi sadržaja jednog atoma klora u molekuli, upotreba hidroklorofluorougijika (HCFC) je smanjena u mnogim europskim zemljama. Korištenje djelomično halogeniziranih hidroklorofluorougijika (HFC), u čijim molekulama nema atoma klora također je zbog povećane zapaljivosti, u velikoj mjeri ograničeno. Tražeći radne fluide koji ne sadrže atome klora (*ODP* jednak nuli), a koji imaju nizak utjecaj na globalno zatopljenje (*GWP* što manji) i slabu

zapaljivost, hidrofluorolefini (HFO) se nameću kao izbor za novu generaciju radnih fluida. Svi HFO su razvijeni kao zamjena za R134a. Termofizičke osobine fluida HFO-1234 su veoma slične svojstvima R134a, što omogućava dobre performanse postrojenja u širokim opsegu temperatura isparavanja i kondenzacije [6].

Ugljikovodici kao što su pentan ili toluen imaju dobre termodinamičke osobine, ali su otrovni i vrlo zapaljivi. Uz odgovarajuće mjere opreza zasićeni ugljikovodici (metan, propan i butan) se uspješno koriste u ORC sustavima bez onečišćenja okoliša ili ugrožavanja ljudskog zdravlja [6].

Siloksani (silicij ulja) su zapaljivi, ali imaju nisku toksičnost i mali utjecaj na okoliš. Organske fluide karakterizira niska temperatura samozapaljenja. U slučaju curenja fluida na spojnim mjestima cjevovoda i armature i kontakta sa zrakom došlo bi do zapaljenja fluida. Zbog toga temperatura samozapaljenja radnog fluida mora biti veća od maksimalne temperature izvora topline [6]. U tablici 4 prikazani su faktori *ODP*, *GWP* i *ALT* za različite grupe fluida.

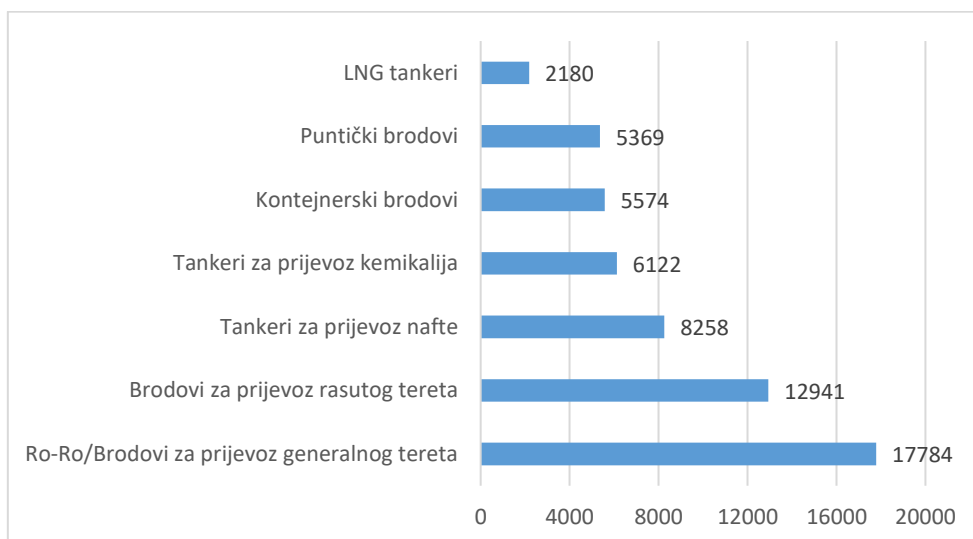
Tablica 4 Faktori ODP, GWP i ALT za različite grupe radnih fluida [20]

Grupa fluida	Fluid	ODP	GWP	ALT
CFC	R11	1	4750	50
	R12	1	10900	102
	R113	0,8	6130	85
HCFC	R22	0,055	1790	11,9
	R141b	0,11	717	9,2
	R142b	0,065	2220	17,2
HFC	R134a	0	1370	13,4
	R32	0	716	5,2
	R143a	0	4180	47,1
	R245fa	0	1050	7,7
	R125	0	3420	28,2
	R152a	0	133	1,5
	R227ea	0	3580	38,9
HFO	R1234yf	0	4	10,5
	R1234ze	0	7	161,4

4. PRIMJENJIVOST ORC SUSTAVA NA BRODOVIMA

Kod brodskih motornih postrojenja postoji nekoliko izvora topline koji se mogu iskoristiti pomoću ORC-a, a to su: ispušni plinovi, voda za hlađenje motora, ulje za podmazivanje motora i komprimirani zrak na izlazu iz kompresora. Energija ispušnih plinova može se iskoristiti pomoću SRC sustava i/ili ORC sustava. Za iskorištavanje ostalih navedenih izvora otpadne topline potrebno je koristiti neku izvedbu ORC sustava. Razlog tome je što se temperatura dimnih plinova kreće između 300 i 400°C na ulazu u izmjenjivač topline regeneracijskog sustava, dok su ostali toplinski izvori nižih temperatura. Istraživanja su pokazala da ORC sustavi ostvaruju veće uštede od SRC sustava i u slučaju iskorištavanje otpadne topline dimnih plinova [23].

Isplativost ORC sustava ovisi o režimima plovidbe kojima brod na koji je isti implementiran plovi. Režim plovidbe direktno utječe na temperaturu i protok svih gore navedenih izvora topline. Različiti tipovi brodova plove različitim režimima plovidbe odnosno pri različitim opterećenjima glavnog motora, što znači da pri projektiranju brodskog ORC sustava moramo znati na kojem tipu broda će isti biti implementiran. Primjenjivost ORC sustava na brodovima bila je i još uvijek je predmet mnogih istraživanja. Na slici 7 prikazane su zastupljenosti različitih tipova brodova u svjetskoj trgovačkoj floti prema statističkim podacima iz 2022. godine.



Slika 7 Stanje svjetske trgovačke flote [24]

U zadnjih desetak godina nekoliko ORC sustava je ugrađeno na različite brodove, a uštede koje ti sustavi ostvaruju prikazane su u tablici 5.

Tablica 5 Popis nekih od primijenjenih ORC sustava na brodovima [25]

Naziv broda (Godina)	MV Figaro (2012)	Viking Grace (2015)	Arnold Maersk (2016)	Asahi Maru (2017)	Orizzonte (2017)	Panerai I & II (2018)
Tip broda	PCTC*	Kruzer	Kontejnerski brod	Brod za rasuti teret	Ribarski brod	Brzi trajekt
ORC proizvođač	Opcon	Climeon	Calnetix	Kobe Steel	Enogia	Orcan Energy
ORC kapacitet	500 kW	150 kW	125 kW	125 kW	4,8 kW	155 kW
Ušteda goriva	4-6%	5%	10-15%	3%	5%	6-9%

*PCTC – Brod za prijevoz auta i kamiona (eng. *Pure truck and car carrier*)

Toplina ispušnih plinova se na nekim tipovima brodova koristi za proizvodnju vodene pare koja se zatim koristi za predgrijavanje goriva, grijanje tereta i zagrijavanje prostora. Tako se primjena ORC-a na brodovima za prijevoz nafte i za prijevoz rasutog tereta pokazala manje isplativom jer se dio otpadne topline već iskorištava za stvaranje pare u utilizacijskom kotlu, dok se na kontejnerskim brodovima, na kojima nema potrebe za parom, može postići relativno visoka isplativost.

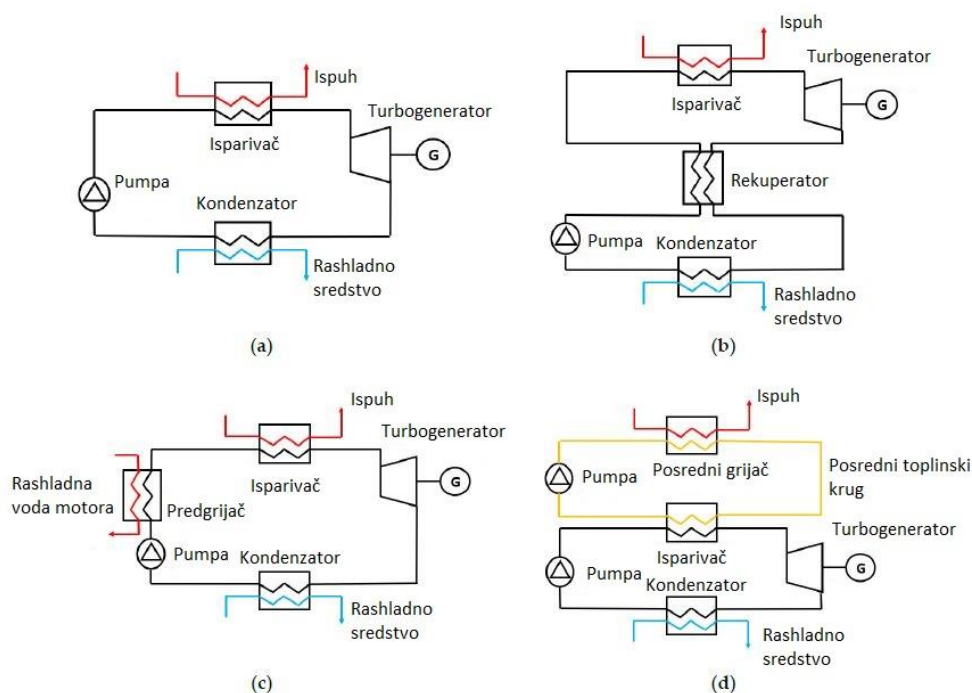
Iskorištavanjem otpadne topline ispušnih plinova motora koji koristi gorivo s niskim udjelom sumpora može dovesti do ušteda od oko 10%, a daljnjim razvojem tehnologije moglo bi se doseći i 15%. Kada se koristi gorivo s visokim udjelom sumpora uštede se kreću u rasponu od 3 do 10% [25], [26]. Naime, kod goriva s visokim udjelom sumpora u dimnim plinovima izgaranja oslobađaju se SO_x spojevi koji se zatim miješaju s vodom koja je nastala kondenzacijom vodene pare iz dimnih plinova. Njihovim miješanjem nastaje sumporasta kiselina koja ima izrazito korozivno djelovanje i štetno djeluje na opremu. U tom slučaju temperatura dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača mora biti viša od 100 °C (najčešće oko 150 °C) kako bi se spriječila kondenzacija vode. To znači da se dio toplinske energije odbacuje u okoliš a samim time su i uštede manje [25].

Izbor izmjenjivača topline najčešće se svodi na dva tipa izmjenjivača, a to su shell & tube izmjenjivači topline koji se najčešće koriste kod sustava velikih snaga i dimenzija te pločasti izmjenjivači topline koji su nešto kompaktniji pa se koriste kod sustava manjih dimenzija. Kritični izmjenjivač topline je najčešće onaj preko kojeg se izmjenjuje otpadna toplina ispušnih plinova [27].

Kondenzator se u slučaju primjene ORC sustava na brodu može hladiti morskom vodom. Prednost korištenja morske vode za hlađenje radne tvari u kondenzatoru je ta što je stalne temperature, a dostupna je u neograničenim količinama. Temperatura morske vode direktno utječe na učinkovitost ORC sustava jer o njoj ovisi temperatura odnosno tlak kondenzacije u kondenzatoru. Morska voda je agresivan medij te je preporuka da se kondenzator ne hladi direktno morskom vodom (slani krug) već da se primjenjuje posredni rashladni slatki krug. U protivnom, ako se kondenzator hladi direktno morskom vodom, isti se mora izraditi od otpornijih, a samim time i skupljih materijala kako bi se smanjio rizik od pojave korozije. Također direktno korištenje morske vode za hlađenje kondenzatora može dovesti do nakupljanja algi i mikroorganizama na izmjenjivačkim površinama [26]. Temperatura morske vode na izlazu ne bi trebala bit veća od 45 °C kako bi se spriječilo pojačano korozivno djelovanje zagrijane morske vode na opremu [25].

Vrijeme otplate investicije ovisi o odabranoj izvedbi ORC sustava te o odabranom radnom fluidu. Turbina čini otprilike između 60% i 70% cijene ORC modula, izmjenjivači topline čine otprilike 10% cijene dok pumpe čine do 5% cijene. Sustavi koji imaju implementiran rekuperator topline mogu imati i do 20% višu cijenu u odnosu na osnovnu izvedbu ORC sustava. Iako rekuperator povoljno utječe na učinkovitost ORC sustava, prije odabira izvedbe sustava važno je provjeriti opravdava li povećana učinkovitost značajno veću investiciju [25].

Na slici 8 su prikazane osnovne izvedbe ORC sustava.



Slika 8 Osnovne izvedbe ORC sustava [25]

Izvedba a) je najjednostavnija i najjeftinija, izvedba b) ima rekuperator topline kojim zagrijava komprimirani radni fluid pomoću pregrijane pare radnog fluida koja izašla iz turbine, izvedba c) koristi vodu za hlađenje motora visoke temperature za predgrijavanje radnog fluida prije ulaska u isparivač. Izvedba d) rezultat je propisa koji zbog zapaljivosti nekih organskih fluida nalaže da se isti ne smiju nalaziti unutar brodske strojarnice, pa se za prijenos topline s dimnih plinova na organski fluid koristi posredni toplinski krug koji u sebi sadrži termalno ulje čija temperatura paljenja mora biti iznad 60 °C [25]. Dostupnost prostora na brodu također diktira veličinu, a samim time i izvedbu sustava koji će se odabrati.

5. PROFIL OTPADNE TOPLINE

Brodovi plove pri različitim uvjetima odnosno s različitim opterećenjima porivnog stroja. Za očekivati je da će toplinski tok kojeg oslobađaju dimni plinovi direktno ovisiti o režimu plovidbe. Kako bi se utvrdilo optimalno područje rada za koje bi se optimizirao ORC sustav potrebno je napraviti analizu režima plovidbe broda odnosno potrebno je pronaći profil otpadne topline dimnih plinova koje oslobađa porivni stroj tijekom plovidbe.

Za svrhu ovog ovog diplomskog rada odabran je kontejnerski brod SEASMILE koji je proizveden 2013. godine, a kao izvor otpadne topline odabrani su dimni plinovi glavnog dizelskog motora tipa MAN B&W 6G80ME. Na slici 9 prikazan je odabrani kontejnerski brod, a u tablici 6 su prikazane njegove glavne značajke.



Slika 9 Kontejnerski brod SEASMILE [28]

Tablica 6 Glavne značajke odabranog broda

SEASMILE		
Duljina između okomica	L_{pp}	255,5 m
Najveća širina	B	37,4 m
Gaz	D	12 m
Nosivost	DWT	51,020 t
Kapacitet	-	5071 TEU
Maksimalna brzina	V_{max}	21,5 čv

5.1 Odabir profila brzine plovidbe

Podatke o opterećenju glavnog dizelskog motora koji se mjere na brodu, u eksploatacijskim uvjetima, brodovlasnici u pravilu drže u tajnosti pa je stoga potrebno definirati generički profil brzine odabranog broda. Jedan od načina aproksimacije profila brzine je pomoću kumulativne distribucije brzine broda u vremenu [29].

$$\frac{V}{V_{max}} = \left(\frac{t}{t_{max}}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (5.1)$$

Gdje je:

V – brzina broda

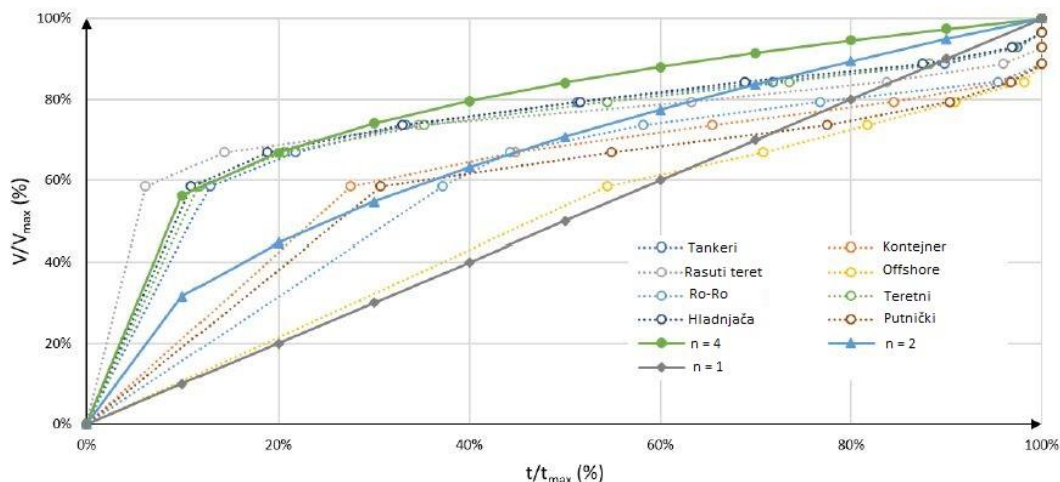
V_{max} – maksimalna brzina broda

t – vremenski trenutak

t_{max} – ukupno vrijeme u kojem je promatran brod

n – faktor profila brzine

Vrijednosti n se kreću od 0,25 za lake brodove koji se većinu vremena kreću manjim brzinama, do 4 za izuzetno natovarene brodove koji se kreću većim brzinama. Ovaj način aproksimacije profila brzine dobro se slaže sa stvarnim kumulativnim profilima brzine kao što je prikazano na slici 10. Na slici je vidljivo da se profil brzine kontejnerskog broda može dobro aproksimirati s jednačbom 5.1 s uvrštenim faktorom $n = 2$. Nešto veća greška aproksimacije javlja se pri opterećenjima većima od 80%. Naime, vidljivo je da u stvarnosti porivni strojevi kontejnerskih brodova rijetko premašuju opterećenja veća od 80% mcr-a (*eng. Maximum continuous rating*) [29].

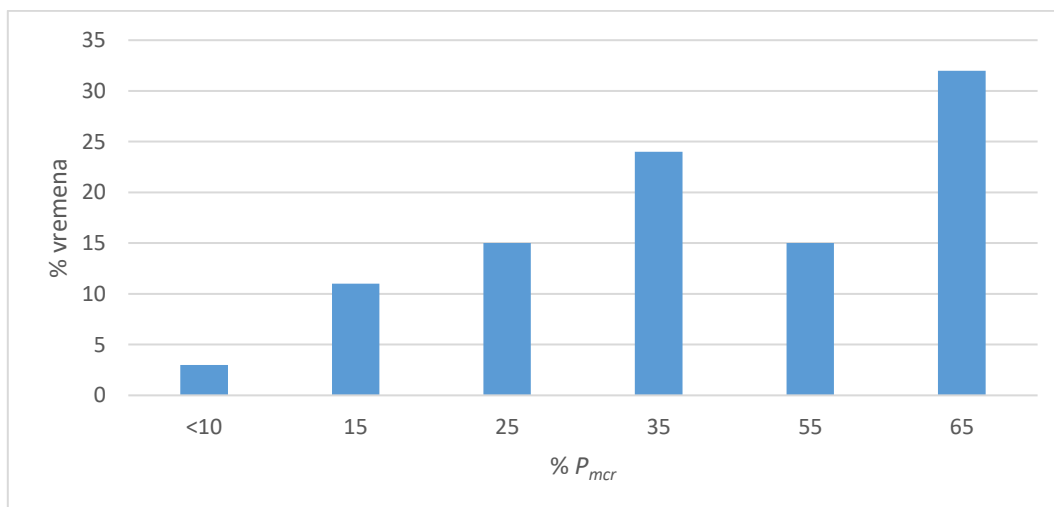


Slika 10 Usporedba generičkih i stvarnih kumulativnih profila brzine [29]

Krivulja za $n = 2$ pokazuje da porivni strojevi kontejnerskih brodova gotovo 80% vremena rade na opterećenjima između 45% i 100%. Ipak, radi već spomenute greške aproksimacije, pretpostavljeno je da se opterećenja kreću između 45% i 85%.

Uvidom u online baze podataka utvrđeno je da prosječna brzina kojom se brod SEASMILE kreće iznosi 16,4 čv što je nešto više od 75% maksimalno postizive brzine stoga je sigurno za pretpostaviti da se najčešće opterećenje glavnog dizelskog motora najčešće kreće između 45% i 70% [30].

Vrijeme provedeno u najčešćim rasponima opterećenja glavnog dizelskog motora sličnog kontejnerskog broda prikazano je na grafu na slici 11.



Slika 11 Vrijeme provedeno na različitim područjima rada GDM-a [31]

Za potrebe diplomskog rada pretpostavljeno je da će se ORC sustav dimenzionirati i optimizirati za temperaturu i protok dimnih plinova koje glavni dizelski motor ispušta pri 60% P_{mcr} - a.

Tipična ruta plovidbe broda Seasmile tijekom 2022. godine dostupna je na stranici ShipAtlas [32], a prikazana je na slici 12.



Slika 12 Tipična ruta broda Seasmile

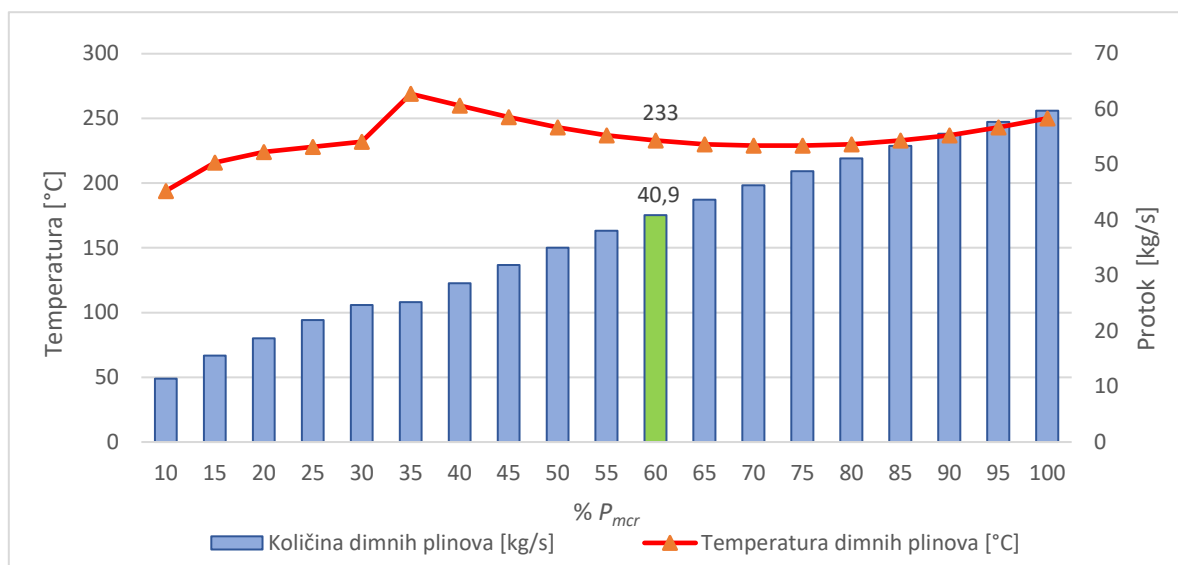
Odabranom brodu je otprilike potrebno oko 1000 sati da bi preplavio ovu rutu, što se dogodilo četiri puta tijekom 2022. godine.

5.2 Otpadna toplina glavnog dizelskog motora

Kako je ranije naznačeno, na brod Seasmile ugrađen je motor tipa MAN B&W 6G80ME maksimalne snage 28,26 MW i maksimalnog broja okretaja od 72 o/min.

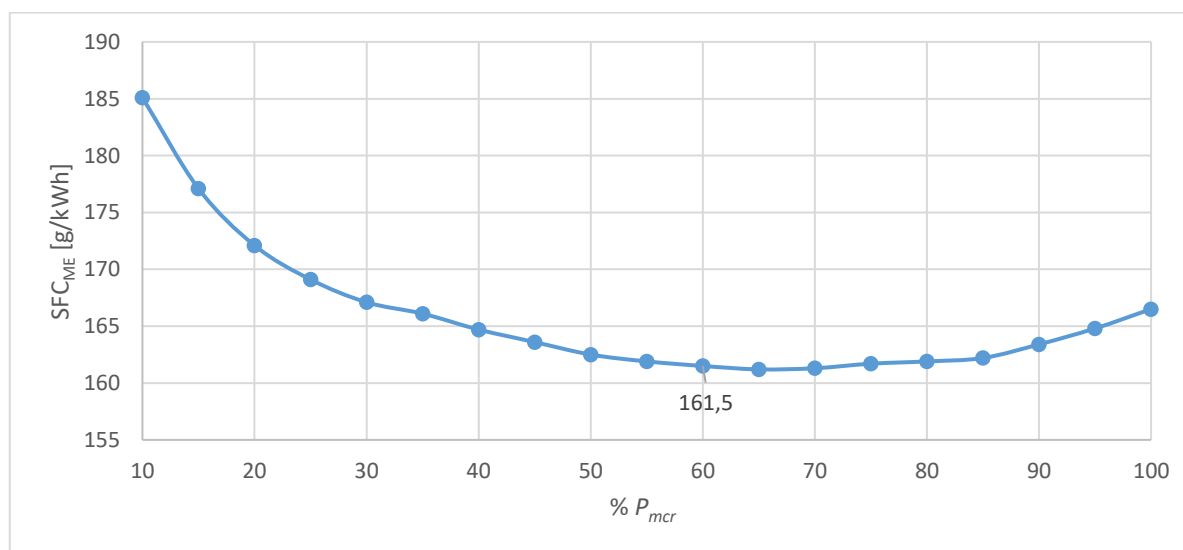
Pomoću alata CEAS [33], razvijenog od strane proizvođača motora MAN dobiveni su podaci o količini i temperaturi ispušnih plinova i potrošnji goriva navedenog motora u ovisnosti o opterećenju istog. Podaci o količini i temperaturi dimnih plinova prikazani su na slici 13, a na

slici 14 prikazani su podaci o specifičnoj potrošnji goriva. Podaci vrijede za pretpostavljenu temperaturu mora i zraka od 25 °C.



Slika 13 Prikaz količine i temperature dimnih plinova u ovisnosti o opterećenju glavnog dizelskog motora [33]

Pri opterećenju glavnog dizelskog motora od 60%, prema slici 13, vidljivo je da protok dimnih plinova iznosi 40,9 kg/s te da je temperatura istih 233 °C. Pretpostavljeno je da je temperatura dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač 233 °C, a na izlazu ne niža od 150 °C kako bi se zaštitila oprema od štetnog djelovanja sumporaste (sulfitne) kiseline.



Slika 14 Prikaz specifične potrošnje goriva u ovisnosti o opterećenju glavnog dizelskog motora [33]

Na slici 14 vidljivo je da specifična potrošnja goriva odabranog glavnog dizelskog motora pri 60% opterećenja iznosi 161,5 g/kWh.

Količina topline koju dimni plinovi dizelskog motora predaju unutar izmjenjivača topline odredit će se izrazom za oslobođeni toplinski tok pri konstantnom tlaku [21]:

$$\Phi_{dp} = m_{dp} \cdot c_{p,dp} \cdot (T_{dp,ul} - T_{dp,iz}) \quad (5.2)$$

Gdje su:

m_{dp} – maseni protok dimnih plinova

$c_{p,dp}$ – specifični toplinski kapacitet dimnih plinova

$T_{dp,ul}$ i $T_{dp,iz}$ – temperatura dimnih plinova na ulazu odnosno na izlazu iz izmjenjivača topline

Srednji specifični toplinski kapacitet dimnih plinova aproksimiran je srednjim specifičnim toplinskim kapacitetom zraka i iznosi $c_{p,dp} = 1,056$ kJ/(kg K), a greška koja je time uvedena je manja od 2% [34].

Toplinski tok koji dimni plinovi oslobađaju u izmjenjivaču topline, prema izrazu 5.2 iznosi $\Phi_{dp} = 3,692$ MW.

Prije određivanja količine otpadne topline koja se može iskoristiti, potrebno je definirati i učinkovitost izmjenjivača topline. Učinkovitost izmjenjivača topline definirana je kao omjer između stvarnog i teoretskog učinka izmjenjivača. Pretpostavljena je učinkovitost izmjenjivača $\eta_i = 0,85$.

Toplinski tok predan radnom fluidu u izmjenjivaču topline izračunat prema izrazu:

$$\Phi = \eta_i \cdot \Phi_{dp} \quad (5.3)$$

6. TERMODINAMIČKI MODEL

Termodinamički model izrađen je u programskom paketu MATLAB®. Također za potrebe određivanja stanja radne tvari korištena je baza podataka CoolProp [35]. Za postavljanje termodinamičkog modela potrebno je zadati ulazne parametre te uvesti neke pretpostavke. Parametri i pretpostavke su prikazani u tablici 7.

Tablica 7 Parametri termodinamičkog modela

Parametar	Oznaka	Vrijednost
Temperatura dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač	$T_{dp,ul}$	233 °C
Temperatura dimnih plinova na izlazu u izmjenjivač	$T_{dp,iz}$	150 °C
Protok dimnih plinova	m_{dp}	40,9 kg/s
Temperatura morske vode	T_{mv}	25 °C
Učinkovitost izmjenjivača topline (isparivač i kondenzator)	η_i	0,85
Učinkovitost turbine	η_t	0,85 [36]
Učinkovitost pumpe	η_p	0,6 [36]
Učinkovitost generatora	η_g	0,95 [37]

Temperatura radnog fluida na ulazu i na izlazu iz izmjenjivača kao i protok radnog fluida potrebni su za postavljanje termodinamičkog modela, ali oni također ovise o karakteristikama odabranog radnog fluida. Morska voda koristi se kao rashladni medij, a za potrebe modela odabrana je standardna temperatura mora. Što se tiče izentropskih učinkovitosti turbine i pumpe, odabrane su konzervativnije vrijednosti nego navedene u ciljanom istraživanju [36].

6.1 Odabir radnog fluida i određivanje karakterističnih temperatura i tlakova modela

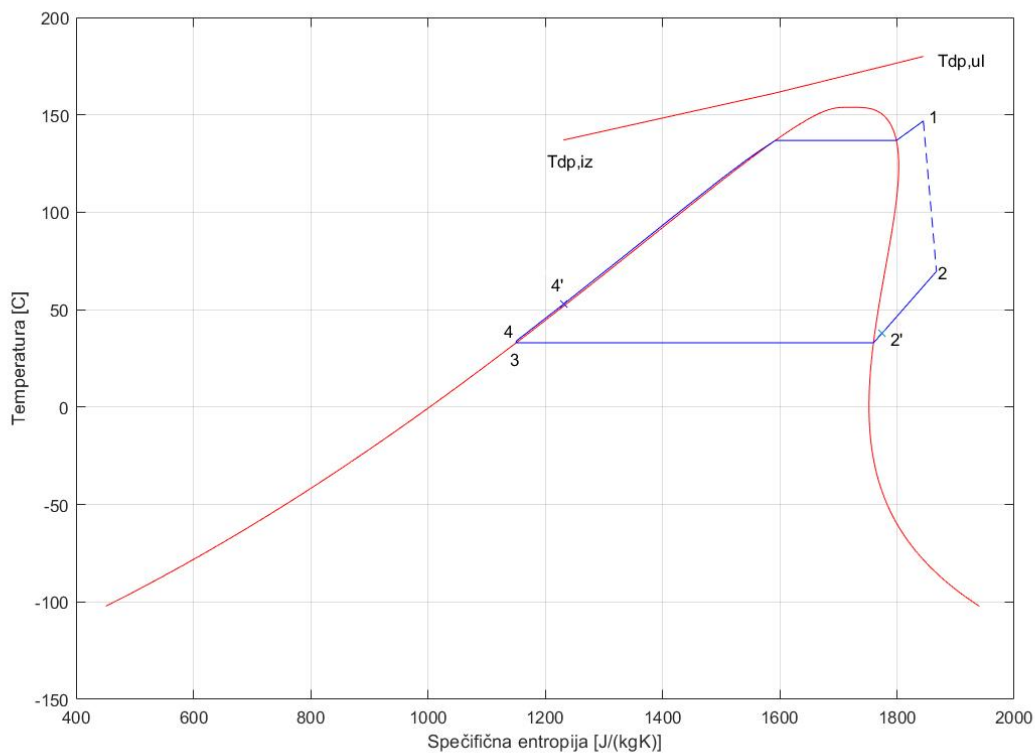
Uvidom u dosadašnje radove i istraživanja, kao radni fluid ORC sustava na brodovima najčešće se spominju toluen, R245fa, i ciklopentan čije su karakteristike prikazane u tablici 8.

Tablica 8 Karakteristike razmatranih fluida

Radna tvar	T_{isp} (atm) [°C]	T_{krit} [°C]	P_{krit} [bar]	GWP	ODP
Toluen	110,6	318,6	41,26	0	0
R245fa	15,3	153,86	36,51	1050	0
Ciklopentan	49,2	238,57	45,71	<25	0

Za slučaj razmatranog broda i određenog profila otpadne topline, najučinkovitijim se pokazao ORC sustav s ciklopentanom kao radnom tvari. Također, ciklopentan nije staklenički plin i ne djeluje štetno na ozonski sloj, što je prednost naspram R245fa koji je staklenički plin. Iako su toluen i ciklopentan zapaljivi i štetni za ljudsko zdravlje, udisanje toluena će ipak imati teže posljedice na ljudsko zdravlje, što ciklopentan također čini boljim radnim fluidom za ovu namjenu. Kao što je već prikazano na slici 8, u slučaju kad je radni fluid zapaljiv preporuča se korištenje posrednog toplinskog kruga s termalnim uljem. Posredni toplinski krug preko termalnog ulja prenosi toplinsku energiju dimnih plinova do isparivača s ciljem da se radni fluid ni u jednom trenutku ne nalazi u brodskoj strojarnici. Prijenos topline preko posrednog toplinskog kruga nepovoljno djeluje na učinkovitost sustava te mu povisuje cijenu. Iako je sustav bez posrednog toplinskog kruga jednostavniji, učinkovitiji i povoljniji, primjena posrednog toplinskog kruga ipak ima neke prednosti. Jedna od prednosti je veća stabilnost i upravljivost sustava zbog prigušivanja naglih promjena temperature i protoka dimnih plinova [27].

Iako termodinamički gledano ORC sustav s ciklopentanom ima veću učinkovitost, zbog složenosti izvedbe takvog sustava, nedostupnosti brodskog ORC modula s ciklopentanom kao radnom tvari te većih izmjenjivačkih površina koje su posljedica relativno niske temperature dimnih plinova razmatranog motora (manje temperaturne razlike između struja u izmjenjivačima nego kod R245fa), za svrhu ovog diplomskog rada odabran je radni fluid R245fa. Na slici 15 prikazan je T-s dijagram ORC-a s R245fa kao radnom tvari i temperaturom dimnih plinova.



Slika 15 T-s dijagram odabranog ORC-a s R245fa kao radnom tvari

Važno je da temperatura radne tvari tijekom ciklusa ne premašuje kritičnu vrijednost, stoga su najviše temperature radnih tvari tijekom ciklusa nešto manje od kritičnih. Temperatura kondenzacije radne tvari mora biti viša od temperature rashladne vode. Tlak u kondenzatoru određen je preko temperature kondenzacije, a viši je od atmosferskog. Prednost održavanja pretlaka kondenzatoru je ta da se zrak ne može infiltrirati u kondenzator. Nakon definiranja karakterističnih temperatura i tlakova izračunat je maseni protok radnog fluida koji preuzima toplinski tok Φ , a da pritom temperatura radnog fluida ne prelazi zadanu graničnu vrijednost. Karakteristične vrijednosti temperatura i tlakova procesa prikazane su u tablici 9.

Tablica 9 Temperature i tlakovi isparavanja i kondenzacije odabranog ciklusa

Parametar	Oznaka	Vrijednost
Temperatura isparavanja radnog fluida	T_{isp}	136,85 °C
Tlak isparavanja radnog fluida	P_{isp}	26,75 bar
Temperatura kondenzacije radnog fluida	T_{kon}	33 °C
Tlak kondenzacije radnog fluida	P_{kon}	1,98 bar

6.2 Jednadžbe modela

Prema slici 14, prva točka modela nalazi se na ulazu u turbinu. Na ulazu u turbinu nalazi se pregrijana para radnog fluida. Zbog trenja u turbini, proces ekspanzije u turbini ne možemo smatrati izentropskim već samo adijabatskim. Trenje proces između točaka 1 i 2 čini neravnotežnim pa je na T-s dijagramu taj proces označen isprekidanom linijom. Snaga koju turbina oslobađa ekspanzijom računa se prema sljedećem izrazu [21]:

$$P_t = m_{ORC} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_t \quad (6.1)$$

Temperatura u točki 2 određena je pomoću izraza za izentropski stupanj djelovanja turbine koji predstavlja omjer snage koja se dobije pri ekspanziji s trenjem i ekspanziji bez trenja [21].

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (6.2)$$

gdje je h_{2s} entalpija koju bi radni fluid postigao da je ekspanzija u turbini izentropska. Entalpija h_2 na izlazu iz turbine je zbog prirasta entropije uslijed trenja viša od entalpije h_{2s} , što za posljednicu ima manju snagu turbine.

Nakon ekspanzije u turbini, radni fluid je u stanju pregrijane pare od koje treba odvesti toplinski tok kako bi radni fluid došao u stanje vrele kapljevine. Od točke 2 do 2' pregrijana para radne tvari u rekuperatoru predaje toplinu pothlađenoj kapljevine prije njenog ulaska u predgrijač. Toplinski tok kojeg pregrijana para preda u rekuperatoru računa se prema izrazu:

$$\Phi_{rek} = m_{ORC}(h_{2'} - h_2) \quad (6.3)$$

Fluid pri temperaturi koja je za 5 °C veća od temperature kondenzacije ulazi u kondenzator. Taj dio ciklusa na T-s dijagramu se odvija između točaka 2 i 3, a riječ je o izobarnom odvođenju topline. Toplinski tok koji je potrebno odvesti od radnog fluida u kondenzatoru računa se prema sljedećem izrazu [21]:

$$\Phi_{odv} = m_{ORC}(h_3 - h_{2'}) = m_{ORC} \cdot T_{kond}(s_3 - s_{2'}) \quad (6.4)$$

Nakon kondenzacije u kondenzatoru, radni fluid je u stanju vrele kapljevine te kao takav ulazi u pumpu u kojoj se tlak radne tvari podiže na isparivački tlak. Kao i kod turbine, promjena stanja radne tvari je neravnotežna pa je riječ o adijabatskoj kompresiji. Na T-s dijagramu

kompresija u pumpi se događa između točaka 3 i 4. Fluid se nakon kompresije u pumpi nalazi u stanju pothlađene kapljevine, a izraz za računanje snage pumpe glasi [21]:

$$P_p = m_{ORC}(h_4 - h_3) \cong m_{ORC} \cdot v_3(p_4 - p_3) \quad (6.5)$$

gdje v_3 predstavlja specifični volumen radne tvari u točki 3.

Nakon izlaska iz pumpe fluid ulazi u rekuperator gdje mu se temperatura podiže prije ulaska u predgrijač. Prolaskom kroz rekuperator i predgrijač komprimirani fluid dolazi do stanja vrele kapljevine, a zatim ulazi u isparivač u kojem se odvija isparavanje. Nakon što fluid dođe u stanje suhe pare, pregrijava se kako bi se poboljšala učinkovitost ciklusa i izbjeglo nastajanje kapljica fluida prilikom ekspanzije u turbini. Riječ je o izobarnom dovođenju topline koje se u T-s dijagramu provodi između točaka 4 i 1. Na izlazu iz pregrijača fluid se nalazi u stanju pregriijane pare. Toplinski tok koji se izmjenjuje u predgrijaču, isparivaču i pregrijaču računa se prema izrazu [21]:

$$\Phi_{dov} = m_{ORC}(h_1 - h_{4'}) \quad (6.6)$$

Termički stupanj djelovanja termodinamičkih kružnih procesa odnosno ciklusa definiran je kao omjer dobivene snage i dovedenog toplinskog toka. Tako se termički stupanj djelovanja ORC-a računa prema izrazima [21]:

$$\eta_{ORC} = \frac{P}{\Phi_{dov}} = \frac{P_t - P_p}{\Phi_{dov}} \quad (6.7)$$

$$\eta_{ORC} = 1 - \frac{T_{sr,odv}}{T_{sr,dov}} \quad (6.8)$$

Kao što je vidljivo iz izraza za 6.7, termički stupanj djelovanja može se povećati snižavanjem srednje temperature odvođenja topline i/ili povišenjem srednje temperature dovođenja topline. Srednja temperatura odvođenja topline ograničena toplinskim tokom koji kondenzator može preuzeti dok je srednja temperatura dovođenja topline ograničena maksimalnom dopuštenom ili postizivom temperaturom isparivača te temperaturnom postojanosti materijala stijenke preko koje se izmjenjuje toplina [21].

6.3 Rezultati modela

Uvrštavanjem svih navedenih parametara u termodinamički model definiran ranije navedenim jednadžbama dobiveni su rezultati koji su prikazani u tablici 10.

Tablica 10 Prikaz rezultata modela

Parametar	Oznaka	Vrijednost
Maseni protok radne tvari	m_{ORC}	12,86 kg/s
Snaga turbine	P_t	470,38 kW
Snaga pumpe	P_p	40,34 kW
Toplinski tok kojeg je potrebno odvesti iz kondenzatora	Φ_{kond}	2,45 MW
Učinkovitost ciklusa	η_{ORC}	14,1%

Iako snaga koju turbina daje na izlazu iznosi otprilike 470 kW, izlazna električna snaga na generatoru će biti nešto manja zbog učinkovitosti pretvorbe energije generatora. Dio dobivene električne snage biti će potreban kako bi se podmirila snaga potrebna za pogon pumpe, a tek ta vrijednost predstavlja električnu snagu koju možemo iskoristiti. Pumpa rashladnog medija i ostali uređaji nisu uzeti u obzir u ovoj analizi zbog relativno malenog utjecaja na izlaznu snagu.

6.4 Analiza osjetljivosti modela

Analiza utjecaja promjene ulaznih parametara modela na izlazne parametre naziva se analizom osjetljivosti. S obzirom da termodinamički model ORC sustava koristi ispušne plinove glavnog dizelskog motora za proizvodnju električne energije, ulazni parametri modela su temperatura i protok dimnih plinova. Da bi se analizirao utjecaj jednog ulaznog parametra, drugi ulazni parametar treba se držati konstantnim [38].

6.4.1 Utjecaj promjene temperature dimnih plinova

Analiza utjecaja temperature dimnih plinova na izlazne parametre provedena je za temperature u rasponu od 180 do 330 °C. Maseni protok dimnih plinova držao se konstantnim, a vrijednost mu je odgovarala projektnoj vrijednosti $m_{dp} = 40,9$ kg/s. Rezultati analize prikazani su u tablici 11.

Tablica 11 Rezultati analize utjecaja promjene temperature dimnih plinova

T_{dp} [°C]	P_{orc} [kW]	$P_{e,ORC}$ [kW]	Φ_{dov} [kW]	p_{isp} [bar]
330	932,65	886	6608,1	26,75
280	673,59	579,23	4772,5	26,75
230	414,25	393,53	2936,9	26,75
180	222,31	211,19	1575,1	26,75

Iz rezultata analize vidljivo je da se porastom temperature dimnih plinova značajno povećava izlazna snaga ORC sustava. Učinkovitost ciklusa ne mijenja se značajno s porastom temperature dimnih plinova. Naime, iako je za očekivati da će porastom temperature dimnih plinova porasti i srednja temperatura dovođenja topline, a samim time i učinkovitost ciklusa, to se ipak ne događa zbog ograničenja odabranog radnog fluida. Ograničenje organskog fluida R245fa za primjenu pri većim temperaturama je njegova kritična temperatura. Za slučaj projektnog protoka i temperature dimnih plinova, temperature zasićenja i pregrijavanja radnog fluida već su postavljene blizu kritične temperature radnog fluida pa se ti parametri ne mogu povisiti, a samim time srednja temperatura dovođenja ostaje nepromijenjena. Povećanje izlazne snage pri višim temperaturama dimnih plinova rezultat je povećanja protoka organskog fluida.

Preporučena razlika temperatura između ulazne struje dimnih plinova i temperature zasićenja u ciklusima bez pregrijavanja je 50 °C, a u ciklusima s pregrijavanjem preporučena razlika između ulazne temperature dimnih plinova i temperature pregrijavanja fluida je 20 °C [39].

7. ODABIR ORC MODULA

Na tržištu postoji nekoliko većih proizvođača ORC modula koji su primjenjivi na brodovima, od kojih su neki već navedeni u tablici 5. Za potrebe ovog diplomskog rada najprikladnijim se pokazao modul powerbox OPB-ORC-600 proizvođača Opcon, koji je prikazan na slici 16. Nominalna izlazna snaga ovog modula iznosi između 400 i 600 kW, dimenzija je 7.3x3,3x4,2 metara i mase 33,5 tona [40].



Slika 16 OPCON Powerbox ORC modul [40]

Ovaj modul podržava R717, R410a, R134a, R236fa i R245fa radne fluide. Pošto se kritična temperatura radnog fluida pokazala ključnim kriterijem za odabir istog, za primjenu u ovom slučaju za radni fluid je odabran R245fa s najvišom kritičnom temperaturom. Temperature izvora topline koje ovaj modul može iskoristiti kreću se između 55 i 300 °C, modul se može hladiti vodom, a radni vijek mu se kreće između 20 i 30 godina [41].

Cijena i troškovi ugradnje modula snage 750 kW, čija je masa 37 t, iznosila je između 1,2 i 1,3 milijuna eura [41]. Preko poznate mase odabranog modula i poznate mase i cijene modula snage 750 kW procijenjena je vrijednost investicije za odabrani modul, a ona iznosi otprilike 1,17 milijuna eura.

8. TEHNO-EKONOMSKA ANALIZA

Da bi izračunali uštedu koju ORC sustav ostvaruje iskorištavanjem otpadne topline dimnih plinova glavnog dizelskog motora potrebno je izračunati količinu goriva koju glavni dizelski motor potroši tijekom plovidbe. Razmatran je period od 1000 sati. Prema tipičnom profilu plovidbe kontejnerskog broda prikazanog na slici 11 i specifičnoj potrošnji goriva za različita opterećenja glavnog dizelskog motora, koja je prikazana na slici 14, izračunata je potrošnja goriva glavnog dizelskog motora prema izrazu:

$$FC_{ME} = \sum_{\text{opterećenje} = 10,15,25,35,55,65\%} P_{ME} \cdot t_{ME} \cdot SFC_{ME} \quad (8.1)$$

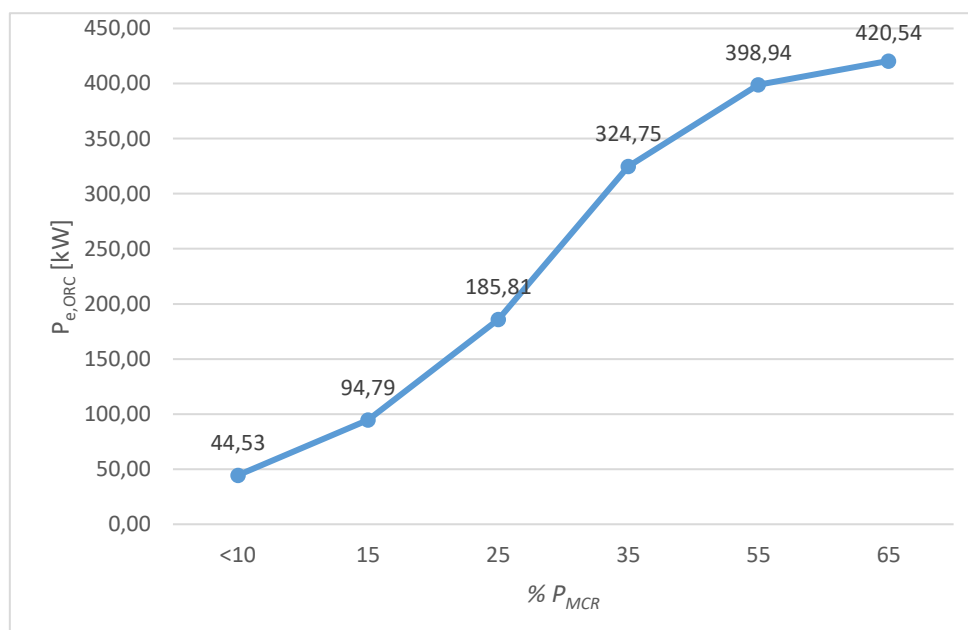
Gdje su:

P_{ME} – snaga glavnog dizelskog motora pri parcijalnom opterećenju

t_{ME} – vrijeme koje glavni dizelski motor provede pri parcijalnom opterećenju

SFC_{ME} – specifična potrošnja goriva glavnog dizelskog motora pri parcijalnom opterećenju

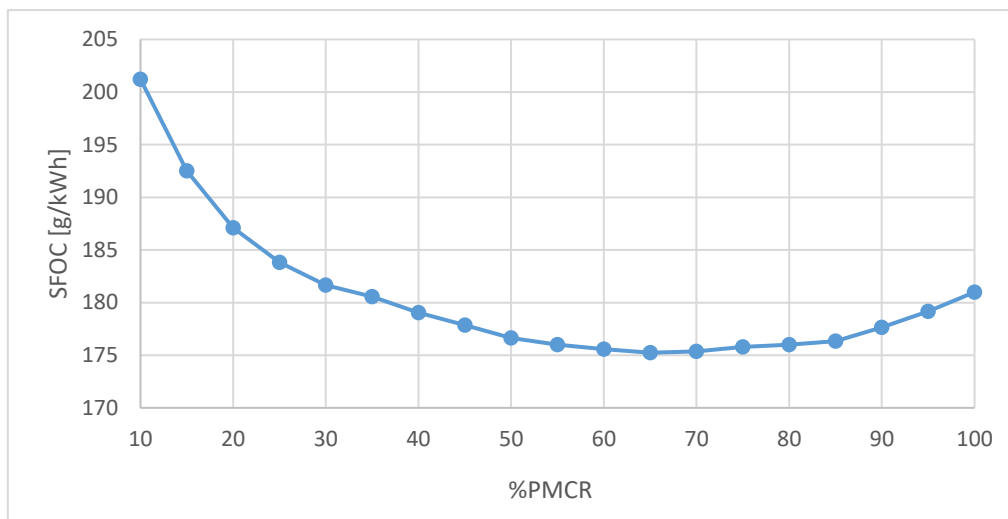
Električna snaga koju ORC sustav daje na izlazu pri tipičnim režimima plovidbe prikazana je na slici 17.



Slika 17 Izlazna električna snaga ORC-a u ovisnosti o opterećenju GDM-a

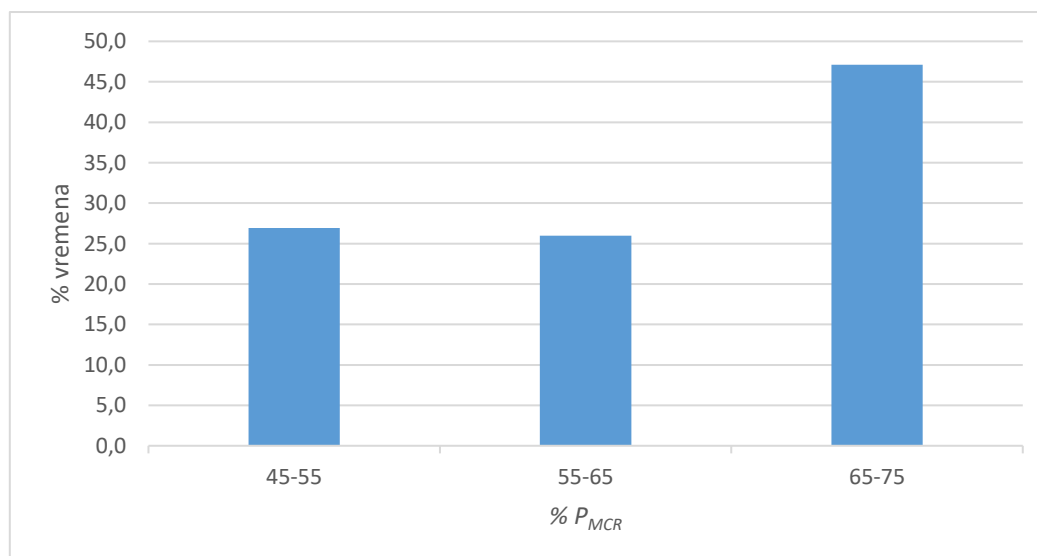
Na temelju dijagrama specifične potrošnje goriva glavnog dizelskog motora i specifične potrošnje goriva dizel generatora pri 100% opterećenja koju je naveo proizvođač, aproksimirana je specifična potrošnja goriva dizel generatora pri različitim opterećenjima. Greška aproksimacije koja je time uvedena nije značajna za proračun [42].

Na slici 18 prikazana je pretpostavljena specifična potrošnja goriva dizel generatora.



Slika 18 Prikaz pretpostavljene specifične potrošnje goriva u ovisnosti o opterećenju dizel generatora

Pretpostavljeni profil opterećenja dizel generatora preuzet je od sličnog kontejnerskog broda, te je prikazan na slici 19.



Slika 19 Vrijeme koje dizel generatori provedu pri različitim rasponima opterećenja [31]

Prosječno opterećenje dizel generatora otprilike iznosi 55%, a pretpostavljeno je da u isto vrijeme uvijek rade dva dizel generatora. Prosječna potrošnja goriva dva dizel generatora koja rade pri parcijalnim opterećenjima tijekom 1000 sati plovidbe izračunata je prema izrazu:

$$FC_{AE} = 2 \cdot \sum_{opterećenje = 45-55, 55-65, 65-75\%} P_{AE} \cdot t_{AE} \cdot SFC_{AE} \quad (8.2)$$

Gdje su:

P_{AE} – snaga dizel generatora pri parcijalnom opterećenju

t_{AE} – vrijeme koje dizel generator provede pri parcijalnom opterećenju

SFC_{AE} – specifična potrošnja goriva dizel generatora pri parcijalnom opterećenju

Električna energija koju proizvede električni generator, koji je dio ORC sustava, biti će korištena za zadovoljavanje potreba za električnom energijom na brodu. To za posljedicu ima smanjenje opterećenja dizel generatora odnosno smanjenje potrošnje goriva. Tako se prema izrazu 8.2 izračuna potrošnja goriva dizel generatora sa smanjenim opterećenjem FC_{AE_ORC} gdje će se umjesto člana P_{AE} uvesti član P_{AE_ORC} koji se računa prema izrazu:

$$P_{AE_ORC} = P_{AE} - \frac{P_{e,ORC}}{2} \quad (8.3)$$

Smanjenje opterećenja dizel generatora podjednako utječe na oba generatora koja rade istovremeno, kako bi isti nastavili raditi što bliže području s najnižom specifičnom potrošnjom goriva (vidljivo na slici 18).

8.1 Rezultati

Smanjenje potrošnje goriva znači smanjenje emisija CO₂. Specifična emisija CO₂ koja ima oznaku C_F iznosi 3,15 g(CO₂)/g(goriva) pa će se emisije CO₂ računati kao umnožak potrošnje goriva i specifične emisije CO₂ [43]:

$$m_{CO_2} = FC \cdot C_F \quad (8.4)$$

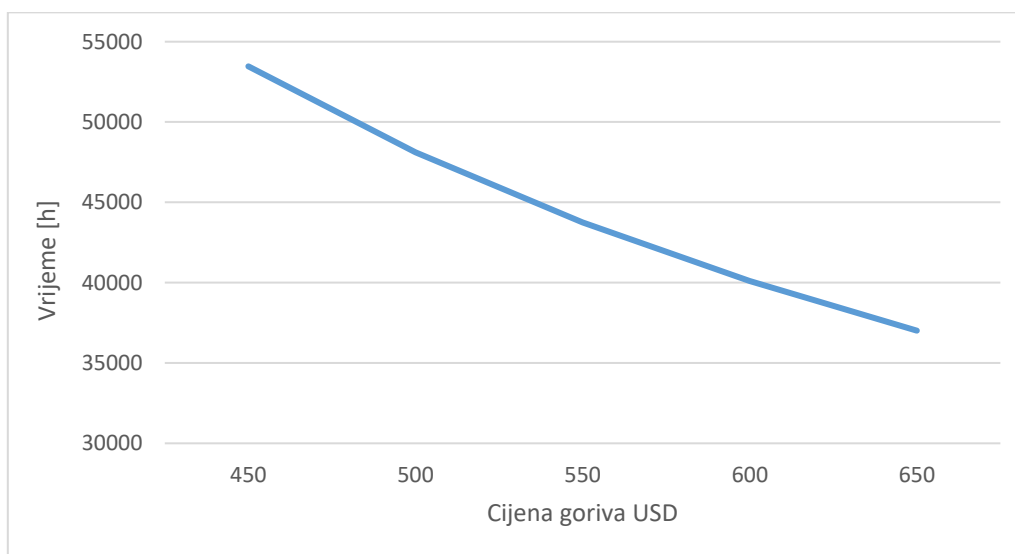
Rezultati analize prikazani su u tablici 12.

Tablica 12 Prikaz rezultata analize

Parametar	Oznaka	Vrijednost
Potrošnja goriva glavnog dizelskog motora	FC_{ME}	1996,8 t/1000h
Potrošnja goriva dizel generatora	FC_{AE}	523,00 t/1000h
Potrošnja goriva dizel generatora s implementiranim ORC sustavom	FC_{AE_ORC}	469,51 t/1000h
Ušteda goriva	FS	53,49 t/1000h
Ušteda goriva u odnosu na potrošnju goriva glavnog dizelskog motora	$\%FS$	2,68 %
Smanjenje emisija CO2	Δm_{CO2}	168,5 t/1000h

8.1.1 Vrijeme otplate investicije

Primjenom ORC sustava na brodovima ostvaruje se ušteda na gorivu, stoga vrijeme otplate investicije direktno ovisi o cijeni goriva na tržištu kao i o operativnom profilu broda. Srednja cijena goriva se trenutno kreće između 560 i 600 američkih dolara (srpanj 2023.) [44]. Vrijeme otplate investicije u satima, u ovisnosti o cijeni goriva, prikazano je na slici 20.



Slika 20 Prikaz ovisnosti vremena otplate investicije o cijeni goriva

Porastom cijene goriva vrijeme otplate investicije se smanjuje. Uzimajući u obzir da je u 2022. godini brod Seasmile plovio oko 4000 sati, vrijeme otplate se kreće između 9 i 14 godina. Kao što je ranije navedeno, radni vijek odabranog modula se kreće između 20 i 30 godina što znači da bi se modul trebao isplatiti, a i ostvariti uštede tijekom svog radnog vijeka. U troškove investicije nisu uračunati troškovi održavanja modula.

9. USPOREDBA REZULTATA

U usporedbi s rezultatima dosadašnjih istraživanja i primjenama ORC sustava na brodovima, ušteda koja je ostvarena ovim termodinamičkim modelom ipak je nešto niža. Sai B. Thimmanoor et al. [38] dobili su uštede goriva koje iznose 3,2% (ciklopentan) i 4,3% (metilcikloheksan).

Razlog razlike u rezultatima leži u odabiru radnog fluida. U spomenutom radu, dimni plinovi broskog motora temperature su 373 °C i maseni protok dimnih plinova iznosi 9,4kg/s. Iako je maseni protok dimnih plinova manji od projektnog protoka koji je korišten u ovom radu, znatno veća temperatura dimnih plinova omogućava izbor fluida s višom kritičnom temperaturom. Viša kritična temperatura fluida znači i mogućnost više srednje temperature dovođenja topline tj. veće učinkovitosti ciklusa. Također, radni fluidi koji su razmatrani u spomenutom radu imaju veću gustoću energije. To znači da za isti maseni protok, fluidi s višom gustoćom energije, kao što su ciklopentan i toluen, mogu dati veću snagu na izlazu iz sustava od fluida s nižom gustoćom energije, kao što je R245fa. U kontekstu ORC sustava i izbora radnog fluida to znači da će pumpa u ORC sustavu koji koristi radni fluid veće gustoće energije biti manje snage (troši manje proizvedene energije), a komponente sustava biti će manjih dimenzija od onih sustava koji koriste radni fluid niže gustoće energije. Izvedbom modela ORC sustava s ciklopentanom, pri projektnim uvjetima, zbog relativno niske temperature dimnih plinova glavnog dizelskog motora razmatranog u ovom radu, pokazalo se da bi takav ciklus bio učinkovitiji za nešto više od 1% u usporedbi s odabranim ciklusom. Zbog već spomenute veće složenosti sustava kao i nedostatka gotovih brodskih ORC modula koji koriste ciklopentan kao radni medij za ovaj specifični slučaj, R245fa pokazao se prihvatljivijim radnim medijem.

U radu u kojem je provedena tehno-ekonomska analiza ugradnje ORC sustava na kontejnerski brod kapaciteta 13.600 TEU pokazano je da bi ugradnja ORC-a ostvarila uštede u rasponu od 2-3% što se podudara s rezultatima dobivenim u ovom radu [25], [45].

10. ZAKLJUČAK

Cilj ovog diplomskog rada bio je procijeniti izvedivost i ekonomsku isplativost implementacije ORC sustava za iskorištavanje otpadne topline glavnog dizelskog motora na odabranom brodu. ORC tehnologija pokazala se obećavajućim rješenjem za povećanje energetske učinkovitosti broda kao i za smanjenje emisija stakleničkih plinova. Zbog sve strožih zahtjeva regulatora, a i viših cijena goriva, primjena ORC sustava na brodovima postaje sve privlačnija opcija.

Jednostavni period povratka investicije pokazao se razumnim, a osim otplate investicije, implementacija ORC-a na brodu može rezultirati značajnim uštedama goriva za vrijeme radnog vijeka sustava.

Implementacija ORC sustava za pretvorbu toplinske energije dimnih plinova u električnu energiju omogućava brodovima smanjenje potrošnje goriva odnosno smanjenje emisija CO₂ i doprinosi brodovlasnicima pri ispunjavanju sve strožih zahtjeva EEDI, EEXI i CII regulativa. Tijekom provedenih istraživanja i analiza uočeno je da isplativost implementacije ORC sustava na brodovima uvelike ovisi o različitim faktorima, poput režima plovidbe broda, temperature dimnih plinova, protoka dimnih plinova, temperature rashladne vode, cijene goriva i dostupnosti prostora za ugradnju sustava na brodu. Analizom osjetljivosti sustava na promjenu temperature dimnih plinova pokazano je da promjena temperature dimnih plinova znatno utječe na izlaznu snagu ORC sustava. Ključnim korakom pri projektiranju sustava pokazao se odabir optimalnog radnog fluida. Stoga je prije odabira izvedbe sustava i radnog fluida za primjenu na brodu, potrebno provesti temeljitu analizu svih navedenih faktora kako bi se ORC sustav mogao optimizirati za jedinstvene uvjete rada na svakom brodu.

LITERATURA

- [1] <https://www.imo.org/en/about/pages/default.aspx> (pristupljeno 10. svibanj 2023.).
- [2] <https://transportgeography.org/contents/chapter4/transportation-and-environment/greenhouse-gas-emissions-transportation/> (pristupljeno 22. svibanj 2023.).
- [3] C. Sellers: Field operation of a 125kW ORC with ship engine jacket water, *Energy Procedia*, sv. 129, str. 495–502, ruj. 2017, doi: 10.1016/J.EGYPRO.2017.09.168.
- [4] <https://www.imo.org/en/about/pages/default.aspx/> (pristupljeno: 10. svibanj 2023.).
- [5] <https://www.imo.org/fr/ourwork/environment/pages/technical-and-operational-measures.aspx> (pristupljeno 10. svibanj 2023.).
- [6] M. E. Mondejar, J. G. Andreasen, L. Pierobon, U. Larsen, M. Thern, F. Haglind: A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, sv. 91, str. 126–151, kol. 2018, doi: 10.1016/J.RSER.2018.03.074.
- [7] <https://www.meoexamz.co.in/2017/11/energy-efficiency-design-index-eedi.html> (pristupljeno 17. svibanj 2023.).
- [8] „IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation Module 2- Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines MODULE 2 Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines Module Aims and Objectives“, 2016.
- [9] <https://www.dnv.com/maritime/hub/decarbonize-shipping/key-drivers/regulations/imo-regulations/seemp.html> (pristupljeno 10. svibanj 2023.).
- [10] I. Maritime Organization, „MEPC 213 63“.
- [11] Full-length report Accompanying the document Report from the Commission Fourth Annual Report from the European Commission on CO2 Emissions from Maritime Transport (period 2018-2021).
- [12] <https://www.classnk.or.jp/hp/en/activities/statutory/seemp/index.html> (pristupljeno 11. svibanj 2023.).
- [13] https://www.dnv.com/maritime/insights/topics/CII-carbon-intensity-indicator/answers-to-frequent-questions.html?gclid=Cj0KCQjwpPKiBhDvARIsACn-gzDc64TJRfNJotvyNtwQI6rMelmneYY6H3qeKN_u6Rog-ufigk1roq8aAorpEALw_wcB (pristupljeno 11. svibanj 2023.).
- [14] <https://www.alfalaval.com/microsites/puresox/compliance-blog/eexi-and-cii-what-you-need-to-know/> (pristupljeno 11. svibanj 2023.).

-
- [15] <https://www.shipownersclub.com/louise-hall-sulphur-requirements-imo-emission-control-areas/> (pristupljeno 15. svibanj 2023.)
- [16] [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93Regulation-13.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93Regulation-13.aspx) (pristupljeno 19. svibanj 2023.).
- [17] <https://www.ukpandi.com/news-and-resources/articles/2022/imo-tier-iii-nitrogen-oxide-nox-emission-compliance/> (pristupljeno 19. svibanj 2023.).
- [18] D. Piljić, Vodik kao alternativno gorivo u brodskim energetske sustavima, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2020.
- [19] <https://dieselnet.com/standards/inter/imo.php> (pristupljeno 19. svibanj 2023.).
- [20] N. Čehajić i S. Halilčević: Primjena organskog Rankineovog ciklusa (ORC) i prikladni radni fluidi, *Softić I. Tehnički glasnik*, sv. 8, str. 229–237, 2014.
- [21] Boris Halasz: Uvod u termodinamiku, Zagreb, Udžbenici sveučilišta u Zagrebu, 2015.
- [22] V. Hinić, Organski Rankineov ciklus, Završni rad, Sveučilište u Splitu, Pomorski fakultet, 2020.
- [23] S. Bellolio, V. Lemort, i P. Rigo: Organic Rankine cycle systems for waste heat recovery in marine applications.
- [24] <https://www.statista.com/statistics/264024/number-of-merchant-ships-worldwide-by-type/> (pristupljeno 22. svibanj 2023.).
- [25] C. W. Ng, I. C. K. Tam, i D. Wu: Thermo-Economic Performance of an Organic Rankine Cycle System Recovering Waste Heat Onboard an Offshore Service Vessel, *Journal of Marine Science and Engineering* 2020, Vol. 8, Page 351, sv. 8, izd. 5, str. 351, svi. 2020, doi: 10.3390/JMSE8050351.
- [26] M. E. Mondejar, J. G. Andreasen, L. Pierobon, U. Larsen, M. Thern, i F. Haglind: A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, sv. 91, str. 126–151, kol. 2018, doi: 10.1016/J.RSER.2018.03.074.
- [27] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, i V. Lemort: Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems“, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, sv. 22, str. 168–186, lip. 2013, doi: 10.1016/J.RSER.2013.01.028.
- [28] S. Fisk, N. Savvides, Royal Institution of Naval Architects: *Significant ships of 2013*.
- [29] C. Ng, I. C. K. Tam, i B. Wetenhall: Waste Heat Source Profiles for Marine Application of Organic Rankine Cycle *J Mar Sci Eng*, sv. 10, izd. 8, kol. 2022, doi: 10.3390/jmse10081122.

-
- [30] <https://www.marinetraffic.com/en/ais/home/centerx:53.3/centery:-13.2/zoom:3>
(pristupljeno 16. lipanj 2023.).
- [31] A. Aijjou: STUDY ON CONTAINER SHIP ENERGY CONSUMPTION, 2019, doi: 10.2495/ESUS190031.
- [32] <https://app.maritimeoptima.com/> (pristupljeno 10. srpanj 2023.).
- [33] <https://extranet.mandieselturbo.com/ceaserd/v1/wizard> (pristupljeno 16. lipanj 2023.).
- [34] https://dieselnet.com/tech/diesel_exh.php (pristupljeno 18. lipanj 2023.).
- [35] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, i V. Lemort: Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop, *Ind Eng Chem Res*, sv. 53, izd. 6, str. 2498–2508, velj. 2014, doi: 10.1021/IE4033999/SUPPL_FILE/IE4033999_SI_002.ZIP.
- [36] F. ; Haglind: Organic Rankine cycle unit for waste heat recovery on ships (PilotORC).
- [37] <https://www.hyundai-engine.com/ko/products/detail/32> (pristupljeno 10. srpanj 2023.).
- [38] S. B. Thimmanoor: Organic Rankine cycle as waste heat recovery system for marine application Screening methodology, modeling and analysis.
- [39] L. Branchini, A. De Pascale, i A. Peretto: Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes, *Appl Therm Eng*, sv. 61, izd. 2, str. 129–140, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.039.
- [40] <http://www.fj-opcon.com/en/Product/detail/id/2> (pristupljeno 06. srpanj 2023.).
- [41] M. T. Johansson i M. Söderström: Electricity generation from low-temperature industrial excess heat-an opportunity for the steel industry, *Energy Effic*, sv. 7, izd. 2, str. 203–215, 2014, doi: 10.1007/s12053-013-9218-6.
- [42] A. Brink: Extension of an assessment model of ship traffic exhaust emissions for particulate matter and carbon monoxide Atmospheric Chemistry and Physics Extension of an assessment model of ship traffic exhaust emissions for particulate matter and carbon monoxide, *Article in Atmospheric Chemistry and Physics*, sv. 12, str. 2641–2659, 2011, doi: 10.5194/acpd-11-22129-2011.
- [43] Maritime CO 2 Emissions, 2020.
- [44] <https://shipandbunker.com/prices> (pristupljeno 5. srpanj 2023.).
- [45] M. Kalikatzarakis i C. A. Frangopoulos: Thermo-economic optimization of synthesis, design and operation of a marine organic Rankine cycle system