SVEUČILIŠTE U RIJECI TEHNIČKI FAKULTET

# OPTIMIZACIJA KORIŠTENJA SREDNJOTEMPERATURNIH IZVORA OTPADNE TOPLINE PUTEM ORC PROCESA

Doktorska disertacija

DAVOR BIŠĆAN

Rijeka (2012.)

SVEUČILIŠTE U RIJECI TEHNIČKI FAKULTET

# OPTIMIZACIJA KORIŠTENJA SREDNJOTEMPERATURNIH IZVORA OTPADNE TOPLINE PUTEM ORC PROCESA

Doktorska disertacija

DAVOR BIŠĆAN

Mentor: prof. dr.sc. Zmagoslav Prelec

Rijeka (2012.)

Sveučilište u Rijeci **TEHNIČKI FAKULTET** -Fakultetsko vijeće-

KLASA: 030-09/10-01/03 URBROJ: 2170-57-01-10-11 Rijeka, 23. prosinca 2010.

Fakultetsko vijeće Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, na svojoj 3. sjednici u ak. god. 2010./11., održanoj 23. prosinca 2010., donijelo je sljedeću

#### ODLUKU

Sukladno izvješću Stručnog povjerenstva u sastavu prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec (predsjednik), prof. dr. sc. Bernard Franković (član) i prof. dr. sc. Željko Bogdan (član, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb) te pozitivnoj ocjeni teme doktorske disertacije, utvrđuje se da **mr. sc. Davor Bišćan** ispunjava sve zakonom propisane uvjete za izradu doktorske disertacije pod naslovom:

#### Optimizacija korištenja srednjetemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa

Za mentora se imenuje prof. dr. sc. Zmagoslava Preleca.



#### Dostaviti:

- 1.) mr. sc. Davor Bišćan
- 2.) Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec
- 3.) Služba evidencije studija
- 4.) Pismohrana FV

(stranica s posvetom, motom)

### PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

 AUTOR
 Ime i prezime:
 Datum i mjesto rođenja:
 Naziv fakulteta, studija i godina završetka dodiplomskog studija:
 Sadašnje zaposlenje:

2. DOKTORSKA DISERTACIJA Naslov:

Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka:

Znanstveno polje i grana: Voditelj rada: Fakultet na kojem je rad obranjen:

3. OBRANA I OCJENA
Datum prijave teme:
Datum predaje rada:
Datum prihvaćanja ocjene rada:
Sastav Povjerenstva za ocjenu:

Datum obrane: Sastav povjerenstva za obranu: Davor Bišćan 30.6.1974., Karlovac Fakultet strojarstva i brodogradnje, Strojarstvo, 1998 MIKRA d.o.o.

Optimizacija korištenja srednjotemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa

163 stranice, 109 slika, 38 tablica, 85 bibliografska podatka Tehničke znanosti, Strojarstvo prof.dr.sc. Zmagoslav Prelec

10. studenog 2010.
 16. travnja.2012.

prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Bernard Franković prof. dr. sc. Željko Bogdan

prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Bernard Franković prof. dr. sc. Željko Bogdan

Datum promocije:

Oznaka: DD Tek. broj: UDK: 66.021.4-935.4:621.18.018:536.73:519.863(043)

#### Oznaka: DD Tek. broj: UDK: 66.021.4-935.4:621.18.018:536.73:519.863(043)

# OPTIMIZACIJA KORIŠTENJA SREDNJOTEMPERATURNIH IZVORA OTPADNE TOPLINE PUTEM ORC PROCESA

Davor Biščan

Sveučilište u Rijeci Tehnički fakultet Hrvatska

Ključne riječi: otpadna toplina, organski Rankine proces, optimizacija

#### Sažetak:

U radu je analiziran potencijal srednjotemperaturnih izvora otpadne topline za proizvodnju električne energije primjenom ORC procesa. Analiziraju se plinske turbine i stacionarni dizelski motori snaga 5-30 MW. Primjenom razvijene metode za predizbor fluida vrši se eliminacija fluida koji ne zadovoljavaju postavljene kriterije prihvatljivosti. Primjenom predizabranih fluida provodi se modeliranje ORC procesa radi proračuna performansi ORC procesa na širokom rasponu radnih tlakova i temperatura pregrijanja u slučaju primjene različitih radnih fluida te definicije rubnih uvjeta za optimizaciju. Provodi se termodinamička, eksergetska i eksergo-ekonomska optimizacija radi određivanja optimalne konfiguracije s obzirom na radni fluid, tlak, temperaturu pregrijanja i iznos *pinch* točke za svaki agregat. Razvijena metoda primijenjena je na primjeru rekuperacije otpadne topline u procesu proizvodnje cementa. Dobiveni rezultati ispituju se analizom osjetljivosti ključnih parametara.

Rad nije objavljen. Mentor: Povjerenstvo za ocjenu:

prof.dr.sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Bernard Frankovic prof. dr. sc. Željko Bogdan

Povjerenstvo za obranu:

prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Bernard Frankovic prof. dr. sc. Željko Bogdan

Datum obrane:

Datum promocije:

Rad je pohranjen na Tehničkom fakulteta u Rijeci.

(163 stranica, 109 slika, 38 tablica i 85 bibliografskih podataka, jezik rada: hrvatski)

#### Code: DD No.\_\_\_\_ UDC: 66.021.4-935.4:621.18.018:536.73:519.863(043)

# OPTIMIZATION OF MIDDLE-TEMPERATURE WASTE HEAT UTILIZATION BY MEANS OF ORC PROCESS

Davor Bišćan

University of Rijeka Faculty of Engineering Croatia

Keywords: waste heat, organic Rankine cycle, optimization

Summary:

This thesis analyzes the potential of middle-temperature waste heat sources for electricity generation by means of organic Rankine process. It analyzes the gas turbines and stationary diesel engines in the power range of 5-30 MW. Working fluid preselection is conducted by application of developed method in order to eliminate the fluids not meeting the acceptance criteria. Preselected fluids are used for process modelling in order to calculate process performance on a wide range of pressures and superheating temperatures and to define the boundary conditions for optimization. Conducted thermodynamic. exeraetic and exergo-economic optimizations are conducted in order to determine the optimal configuration with regard to the working fluid, pressure, superheating temperature and *pinch* point for each aggregate. The developed method is applied on the case of waste heat recovery in cement production process. Obtained results are verified by means of sensitivity analysis of key parameters.

This thesis has not been published. Mentor: Advisors:

prof.dr.sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Bernard Frankovic prof. dr. sc. Željko Bogdan Reviewers:

prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec prof. dr. sc. Bernard Frankovic prof. dr. sc. Željko Bogdan Degree conferred:

Presentation:

This thesis is deposited in the library of the University of Rijeka, Faculty of Engineering.

(163 pages, 109 pictures, 38 tables, 85 references , language: Croatian)

1.	Uvo	d		10
1	.1	Hipo	oteza	12
1	.2	Sred	dnjotemperaturni izvori otpadne topline	12
	1.2.	1	Industrijske plinske turbine	17
	1.2.	2	Stacionarni dizelski motori	23
	1.2.	3	Kvaliteta energije i eksergija	31
1	.3	Zna	čaj decentralizirane proizvodnje električne energije	33
1	.4	Terr	nodinamičke značajke ORC procesa	35
1	.5	Usp	oredba sa Clausius-Rankine-ovim procesom	38
1	.6	Svo	jstva fluida za ORC proces	42
	1.6.	1	Nagib krivulje zasićenja	44
	1.6.	2	Veličine stanja radnih fluida	45
	1.6.	3	Broj atoma u molekuli i dužina lanca molekule	46
2.	Pre	gled	dosadašnjih istraživanja	50
2	.1	Veri	ficirana istraživanja	50
2	.2	Prim	njeri primjene	56
3.	Met	odolo	ogija istraživanja	58
3	.1	Krite	əriji prihvatljivosti fluida	58
	3.1.	1	Temperaturni raspon fluida u kružnom procesu	60
	3.1.	2	Prihvatljivost fluida s obzirom na <i>Risk-fraze</i>	62
	3.1.	3	Utjecaj fluida na efekt globalnog zatopljenja	65
	3.1.	4	Utjecaj fluida na trošenje ozonskog sloja	66
	3.1.	5	Temperatura samozapaljenja	67
	3.1.	6	Maksimalni radni tlakovi	69
3	.2	Prec	dizabrani fluidi	69
3	.3	Mate	ematički model	74
	3.3.	1	Matematički model Rankine-ovog procesa	75
	3.3.	2	Matematički model ORC procesa	79
3	.4	Мос	leliranje ORC procesa	86
	3.4.	1	Položaj pinch točke	88
	3.4.	2	Utjecaj radnog tlaka	91
	3.4.	3	Utjecaj radnog tlaka i temperature pregrijanja	95
4.	Rez	ultati	i optimizacije i analiza rezultata	100
4	.1	Rez	ultati termodinamičke optimizacije za t <sub>dpl</sub> =250-550 °C	100
4	.2	Rez	ultati termodinamičke optimizacije razmatranih agregata	107

4.0	Desultati algeovantalge extincipación verse travila enversata 117				
4.3 Rezultati eksergetske optimizacije razmatranih agregata					
4.4	Rezultati eksergo-ekonomske optimizacije razmatranih agregata				
4.5	Usporedba rezultata optimizacije132				
5. Prin	njena razvijene metode na rekuperaciji topline u procesu proizvodnje				
cementa	a135				
5.1	5.1 Modeliranje ORC procesa137				
5.2	Rezultati termodinamičke optimizacije139				
5.3 Rezultati eksergetske optimizacije					
5.4	Rezultati eksergo-ekonomske optimizacije140				
6. Ana	liza osjetljivosti142				
6.1	Utjecaj investicijskih troškova142				
6.2	Utjecaj diskontne stope142				
6.3	Utjecaj broja sati u pogonu godišnje143				
6.4	Utjecaj unutarnje korisnosti turbine143				
6.5	Utjecaj temperature dovođenja topline145				
6.6	Utjecaj prodajne cijene struje147				
7. Zna	nstveni doprinos148				
8. Zak	ljučak149				
9. Pop	vis literature				
Popis si	mbola158				
Popis in	deksa161				
Popis kratica162					
Životopi	s163				

# Popis slika:

SI. 1.1: Raspon snaga i korisnosti turbina i motora SUI (2009) [15]1	5
SI. 1.2: T-s dijagram Joule-Braytonovog procesa1	7
SI. 1.3: Tipovi i snage plinskih turbina 5-30 MW2	20
SI. 1.4: Protočna količina i temperatura dimnih plinova u ovisnosti o snazi plinsk	ih
turbina [17]2	21
SI. 1.5: Toplinska snaga dimnih plinova u ovisnosti o snazi plinskih turbina	21
SI. 1.6: Omjer toplinske snage dimnih plinova i električne snage plinskih turbina2	22
SI. 1.7: Raspon toplinskih snaga dimnih plinova plinskih turbina2	22
SI. 1.8: T-s dijagram Sabathe procesa2	23
SI. 1.9: Tipovi i snage stacionarnih dizelskih motora 5-30MW [19],[20]2	27
SI. 1.10: Protočna količina i temperatura dimnih plinova u ovisnosti o snazi [19],[2	0]
2	28
SI. 1.11: Toplinska snaga dimnih plinova u ovisnosti o snazi dizelskih motora2	29
SI. 1.12: Omjer toplinske snage dimnih plinova i električne snage dizelskih motora.2	29
SI. 1.13: Raspon toplinske snage dimnih plinova stacionarnih dizelskih motora3	30
SI. 1.14: Eksergija topline dimnih plinova [1]	31
SI. 1.15: Eksergija izlaznih dimnih plinova u jedinici vremena iz razmatranih plinsk	ih
turbina	32
SI. 1.16: Eksergija izlaznih dimnih plinova u jedinici vremena iz razmatranih dizelsk	ih
motora	32
SI. 1.17: Raspon snaga i korisnosti postrojenja za proizvodnju el. energije [22]3	33
SI. 1.18: Termodinamički proces idealnog ORC procesa sa mokrim, suhim	i
izentropskim fluidom	36
SI. 1.19: Shema tipičnog ORC procesa sa regeneratorom	37
SI. 1.20: Usporedba temperaturnih profila i položaja pinch točke za vodu i R1243	38
SI. 1.21: Shema parnog procesa sa jednotlačnim kotlom utilizatorom	39
SI. 1.22: T-s dijagram stvarnog Clausius-Rankine-ovog procesa (p=90 bar, t=434 %	C)
	39
SI. 1.23: P_{turbine} i $\eta_{term}$ za plinsku turbinu (m_g=33,7 kg/s, t_g=500 $^{\circ}\!C$ )	11
SI. 1.24: P <sub>turbine</sub> i $\eta_{term}$ za SUI (mg=6,9 kg/s , tg=390 °C)	<b>1</b> 1
SI. 1.25: Maksimalno mogući tlakovi pare u ovisnosti o temperaturi dovođenja toplir	ıe
2	12
SI. 1.26: t-s dijagram heksametildisiloksana	14
SI. 1.27: Vrijednosti kuta γ za nekoliko fluida	ł5

SI. 1.28: Krivulje zasićenja različitih fluida	46
SI. 1.29: Krivulje zasićenja organskih fluida s obzirom na dužinu lanca molekule	47
SI. 2.1: Primjer izvedbe ORC modula	57
SI. 3.1: Dijagram toka za predizbor fluida	59
SI. 3.2: T-Q dijagram procesa u vodom hlađenom kondenzatoru	62
SI. 3.3: Krivulje zasićenja predizabranih fluida	72
SI. 3.4: Latentna toplina isparivanja u ovisnosti o tlaku isparivanja	72
SI. 3.5: Latentna toplina isparivanja u ovisnosti o temperaturi isparivanja	73
SI. 3.6: Temperatura isparivanja u ovisnosti o tlaku isparivanja	73
SI. 3.7: Shema referentnog Rankine-ovog procesa	75
SI. 3.8: T-s dijagram referentnog Rankine-ovog procesa	75
SI. 3.9: T-Q dijagram referentnog Rankine-ovog procesa	76
SI. 3.10: Shema referentnog ORC procesa	79
SI. 3.11: T-s dijagram referentnog ORC procesa	79
SI. 3.12: T-Q dijagram referentnog ORC procesa	80
SI. 3.13: Segmentacija utilizatora na osnovi metode kontrolnih volumena	82
SI. 3.14: Dijagram toka za modeliranje ORC procesa	87
SI. 3.15: Mogući raspon tlakova za pregrijanu paru (m <sub>g</sub> =30 kg/s i t <sub>g</sub> =500 °C )	88
SI. 3.16: Mogući raspon tlakova za pregrijanu paru (m <sub>g</sub> =30 kg/s i t <sub>g</sub> =200 °C )	89
SI. 3.17: Mogući raspon tlakova za R21(mg=30 kg/s i tg=500 $^{\circ}\!\mathrm{C}$ )	89
SI. 3.18: Mogući raspon tlakova za R21(mg=30 kg/s i tg=200 °C )	90
SI. 3.19: Ovisnost snage i termodinamičke korisnosti o tlaku (THM 1203-5.6)	91
SI. 3.20: Ovisnost <sub>ηeks</sub> i proizvodne cijene struje o tlaku (THM 1203-5.6)	91
SI. 3.21: Ovisnost uk. inv. troškova i roka povrata o tlaku (THM 1203-5.6)	92
SI. 3.22: Ovisnost entalpijskog pada u turbini i protoka o tlaku (THM 1203-5.6)	92
SI. 3.23: Ovisnost snage turbine i η <sub>term</sub> o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)	93
SI. 3.24: Ovisnost $\eta_{eks}$ i proizvodne cijene struje o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)	93
SI. 3.25: Ovisnost uk. inv. troškova i roka povrata o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)	94
SI. 3.26: Ovisnost entalpijskog pada u turbini i protoka o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)	94
SI. 3.27: Utjecaj pregrijanja i radnog tlaka na snagu za R21	95
SI. 3.28: Parametarski prikaz slike SI. 3.27	96
SI. 3.29: Utjecaj pregrijanja i radnog tlaka na snagu za R141b	96
SI. 3.30: Parametarski prikaz slike SI. 3.29	97
SI. 3.31: Utjecaj pregrijanja i radnog tlaka na snagu za mdm	97
SI. 3.32: Parametarski prikaz slike SI. 3.31	98

SI. 4.1: Shema jednotlačne konfiguracije sa vodom	101
SI. 4.2: Shema dvotlačne konfiguracije sa vodom u serijskom rasporedu	101
SI. 4.3: Shema trotlačne konfiguracije sa vodom u serijskom rasporedu	102
SI. 4.4: Shema ORC konfiguracija sa regeneratorom	103
SI. 4.5: Shema ORC konfiguracije bez regeneratora	103
SI. 4.6: η <sub>term,max</sub> za organske fluide i vodu kod t <sub>dpl</sub> =250-550 °C	104
SI. 4.7: Dijagram toka optimizacije ORC sustava	106
SI. 4.8: Maksimalna termodinamička korisnost za plinske turbine	110
SI. 4.9: Snaga ORC turbine kod $\eta_{term,max}$ za plinske turbine	110
SI. 4.10: Proizvodna cijena struje kod $\eta_{term,max}$ za plinske turbine	111
SI. 4.11: Rok povrata kod $\eta_{term,max}$ za plinske turbine	111
SI. 4.12: Maksimalna termodinamička korisnost za stacionarne dizelske motore	115
SI. 4.13: Snaga ORC turbine kod $\eta_{term,max}$ za stacionarne dizelske motore	115
SI. 4.14: Proizvodna cijena struje kod $\eta_{term,max}$ za stacionarne dizelske motore	116
SI. 4.15: Rok povrata kod $\eta_{term,max}$ za stacionarne dizelske motore	116
SI. 4.16: Shema ORC sustava sa granicama sustava	123
SI. 4.17: Specifični investicijski troškovi parno-turbinskog i ORC postrojenja [8	8],[85]
	124
SI. 4.18: Snaga ORC turbine kod K <sub>uk,min</sub> za plinske turbine	127
SI. 4.19: Termodinamička korisnost kod K <sub>uk,min</sub> za plinske turbine	127
SI. 4.20: Proizvodna cijena struje kod K <sub>uk,min</sub> za plinske turbine	128
SI. 4.21: Rok povrata kod K <sub>uk,min</sub> za plinske turbine	128
SI. 4.22: Snaga turbine kod K <sub>uk,min</sub> za stacionarne dizelske motore	131
SI. 4.23: Termodinamička korisnost kod Kuk,min za stacionarne dizelske motore	131
SI. 4.24: Proizvodna cijena struje kod K <sub>uk,min</sub> za stacionarne dizelske motore	132
SI. 4.25: Usporedba rezultata optimizacije za plinske turbine	133
SI. 4.26: Usporedba rezultata optimizacije za stacionarne dizelske motore	134
SI. 5.1: Pojednostavljena shema procesa proizvodnje cementa	135
SI. 5.2: Rotaciona peć za pečenje klinkera	135
SI. 5.3: Ciklonski predgrijač klinkera	136
SI. 5.4: Shema ORC sustava integriranog u proces proizvodnie cementa	136
SI. 5.5: Utiecai tlaka na snagu turbine i termodinamičku korisnost	137
SI. 5.6:Utiecai tlaka na eksergetsku korisnost i proizvodnu cijenu struje	138
SI. 5.7: Utiecaj tlaka na ukupne investicijske troškove i rok povrata	138
SI, 5.8: Utiecaj tlaka na entalpijski pad u turbini i protok radnog fluida	139
en ere erjeeuj nana na entalpijen paa a tarbini i proton radnog naida ininini	

SI. 5.9: ORC sustav za rekuperaciju topline u cementari Heidelberg (1999)141
SI. 6.1:Utjecaj promjene investicijskih troškova na proizvodnu cijenu struje i rok
povrata142
SI. 6.2 :Utjecaj promjene diskontne stope na proizvodnu cijenu struje
SI. 6.3: Utjecaj promjene broja sati u pogonu na proizvodnu cijenu struje i rok povrata
SI. 6.4: Utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine na snagu turbine i
termodinamičku korisnost143
SI. 6.5: Utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine na eksergetsku korisnost i
proizvodnu cijenu struje144
SI. 6.6: Utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine na rok povrata144
SI. 6.7 Utjecaj promjene unutarnji korisnosti turbine na entalpijski pad u turbini145
SI. 6.8: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na snagu turbine i
termodinamičku korisnost145
SI. 6.9: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na proizvodnu cijenu struje146
SI. 6.10: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na rok povrata
SI. 6.11: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na protok radnog fluida147
SI. 6.12: Utjecaj promjene prodajne cijene struje na rok povrata147

# Popis tablica:

Tab. 1.1:Temp. raspon izlaznih dimnih plinova iz različitih toplinskih strojeva [11]13
Tab. 1.2: Donje ogrjevne vrijednosti nekih krutih i kapljevitih goriva [12]13
Tab. 1.3: Donje ogrjevne vrijednosti nekih plinovitih goriva [12]14
Tab. 1.4: Približne vrijednosti koeficijenta pretička zraka za izgaranje [13], [14]14
Tab. 1.5: Sastav plinovitog goriva [15]17
Tab. 1.6: Plinske turbine 5-30 MW i parametri izlaznih dimnih plinova [17]19
Tab. 1.7: Stacionarni dizelski motori 5-30 MW i parametri izlaznih dimnih plinova
[19],[20]
Tab. 1.8: Specifični investicijski troškovi postrojenja za proizvodnju el. energije (1999-
2000) [22]
Tab. 1.9: Usporedba svojstava nekih organskih fluida i vode [23]35
Tab. 2.1: Prikaz referentnih članaka51
Tab. 2.2: Popis glavnih proizvođača ORC postrojenja56
Tab. 2.3:Pregled instaliranih ORC postrojenja na otpadnu toplinu
Tab. 3.1: Risk-fraze i njihova prihvatljivost za ORC proces [70], [71]63
Tab. 3.2: GWP vrijednosti nekih plinova
Tab. 3.3: Temperature samozapaljenja [78]67
Tab. 3.4: Predizabrani fluidi za rekuperaciju otpadne topline iz plinskih turbina70
Tab. 3.5: Predizabrani fluidi za rekuperaciju otpadne topline iz stacionarnih dizelskih
motora70
Tab. 3.6: Predizabrani fluidi za rekuperaciju otpadne topline iz procesa proizvodnje
cementa71
Tab. 3.7: Ulazni podaci za proračun rekuperativnog sustava
Tab. 3.8: Ulazni podaci za ekonomski proračun rekuperativnog sustava85
Tab. 3.9: Rubni uvjeti za proračun rekuperativnog sustava
Tab. 4.1: $\eta_{term,max}$ i optimalni parametri procesa za $t_{dpl}{=}250{-}550^\circ\!C$ 105
Tab. 4.2: $\eta_{term,max}$ i optimalni parametri procesa za plinske turbine108
Tab. 4.3: $\eta_{term,max}$ i optimalni parametri procesa za plinske turbine (nastavak)109
Tab. 4.4: $\eta_{term,max}$ i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore113
Tab. 4.5: $\eta_{\text{term},\text{max}}$ i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore
(nastavak)114
Tab. 4.6: $\eta_{eks,max}$ i optimalni parametri ORC procesa za plinske turbine
Tab. 4.7: $\eta_{eks,max}$ i optimalni parametri procesa za plinske turbine (nastavak)119

Tab. 4.8: $\eta_{eks,max}$ i optimalni parametri ORC procesa za stacionarne dizelske motore
Tab. 4.9: $\eta_{eks,max}$ i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore
(nastavak)122
Tab. 4.10: $K_{uk,min}$ i optimalni parametri procesa za plinske turbine
Tab. 4.11: K <sub>uk,min</sub> i optimalni parametri procesa za plinske turbine (nastavak)126
Tab. 4.12: $K_{uk,min}$ i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore129
Tab. 4.13: Kuk,min i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore
(nastavak)130
Tab. 5.1: Ulazni podaci za proračun ORC sustava u procesu proizvodnje cementa
Tab. 5.2: Rezultati termodinamičke optimizacije139
Tab. 5.3: Rezultati eksergetske optimizacije140
Tab. 5.4: Rezultati eksergo-ekonomske optimizacije140

### Popis priloga:

Prilog 1 – Svojstva fluida i tok predizbora fluida

Prilog 2 – Proračun izgaranja plinovitog goriva

Prilog 3 – Ekonomski proračun rekuperativnog sustava

### 1. Uvod

Povećana potrošnja energije, ograničene zalihe fosilnih goriva i sve stroži zahtjevi na očuvanje čovjekova okoliša nameću novi pristup gospodarenja energijom. Takvi uvjeti doveli su do razvoja i primjene novih tehnologija koje su donedavno smatrane ekonomski i tehnički neopravdanim. S druge strane, nameće se nužnost povećanja energetske učinkovitosti postojećih energetskih procesa. Značajne uštede energije mogu se ostvariti rekuperacijom topline izlaznih dimnih plinova koji napuštaju određeni proces. Pritom u tipične primjere rekuperativnih sustava za povrat otpadne topline indirektnom izmjenom topline, tj. preko posrednog fluida, ubrajamo [1],[2],[3],[4]:

- Proizvodnju pare
- Predzagrijavanje napojne vode •
- Pregrijavanje pare •
- Predzagrijavanje ili međuzagrijavanje procesnoga fluida
- Isparivanje procesnog fluida •
- Zagrijavanje ili isparivanje posrednog fluida za prijenos topline ٠
- Predzagrijavanje zraka za izgaranje •
- Suproizvodnju toplinske i električne energije (kogeneracija)

Predmet ovog rada su rekuperativni sustavi za proizvodnju električne energije. Sve do početka 90-ih godina prošlog stoljeća, postrojenja za proizvodnju električne energije bazirana su na konvencionalnom Clausius-Rankine-ovom procesu [1],[5],[6],[7]. Međutim razvoj organskog Rankine-ovog procesa (ORC) omogućio je njegovu širu primjenu u postrojenjima loženim biomasom, geotermalnim postrojenjima, solarnim postrojenjima te postrojenjima za rekuperaciju otpadne topline. Šira primjena ORC postrojenja u aplikacijama za rekuperaciju otpadne topline započinje tek u ovom stoljeću [8],[9],[10].

Kod razmatranja izvora otpadne topline bitno je analizirati sljedeće parametre izlaznih dimnih plinova:

- Temperaturu dimnih plinova
- Protočnu količinu (maseni odnosno volumenski protok)
- Sastav dimnih plinova •
- Vremenski profil temperature

## • Vremenski profil protočne količine

Prva tri parametra određuju raspoloživu toplinsku snagu dimnih plinova koja predstavlja ključan ulazni podatak za termodinamički proračun sustava za rekuperaciju otpadne topline. Poznavanjem vremenskog profila temperature i količine dimnih plinova (po mogućnosti satnog profila za čitavu godinu) moguće je izraditi optimalan koncept postrojenja te ispitati njegovu ekonomsku isplativost. Kod analize ekonomske isplativosti u obzir se uzimaju ukupni investicijski troškovi opreme (EPC), troškovi revizije opreme, troškovi pogona i održavanja te prihodi ostvareni prodajom električne energije u elektroenergetski sustav.

Općenito, ekonomska isplativost sustava za povrat otpadne topline ovisi o:

- vrsti i namjeni objekta
- geografskoj lokaciji
- vrsti pogona sustava klimatizacije/grijanja/hlađenja (trajanje pogona, brzina strujanja, potrebna temperatura dobavne struje)
- tipu instaliranog sustava za povrat otpadne topline (stupanj povrata topline, padovi tlaka i dr.)

U prvom poglavlju analizirane su značajke srednjotemperaturnih izvora otpadne topline: industrijskih plinskih turbina i stacionarnih dizelskih motora. Razmotrena je uloga decentralizirane proizvodnje električne energije. Provedena je analiza termodinamičkih značajki ORC procesa i izvršena je usporedba s Clausius-Rankine-ovim procesom. Na kraju poglavlja razmotrena su svojstva fluida za ORC proces.

U drugom poglavlju razmotrena su dosadašnja istraživanja. Citirani su relevantni stručni i znanstveni radovi sa najvažnijim rezultatima. Navedeni su primjeri primjene ORC postrojenja za rekuperaciju otpadne topline.

U trećem poglavlju definirana je metodologija istraživanja. Prikazani su i opisani kriteriji prihvatljivosti fluida koji se koriste za postupak predizbora fluida. Navedeni su predizabrani fluidi koji zadovoljavaju postavljene kriterije prihvatljivosti. Postavljen je matematički model za proračun i optimizaciju ORC sustava. Provedeno je modeliranje ORC procesa kod različitih radnih tlakova primjenom različitih radnih fluida i prikazan je položaj pinch točke, utjecaj radnog tlaka i temperature pregrijanja.

U četvrtom poglavlju definirane su funkcije cilja za termodinamičku, eksergetsku i eksergo-ekonomsku optimizaciju. Opisana je metoda za traženje ekstrema funkcije cilja. Provedena je analiza i usporedba rezultata optimizacije.

U petom poglavlju, razvijena metoda predizbora fluida i optimizacije ORC procesa primijenjena je na rekuperaciji topline u analiziranom pogonu u cementnoj industriji. Prikazani su fluidi koji zadovoljavaju kriterije prihvatljivosti i provedeno je modeliranje ORC procesa. Prikazani su rezultati termodinamičke, eksergetske i eksergo-ekonomske optimizacije.

U šestom poglavlju provedena je analiza osjetljivosti u cilju ispitivanja utjecaja ključnih parametara: investicijskih troškova, diskontne stope, broja sati u pogonu, unutarnje korisnosti turbine, temperature dovođenja topline i prodajne cijene struje.

Sedmo poglavlje sadrži znanstveni doprinos, osmo poglavlje zaključak, a deveto poglavlje popis korištene literature.

### 1.1 Hipoteza

Cilj istraživanja je analiza opravdanosti primjene ORC sustava u postrojenjima za rekuperaciju otpadne topline temperaturnog raspona 250-550 ℃ u svrhu proizvodnje električne energije. Razvit će se matematički model koji će omogućiti optimizaciju konvencionalnog Rankine-ovog procesa sa jednotlačnom, dvotlačnom i trotlačnom konfiguracijom odnosno ORC procesa sa jednotlačnom konfiguracijom s obzirom na utjecajne veličine. Usporedbom maksimalno mogućih korisnosti procesa utvrdit će se optimalna konfiguracija, vrsta radnog fluida i optimalni parametri procesa za svaki pojedini temperaturni interval dimnih plinova.

### 1.2 Srednjotemperaturni izvori otpadne topline

Značajna toplinska energija sadržana u dimnim plinovima oslobađa se izgaranjem fosilnih goriva u plinskim turbinama i motorima s unutrašnjim izgaranjem. Temperaturni raspon izlaznih dimnih plinova tipičnih srednjotemperaturnih izvora otpadne topline dan je u tablici Tab. 1.1 i kreće se od 230-540 °C.

Toplinski stroj	t [℃]
Plinska turbina	370-540
Motor SUI	280-450
Motor SUI – sa turbopunjačem	230-370

Tab. 1.1:Temp. raspon izlaznih dimnih plinova iz različitih toplinskih strojeva [11]

Kvaliteta otpadne topline definirana je upravo temperaturom s kojom dimni plinovi napuštaju proces i odlaze u atmosferu. Što je temperatura dimnih plinova viša postojeći proces ima veće toplinske gubitke odnosno nižu efikasnost, a otpadna toplina ima veću kvalitetu odnosno eksergijsku vrijednost. Količine dimnih plinova, koje se oslobađaju izgaranjem pojedinih goriva, ovise o donjoj ogrjevnoj vrijednosti goriva i o faktoru pretička zraka. Približne donje ogrjevne vrijednosti nekih krutih i tekućih goriva dane su u Tab. 1.2 a plinovitih goriva u Tab. 1.3.

Gorivo	Δh <sub>d</sub> (0℃) [MJ/kg]
ugljik, C	33,91
etilalkohol, C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	26,97
špirit 95% maseni	25,31
benzol, C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	40,14
toluol, C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	40,51
kerozin, $C_{10}H_{22}$	42,80
n-pentan, C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	44,93
n-heksan, $C_6H_{14}$	44,69
n-heptan, C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	44,51
n-oktan	44,56
benzin	42,80
loživo ulje	41,0
hidrazin, N <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	19,76

Tab. 1.2: Donje ogrjevne vrijednosti nekih krutih i kapljevitih goriva [12]

Gorivo	Δh <sub>d</sub> (0 °C) [MJ/kmol]
ugljik-monoksid, CO	283,262
vodik, H <sub>2</sub>	241,132
metan, CH <sub>4</sub>	800,709
acetilen, C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	1255,408
etilen, C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1321,742
etan, C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1425,724
propilen, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	1924,721
propan, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2041,327
izo-butilen, C₄H <sub>8</sub>	2524,935
norm. butan, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2655,137
izo-butan, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2648,190
benzolne pare, C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	3168,3226

Tab. 1.3: Donje ogrjevne vrijednosti nekih plinovitih goriva [12]

Koeficijent pretička zraka za izgaranje ovisi o vrsti goriva odnosno njegovom kemijskom sastavu te o izvedbi ložišta, a poprima približne vrijednosti dane u Tab. 1.4.

Tab. 1.4: Približne vrijednosti koeficijenta pretička zraka za izgaranje [13], [14]

Vrsta goriva	Način izgaranja	Krupni asortiman	Sitni asortiman
	u sloju, ručno loženje	1,6-1,8	1,5-1,7
	na nepokretnoj rešetki	1,4-1,6	1,3-1,5
	na pokretnoj rešetki	1,3-1,4	1,25-1,35
	ugljena prašina	1,3-1,35	1,25-1,3
Ugljen	(suhi režim)		
	ugljena prašina	1,25-1,3	
	(tekući režim)		
	višekomorno ložište	1,15-1,25	
	ciklonsko ložište	1,1-1,15	1,05-1,25
Drvo	loženje u sloju	1,3-1,5	
	izgaranje u letu	1,3-1,4	
Tekuće gorivo		1,03-1,1	
Plinovito gorivo		1,02	-1,1

Drvni otpad	1,3-1,8
Gradski otpad	1,8-2,2

U ovom radu razmatraju se srednjotemperaturni izvori otpadne topline sadržani u dimnim plinovima iz:

- Industrijskih plinskih turbina
- Stacionarnih dizelskih motora



Sl. 1.1: Raspon snaga i korisnosti turbina i motora SUI (2009) [15]

Iz SI. 1.1 vidljivo je da se blokovske jedinice plinskih turbina kreću od 3-120 MW, srednjohodnih dizelskih motora 2-15 MW te sporohodnih dizelskih motora 2-90 MW. Pritom su plinsko-turbinska postrojenja karakterizirana s korisnosti procesa 22-37%, a dizelski motori 40-55%.

Predmet razmatranja ovog rada je karakteristika i toplinska vrijednost otpadne topline iz plinskih turbina i stacionarnih dizelskih motora nazivne snage 5-30 MW. Energetska veličina bilo kojeg izvora otpadne topline definirana je toplinskom snagom dimnih plinova s kojom napuštaju proces prema jednadžbi (1.2-1)

$$\dot{Q} = m_g \cdot h_g \tag{1.2-1}$$

Pritom  $m_g$  označava maseni protok dimnih plinova određen izrazom (1.2-2):

$$\dot{m}_{g} = \dot{m}_{goriva} + \dot{m}_{z}$$
(1.2-2)

Protočna količina goriva u određenom režimu rada uvjetovana je veličinom postrojenja, brojem jedinica u pogonu, opterećenjem toplinskog stroja i njegovim performansama dok protočna količina zraka  $m_z$  ovisi o stehiometrijskoj količini kisika (zraka) i faktoru pretička zraka koji ovisi o vrsti goriva te o izvedbi ložišta odnosno komore izgaranja.  $h_g$  označava specifičnu entalpiju dimnih plinova koju općenito definiramo kao:

$$h_g = \int_0^t c_p dt \tag{1.2-3}$$

 $c_p$  označava specifični toplinski kapacitet kod konstantnog tlaka koji ovisi o temperaturi i sastavu dimnih plinova. Sastav dimnih plinova ovisi o vrsti goriva i pretičku zraka. Osim navedenih parametara, koji definiraju energetsku veličinu otpadne topline stacionarnog stanja, za procjenu potencijala otpadne topline nužno je poznavati vremensku ovisnost toplinske snage dimnih plinova na satnoj razini kroz period od najmanje godinu dana. Pritom valja imati na umu da je vremenska ovisnost toplinske snage određena mehaničkim, električnim odnosno toplinskim opterećenjem toplinskog stroja kao i performansama i načinom vođenja postrojenja te atmosferskim uvjetima.

Slijedom navedenog, energetska veličina izvora otpadne topline ovisi o sljedećim parametrima:

- Temperaturi dimnih plinova u funkciji vremena,  $t_{a}(\tau)$
- Protočnoj količini dimnih plinova u funkciji vremena,  $m_g(\tau)$
- Sastavu dimnih plinova (masenom ili molnom)

Parametre izlaznih dimnih plinova moguće je odrediti na nekoliko načina:

- Mjerenjem temperature, protoka i sastava dimnih plinova u dimnom kanalu
- Na temelju podataka proizvođača toplinskog stroja za uvjete dotične lokacije
- Stehiometrijskim proračunom izgaranja

Kod postrojenja koja rade u izrazito promjenjivim pogonskim uvjetima najtočnije vrijednosti parametara izlaznih dimnih plinova dobivaju se mjerenjem. Čak i kod postrojenja koja rade na nazivnoj snazi, zbog promjenjivih atmosferskih uvjeta i starenja postrojenja, najtočnije vrijednosti parametara otpadne topline u pogonskim uvjetima dobivaju se mjerenjem. Za razliku od druge i treće navedene metode za

procjenu parametara izlaznih dimnih plinova provođenje mjerenja iziskuje troškove naročito ako se podaci žele prikupiti za duži vremenski period. Kao gorivo koje izgara u razmatranim plinskim turbinama odnosno stacionarnim dizelskim motorima usvaja se plinovito gorivo volumnog sastava danog u Tab. 1.5.

Sastojak plinovitog goriva	Volumni udio [%]
CH <sub>4</sub>	91,1
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	4,7
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,7
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1,4
N <sub>2</sub>	0,6
CO <sub>2</sub>	0,5

Tab. 1.5: Sastav plinovitog goriva [15]

## 1.2.1 Industrijske plinske turbine

SI. 1.2 prikazuje T-s dijagram procesa u plinskoj turbini koji je baziran na Joule-Brayton-ovom procesu.



Sl. 1.2: T-s dijagram Joule-Braytonovog procesa

Idealan Joule-Brayton-ov proces započinje izentropskim tlačenjem zraka u kompresoru (1-2i), koji se potom dovodi u komoru izgaranja gdje mu se predaje toplina oslobođena izgaranjem goriva kod konstantnog tlaka (2-3). Plinovi izgaranja izentropski ekspandiraju u turbini (3-4i) proizvodeći koristan rad a dio tog rada koristi

se za pogon kompresora. U zadnjem koraku (4-1) dimni plinovi koji napuštaju turbinu ispuštaju se u okoliš. Idealni Braytonov proces odvija se između dvije izobare i dvije izentrope dok se u stvarnom procesu javljaju gubici uslijed nepovratnosti pa se kompresija (1-2) i ekspanzija (3-4) odvijaju po politropi. Termodinamički stupanj korisnosti plinskoturbinskog procesa dan je jednadžbom (1.2-4).

$$\eta_{PT} = \frac{W_{PT}}{Q_{DOV}}$$
(1.2-4)

Tlak nakon kompresije definiran je jednadžbom (1.2-5):

$$\boldsymbol{p}_2 = \boldsymbol{p}_1 \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \,, \tag{1.2-5}$$

Gdje  $\varepsilon$  označava stupanj kompresije. Temperatura nakon kompresije definirana je jednadžbom [16] (1.2-6):

$$t_2 = t_1 + \frac{T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - T_1}{\eta_{komp,i}}$$
(1.2-6)

Gdje  $\eta_{komp,i}$  označava unutarnju korisnost kompresora, a  $\kappa$  eksponent adijabatske promjene stanja. Temperatura pred turbinom definirana je jednadžbom (1.2-7) [16]:

$$t_{3} = \frac{m_{z}}{m_{z} + m_{goriva}} \cdot t_{2} + \frac{m_{goriva}}{m_{z} + m_{goriva}} \cdot H_{d}$$
(1.2-7)

Temperatura nakon ekspanzije u turbini definirana je jednadžbom (1.2-8) [16]:

$$t_{4} = t_{3} - \left(T_{3} - \frac{T_{3}}{\varepsilon}\right) \cdot \eta_{turbine,i}$$
(1.2-8)

Gdje  $\eta_{turbine,i}$  označava unutarnju korisnost turbine. Iz jednadžbi (1.2-5), (1.2-6) i (1.2-7) vidljivo je da temperatura izlaznih dimnih plinova ovisi o kompresijskom omjeru, omjeru goriva i zraka te vrsti goriva. Snaga potrebna za pogon kompresora dana je izrazom (1.2-9) a snaga dobivena u turbini izrazom (1.2-10).

$$\dot{W}_{k} = \dot{m}_{z} \cdot c_{p,z}(t_{2} - t_{1})$$
 (1.2-9)

$$\dot{W}_{t} = c_{p,g} \cdot \left( \dot{m}_{z} + \dot{m}_{goriva} \right) \cdot \left( t_{3} - t_{4} \right)$$
(1.2-10)

Toplinska snaga dovedena gorivom u komori izgaranja dana je jednadžbom (1.2-11):

$$\dot{Q}_{dov} = \left(\dot{m}_{z} + \dot{m}_{goriva}\right) \cdot c_{p,z} \cdot \left(t_{3} - t_{2}\right)$$
(1.2-11)

Uvrštenjem izraza (1.2-9), (1.2-10) i (1.2-11) u (1.2-4) dobiva se termodinamička korisnost plinske turbine:

$$\eta_{term} = \frac{c_{p,g} \cdot \left( \stackrel{\bullet}{m_z} + \stackrel{\bullet}{m_{goriva}} \right) \cdot \left( t_3 - t_4 \right) - \stackrel{\bullet}{m_z} \cdot c_{p,z} \left( t_2 - t_1 \right)}{\left( \stackrel{\bullet}{m_z} + \stackrel{\bullet}{m_{goriva}} \right) \cdot c_{p,z} \cdot \left( t_3 - t_2 \right)}$$
(1.2-12)

Ukupna električna korisnost plinske turbine  $\eta_e$  dana je izrazom (1.2-13).

$$\eta_e = \eta_{term} \cdot \eta_m \cdot \eta_{gen} \tag{1.2-13}$$

Gdje  $\eta_m$  označava mehaničku korisnosti a  $\eta_{gen}$  korisnost električnog generatora. Količina topline dovedena gorivom u komori izgaranja može se izraziti i jednadžbom (1.2-14):

$$\dot{Q}_{\kappa l} = \dot{m}_{goriva} \cdot H_{d} \cdot \eta_{\kappa l}$$
(1.2-14)

Gdje  $\eta_{Kl}$  označava stupanj korisnosti komore izgaranja. Uvrštenjem jednadžbi (1.2-14) i (1.2-11) u (1.2-4) može se izraziti protočna količina goriva potrebna za ostvarivanje električne snage  $P_{el}$ :

$$\dot{m}_{g} = \frac{P_{el}}{H_{d} \cdot \eta_{Kl} \cdot \eta_{e}}$$
(1.2-15)

Protočna količina izlaznih dimnih plinova dana je jednadžbom (1.2-16):

$$\dot{m}_{g} = \dot{m}_{goriva} \cdot \left( 1 + \frac{\dot{m}_{z}}{\dot{m}_{goriva}} \right)$$
(1.2-16)

Analizirane su industrijske plinske turbine različitih proizvođača u rasponu snaga 5-30 MW. Popis tipova plinskih turbina za izabrani raspon snaga dan je u Tab. 1.6.

Proizvođač	Tip	Snaga [MW]	m <sub>g</sub> [kg/s]	t <sub>g</sub> [℃]
MAN TURBO	THM 1203-5.6	5,0	33,7	500,0
Mitsui Engineering	SB30C	5,4	27,0	508,0
Mitsui Engineering	MSC70	6,8	25,5	479,0
Rolls-Royce	601-K11	7,9	30,4	488,0
Mitsui Engineering	MSC90	9,3	39,2	464,0
MAN TURBO	THM 1304-11	10,1	46,5	503,0
GE Nuovo Pignone	GE10	11,3	47,3	490,0
Mitsui Engineering	SB60 *1	12,5	55,0	456,0
GE	PGT16	13,7	47,4	493,0
Rolls-Royce	AVON	14,6	78,5	442,0

Tab. 1.6: Plinske turbine 5-30 MW i parametri izlaznih dimnih plinova [17]

GE	LM2000 (PE)	17,6	62,8	474,0
GE Nuovo Pignone	PGT25	22,4	68,9	525,0
MAN TURBO	FT8	23,7	81,0	475,0
GE	LM2500 (PH)	26,7	76,2	500,0
Rolls-Royce	RB211- 6562DLE	27,5	91,8	500,0
Rolls-Royce	RB211- 6762DLE	29,5	95,9	493,0

Grafički prikaz raspona snaga dan je na Sl. 1.3.



Sl. 1.3: Tipovi i snage plinskih turbina 5-30 MW

Za evaluaciju potencijala topline izlaznih dimnih plinova bitno je razmotriti i usporediti temperature i količine s kojima dimni plinovi napuštaju proces i odlaze u atmosferu. Sl. 1.4 prikazuje količine i temperature dimnih plinova u ovisnosti o snazi odnosno veličini plinskih turbina. Iz slike je vidljiva nelinearna ovisnost temperature i količine dimnih plinova o snazi plinske turbine. Karakter krivulje količine dimnih plinova možemo objasniti jednadžbama (1.2-12), (1.2-15) i (1.2-16) iz kojih je vidljivo da protočna količina dimnih plinova ovisi o veličini tj. nazivnoj snazi postrojenja te o parametrima procesa od kojih je najvažniji kompresijski omjer. Iz jednadžbi (1.2-6), (1.2-7) i (1.2-8) vidljivo je da izlazna temperatura dimnih plinova ovisi o kompresijskom omjeru te o omjeru goriva i zraka.



SI. 1.4: Protočna količina i temperatura dimnih plinova u ovisnosti o snazi plinskih turbina [17]

SI. 1.5 prikazuje ovisnost toplinske snage izlaznih dimnih plinova o snazi plinske turbine. Vidljiv je rastući trend toplinske snage sa porastom snage uz veće oscilacije koje ovise o temperaturi.



SI. 1.5: Toplinska snaga dimnih plinova u ovisnosti o snazi plinskih turbina

Ako vrijednosti toplinske snage dimnih plinova prikazanih na Sl. 1.5 svedemo na jedinicu snage pojedinog agregata dobiva se dijagram prikazan na Sl. 1.6.



Sl. 1.6: Omjer toplinske snage dimnih plinova i električne snage plinskih turbina

Prikaz toplinskih snaga na rasponu  $m_{dpl}$  i  $t_{dpl}$  koji odgovaraju razmatranim agregatima dan je na Sl. 1.7



Sl. 1.7: Raspon toplinskih snaga dimnih plinova plinskih turbina

U kontekstu razvoja energetskih postrojenja i nužnosti za iskorištavanjem otpadne topline bitno je istaći da je potencijal otpadne topline uvjetovan temperaturom i

količinom a ovisi o godini gradnje plinske turbine i njenoj izvedbi (regeneracija, međuhlađenje ili međuzagrijavanje).

### 1.2.2 Stacionarni dizelski motori

SI. 1.8 prikazuje T-s dijagram realnog procesa u modernom dizelskom motoru baziran na Sabathe (mješovitom) procesu.



Sl. 1.8: T-s dijagram Sabathe procesa

Idealni Sabathe-ov proces započinje izentropskom kompresijom zraka u cilindru (1-2i). Gorivo se izravno ubrizgava u cilindar motora pod visokim tlakom gdje se miješa s komprimiranim, vrućim zrakom a nastala smjesa se sama zapali zbog visoke temperature komprimiranog zraka. Izgaranjem smjese goriva i zraka dovodi se toplina kod konstantnog volumena (2-3) te kod konstantnog tlaka (3-4). Plinovi izgaranja izentropski ekspandiraju (4-5i) proizvodeći koristan rad, te se ispuštaju u okoliš (5-1) kod konstantnog volumena. Kod realnog procesa kompresija (1-2) i ekspanzija (4-5) su politropske uslijed trenja i izmjene topline s okolišem.

Teorijska snaga motora računa se iz promjera cilindra *d* i stapaja *2r*, broja okretaja u minuti *n* i omjera kompresije  $r_v$  [18]. Radni i stapajni volumen kod četverotaktnih motora dan je jednadžbom (1.2-17).

$$\Delta V = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 2r \tag{1.2-17}$$

Radni  $\Delta V_r$  i stapajni volumen kod dvotaktnih motora se razlikuju za volumen  $\frac{d^2\pi}{4} \cdot h_i$ . To je volumen koji prolazi klip na putu jednakom visini ispušnih proreza  $h_i$ . Ova veličina se kreće u iznosu od 16 do 25% stapaja. Radni volumen kod dvotaktnih motora dan je jednadžbom (1.2-18):

$$\Delta V_{r} = \frac{d^{2}\pi}{4} \cdot 2r - \frac{d^{2}\pi}{4} \cdot h_{i} = \frac{d^{2}\pi}{4} \cdot (2r - h_{i})$$
(1.2-18)

Stapajni volumen kod dvotaktnih motora možemo izraziti iz (1.2-19) te iz jednadžbe (1.2-18).

$$\Delta V = \left(\Delta V_r + \frac{d^2 \pi}{4} \cdot h_i\right)$$
(1.2-19)

Pa iz toga slijedi jednadžba (1.2.20).

$$\Delta V = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 2r \tag{1.2-20}$$

Bez obzira na taktnost motora, volumen cilindra dan je jednadžbom (1.2-21):

$$V_{c} = \Delta V + V_{\kappa} \tag{1.2-21}$$

Gdje  $V_{\kappa}$  označava kompresijski volumen, odnosno volumen sadržan u cilindru iznad gornje mrtve točke. Kompresijski omjer dan je u jednadžbi (1.2-22):

$$r_{V} = \frac{V_{C}}{V_{\kappa}}$$
(1.2-22)

Volumen cilindra dan je jednadžbom (1.2-23):

$$V_{c} = \frac{\Delta V \cdot r_{v}}{r_{v} - 1}$$
(1.2-23)

Primjenom jednadžbe stanja idealnog plina u točki 1 dobiva se izraz za masu zraka unutar cilindra (1.2-24):

$$m = \frac{p_1 V_c}{RT_1} \tag{1.2-24}$$

Snaga ovisi o broju radnih procesa b u jednom okretaju, pa je za četverotaktni radni motor b=0,5, a za dvotaktni radni motor b=1.

Teorijska snaga dobiva se iz izraza (1.2-25):

$$P = \frac{m \cdot w \cdot n \cdot 60 \cdot b \cdot z}{3600}$$
 [kW] (1.2-25)

gdje je *z* broj cilindara.

Toplina dovedena ekspanzijskom cilindru dana je jednadžbom (1.2-26):

$$q_{d} = c_{v} (T_{3} - T_{2}) + c_{p} (T_{4} - T_{3}) + |c_{n_{E}}| (T_{4} - T_{5})$$
(1.2-26)

Gdje je  $c_{n_{E}}$  specifična toplina pri politropskoj ekspanziji izražena jednadžbom (1.2-27):

$$\left|c_{n_{E}}\right| = c_{v} \frac{n_{E} - k}{n_{E} - 1}$$
 (1.2-27)

Toplina odvedena kompresijskom cilindru dana je jednadžbom (1.2-28):

$$q_{o} = c_{v} (T_{5} - T_{1}) + |c_{n_{\kappa}}| (T_{2} - T_{1})$$
(1.2-28)

Gdje je  $c_{n_{\kappa}}$  specifična toplina pri politropskoj kompresiji izražena jednadžbom (1.2-29):

$$|c_{nK}| = c_v \frac{n_K - k}{n_K - 1}$$
 (1.2-29)

Jedinični rad dan je jednadžbom (1.2-30):

$$w = q_d - q_o \tag{1.2-30}$$

Što uvrštenjem (1.2-26) i (1.2-28) u (1.2-30) daje jednadžbu (1.2-31):

$$w = c_{v}(T_{3} - T_{2}) + c_{p}(T_{4} - T_{3}) + |c_{n_{E}}|(T_{4} - T_{5}) - c_{v}(T_{5} - T_{1}) - |c_{n_{K}}|(T_{2} - T_{1})$$
(1.2-31)

Kompresijski omjer uz početno stanje ( $p_1$ ,  $T_1$ ) definiran je jednadžbom (1.2-32):

$$r_{v} = \frac{V_{c}}{V_{\kappa}} = \frac{V_{1} = V_{5}}{V_{2} = V_{3}} = \frac{V_{1} = V_{5}}{V_{2} = V_{3}}$$
(1.2-32)

Omjer tlakova definiran je jednadžbom (1.2-33):

$$r_{p} = \frac{p_{3}}{p_{2}}$$
(1.2-33)

Omjer uštrcavanja ili opterećenja definiran je jednadžbom (1.2-34):

$$r_{u} = \frac{V_{4}}{V_{3} = V_{2}} = \frac{V_{4}}{V_{3} = V_{2}}$$
(1.2-34)

Tlak nakon politropske kompresije dan je jednadžbom (1.2-35):

$$\boldsymbol{p}_2 = \boldsymbol{p}_1 \cdot \boldsymbol{r}_u^{n_{\kappa}}, \qquad (1.2-35)$$

Temperatura nakon politropske kompresije dana je jednadžbom (1.2-36):

$$T_2 = T_1 \cdot r_v^{n_{\kappa} - 1}$$
(1.2-36)

Temperatura nakon izohornog dovođenja topline dana je jednadžbom (1.2-37):

$$T_{3} = T_{1} \cdot r_{v}^{n_{\kappa}-1} \cdot r_{p}$$

$$(1.2-37)$$

Temperatura nakon izobarnog dovođenja topline dana je jednadžbom (1.2-38):

$$T_{4} = T_{1} \cdot r_{v}^{n_{\kappa} - 1} \cdot r_{p} \cdot r_{u}$$
(1.2-38)

Temperatura nakon politropske ekspanzije dana je jednadžbom (1.2-39):

$$T_{5} = T_{1} \cdot r_{v}^{n_{\kappa}-1} \cdot r_{p} \cdot r_{u}^{n_{E}}$$
(1.2-39)

Tlak nakon izohornog dovođenja topline dan je jednadžbom (1.2-40):

$$\boldsymbol{\rho}_{3} = \boldsymbol{\rho}_{1} \cdot \boldsymbol{r}_{u}^{n_{K} - n_{E}} \cdot \boldsymbol{r}_{p} \tag{1.2-40}$$

Tlak nakon politropske ekspanzije dan je jednadžbom (1.2-41):

$$p_{5} = p_{1} \cdot r_{u}^{n_{K} - n_{E}} \cdot r_{p} \cdot r_{u}^{n_{E}}$$
(1.2-41)

Termodinamički stupanj korisnosti dan je jednadžbom (1.2-42)

$$\eta_{term} = 1 - \frac{q_o}{q_d} \tag{1.2-42}$$

Uvrštavanjem jednadžbi (1.2-36), (1.2-37), (1,2-38) i (1.2-39) u (1.2-26) i (1.2-28) u (1.2-42) dobiva se jednadžba (1.2-43):

$$\eta_{term} = 1 - \frac{\left(r_{p} \cdot r_{u}^{n_{E}} \cdot r_{v}^{n_{K}-n_{E}} - 1\right) + \frac{\left|c_{n_{K}}\right|}{c_{v}} \cdot \left(r_{v}^{n_{K}-1} - 1\right)}{r_{v}^{n_{K}-1} \cdot \left[\left(r_{p} - 1\right) + \kappa \cdot r_{p} \cdot \left(r_{u} - 1\right)\right] + \frac{\left|c_{n_{E}}\right|}{c_{v}} \cdot r_{p} \cdot \left(r_{v}^{n_{K}-1} \cdot r_{u} - r_{u}^{n_{E}} \cdot r_{v}^{n_{K}-n_{E}}\right)}$$
(1.2-43)

Analizirani su dvotaktni sporohodni dizelski motori proizvođača MAN Diesel & Turbo te četverotaktni srednjohodni motori proizvođača Wärtsilä u rasponu snaga 5-30 MW kao što je prikazano u Tab. 1.7.

Tab. 1.7: Stacionarni dizelski motori 5-30 MW i parametri izlaznih dimnih plinova

[19],[20]

Proizvođač	Tip	Snaga [MW]	m <sub>g</sub> [kg/s]	t <sub>g</sub> [℃]	Gorivo
Wärtsilä	9L34SG	4,34	6,9	390	plin
Wärtsilä	12V32	5,33	10,5	347	loživo ulje
Wärtsilä	16V32	7,12	14	348	loživo ulje
MAN D&T	L35MC-S	7,74	16,88	300	plin & loživo ulje
Wärtsilä	16V34SG	7,74	12,3	390	plin
Wärtsilä	18V32	8,03	15,7	349	loživo ulje
Wärtsilä	20V34DF	8,73	14,5	380	plin
#### D. Bišćan Doktorska disertacija: Optimizacija korištenja srednjotemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa

Wärtsilä	20V34DF	8,73	17,9	335	loživo ulje
Wärtsilä	20V32	8,92	17,5	349	loživo ulje
Wärtsilä	20V34SG	9,73	15,4	390	plin
Wärtsilä	18V50DF	16,62	27	395	plin
Wärtsilä	18V50DF	16,62	33,5	377	loživo ulje
Wärtsilä	18V346	17,08	31,2	360	loživo ulje
MAN D&T	K50MC-S	19,88	44,47	300	plin & loživo ulje
Wärtsilä	20V46	22,43	43,5	333	loživo ulje
MAN D&T	K60MC-S	27,72	63,77	265	plin & loživo ulje

Grafički prikaz raspona snaga dan je na Sl. 1.9.



Sl. 1.9: Tipovi i snage stacionarnih dizelskih motora 5-30MW [19],[20]

SI. 1.10 prikazuje količine i temperature dimnih plinova u ovisnosti o snazi odnosno veličini dizelskih motora.



SI. 1.10: Protočna količina i temperatura dimnih plinova u ovisnosti o snazi [19],[20]

Iz SI. 1.10 vidljiv je rastući trend količine dimnih plinova s porastom snage te blago padajući trend temperature sa porastom snage. Karakter krivulje količine dimnih plinova možemo objasniti jednadžbom (1.2-25) iz koje je vidljivo da je snaga proporcionalna radnom volumenu jednog cilindra motora koji zajedno sa faktorom pretička zraka određuje količinu dimnih plinova. Iz jednadžbe (1.2-39) vidljivo je da izlazna temperatura dimnih plinova ovisi o okolišnoj temperaturi kao i o omjeru tlakova, omjeru uštrcavanja, omjeru volumena, te o eksponentima politropske kompresije i ekspanzije.

Umnoškom specifične entalpije sa protočnom količinom dobiva se toplinska snaga dimnih plinova prikazana na SI. 1.11. Porastom snage motora raste i toplinska snaga izlaznih dimnih plinova pri čemu oscilacije krivulje ovise o temperaturi izlaznih dimnih plinova.



SI. 1.11: Toplinska snaga dimnih plinova u ovisnosti o snazi dizelskih motora

Ako vrijednosti toplinske snage dimnih plinova prikazanih na Sl. 1.11 svedemo na jedinicu snage pojedinog agregata dobiva se dijagram prikazan na Sl. 1.12.



Sl. 1.12: Omjer toplinske snage dimnih plinova i električne snage dizelskih motora

Na temelju usporedbe SI. 1.6 i SI. 1.12 (uz pretpostavku izgaranja istog plinovitog goriva) možemo zaključiti da se omjer toplinske snage dimnih plinova i električne

snage plinskih turbina kreće između 1,5 i 3,7 a kod dizelskih motora između 0,65 i 0,8.

Prikaz toplinskih snaga na rasponu  $m_{dpl}$  i  $t_{dpl}$  koji odgovaraju razmatranim agregatima dan je na Sl. 1.13.



Sl. 1.13: Raspon toplinske snage dimnih plinova stacionarnih dizelskih motora

# 1.2.3 Kvaliteta energije i eksergija

U prethodna dva poglavlja analizirane su vrijednosti temperatura, protočnih količina i toplinske snage izlaznih dimnih plinova koji, kao produkt izgaranja u komori izgaranja plinske turbine, odnosno cilindrima stacionarnog dizelskog motora, napuštaju dotični agregat i odlaze u atmosferu. Prilikom rekuperacije otpadne topline dimni plinovi se hlade do neke izlazne temperature predajući toplinu odabranom radnom fluidu. U općem slučaju, eksergija dimnih plinova temperature T u odnosu na temperaturu okoline  $T_0$  dana je jednadžbom (1.2-44):

$$E_Q^* = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot dQ \tag{1.2-44}$$

Krivulju hlađenja plinova možemo prikazati u dijagramu gdje je na ordinati dan omjer između temperature okoline i temperature plinova izgaranja *T*, a na apscisi specifična entalpija plinova koja je ustvari jednaka jediničnoj toplini *q* jer proces teče uz približno konstantan tlak kao što prikazuje SI. 1.14 [1].



Sl. 1.14: Eksergija topline dimnih plinova [1]

Specifična eksergija topline dimnih plinova proporcionalna je površini ispod krivulje koja prikazuje promjenu  $T_0/T$  prema jednadžbi (1.2-45).

$$de' = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot dq \tag{1.2-45}$$

Integriranjem tog izraza od q=o do q, koliko iznosi jedinična toplina dimnih plinova kod temperature  $T_{max}$ , dobivamo specifičnu eksergiju topline plinova izgaranja:

$$e^{t} = \int_{0}^{q} \left(1 - \frac{T_{o}}{T}\right) \cdot dq$$
(1.2-46)

Uvrstimo li podatke za temperature i protočne količine izlaznih dimnih plinova iz razmatranih plinskih turbina i stacionarnih dizelskih motora dobivamo veličine eksergije topline u jedinici vremena prikazane na Sl. 1.15 i Sl. 1.16.



SI. 1.15: Eksergija izlaznih dimnih plinova u jedinici vremena iz razmatranih plinskih turbina



SI. 1.16: Eksergija izlaznih dimnih plinova u jedinici vremena iz razmatranih dizelskih motora

Iz SI. 1.15 i SI. 1.16 vidljivo je da je eksergija izlaznih dimnih plinova proporcionalna s temperaturom i količinom izlaznih dimnih plinova. Veća količina i temperatura izlaznih dimnih plinova kod plinskih turbina rezultiraju višim vrijednostima eksergije.

# 1.3 Značaj decentralizirane proizvodnje električne energije

U cilju održanja sigurnosti opskrbe, industrijske konkurentnosti i zaštite okoliša, energetska politika EU (koju slijedi i Hrvatska) teži povećanju decentralizirane proizvodnje električne energije odnosno većoj proizvodnji el. energije na lokaciji potrošača. Time se ostvaruju niži troškovi uslijed izbjegnutih gubitaka u prijenosu i distribuciji električne energije, a znatno se smanjuju i investicijski troškovi u javnu mrežu i distribuciju električne energije [21], [22].

Međutim, pritom valja imati na umu da energetske sustave za decentraliziranu proizvodnju električne energije odlikuje znatno niža termodinamička korisnost, viši specifični investicijski i troškovi održavanja kao i više specifične emisije onečiščujućih tvari u odnosu na velike termoelektranske sustave. Razlog tome treba tražiti u činjenici da je proizvodnja i pogon manjih jedinica znatno skuplja. Prepreka široj primjeni decentraliziranih sustava su značajke raspoloživih agregata uvjetovane današnjim stupnjem tehnološkog razvoja prikazane na Sl. 1.17.



Sl. 1.17: Raspon snaga i korisnosti postrojenja za proizvodnju el. energije [22]

Usporedba raspona snaga i korisnosti uz osvrt na specifične investicijske troškove pojedinih postrojenja za proizvodnju el. energije dana je u Tab. 1.8. Vrijednosti specifični investicijskih troškova u zagradama označavaju iznose kojima se teži.

Tab.	1.8: Specifični investicijski troškovi postrojenja za proizvodnju el.	energije (	(1999-
	2000) [22]		

Dodni otroj		p [0/]	Specifični investicijski	
Hadrii Stroj	haspon shaga	[] <sub>el</sub> [%]	troškovi [€/kW <sub>el</sub> ]	
Kogeneracijska postrojenja				
s parnom turbinom	8 MW – 100 MW	20 - 30%	1100 – 1400	
(zemni plin)				
Postrojenja na biomasu	5 MW – 20 MW	30 – 35%	2250 – 3000	
Mikro-turbine	30 kW – 250 MW	26 – 30%	(800) – 3600	
ORC postrojenja	300 kW – 2 MW	6 – 17%	3000	
Stirling motori	9 kW – 40 kW	24%	(1500 – 2000)	
			2200	
Stapni parni motori (Spilling)	140 – 1000 kW	< 10%	-	
	do 30 kW	27 – 32%	1800 – 3500	
Plinski motori	30 kW – 100 kW	27 – 35%	1000 – 1800	
	100 kW – 600 kW	30 – 38%	500 – 1000	
	600 kW – 2000 kW	33 – 42%	300 – 500	
Plinske turbine	500 kW – 10 MW	20 – 30%	750 – 1500	
Kogeneracijska postrojenja	1 MW – 10 MW	20 - 30%	1600 - 2800	
sa plinskom turbinom		20 00 /0		
Toplinske gorivne ćelije	4,5 kW	35%	(1500)	
Gorivne ćelije s	200 kW	40%	5000 kW	
fosfornom kiselinom	200 100	10 / 0		
Gorivne ćelije sa	300 kW – 500 kW	52%	(1000 - 2000)	
rastaljenim karbonatima			(1000 2000)	

Navedeni nedostaci decentraliziranih sustava mogu se kompenzirati jedino ciljanim iskorištavanjem prednosti malih decentraliziranih sustava i povećanim iskorištenjem energije goriva. Stoga, sustave za rekuperaciju otpadne topline treba koncipirati tako da optimalno iskoriste raspoloživu energiju sadržanu u izlaznim dimnim plinovima uzimajući u obzir trošak instalirane opreme i cijenu električne energije koja će se prodavati u mrežu.

#### 1.4 Termodinamičke značajke ORC procesa

ORC je termodinamički proces koji je dobio naziv po tome što koristi organski fluid velike molekularne mase, tokom kojeg se promjena faza kapljevina-para odvija pri nižim temperaturama zasićenja nego kod promjene faza voda-vodena para u slučaju Rankine-ovog procesa koji koristi vodu kao radni fluid.

Puni naziv	Kemijska	Molna masa	Kritična točka		
	formula	[kg/kmol]	Temp. [℃]	Tlak [bar]	
voda	H <sub>2</sub> O	18,02	373,95	220,64	
ciklopropan	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,08	125,15	55,80	
propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,10	96,74	42,51	
pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,15	196,55	33,70	
izopentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,15	187,20	33,78	
cikloheksan	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	84,16	280,49	40,75	
heksan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,18	234,67	30,34	

Tab. 1.9: Usporedba svojstava nekih organskih fluida i vode [23]

Radi toga radni fluid omogućava iskorištenje topline (toplinskog toka) iz energetskih izvora kao što su toplina iz geotermalnih izvora, solarna energija, toplinska energija oslobođena izgaranjem biomase te industrijska otpadna toplina. Pritom se raspoloživa toplinska energija pretvara u koristan mehanički rad, a dalje se taj rad može pretvoriti u električnu energiju. Prvi prototip razvili su i predstavili, 1961. godine, izraelski inženjeri za solarnu energiju Harry Zvi Tabor i Lucien Bronicki [24].

Princip rada ORC-a sličan je onom kod Rankine-ovog procesa: radni fluid se u pumpi tlači na radni tlak uvećan za padove tlaka u izmjenjivačima topline i cjevovodima, zagrijava se dovođenjem topline te isparava. Nakon toga ekspandira u turbini te se kondenzira u kondenzatoru, a tako ohlađen ponovo se vraća na početak procesa, tj. u pumpu. U idealnom procesu ekspanzija i kompresija odvijaju se izentropski, a procesi isparivanja i kondenzacije su izobarni. U realnom procesu prisutni su nepovratni gubici pa realni proces ima manju iskoristivost od teoretskog. Uzroci nepovratnosti sadržani su u:

 Pri ekspanziji - samo dio energije iz razlike tlaka može se pretvoriti u koristan rad, a drugi dio se pretvara u toplinu i biva izgubljen. Efikasnost ekspanzijskog stroja (turbine) definirana je usporedbom s izentropskom ekspanzijom  U izmjenjivačima topline – Strujanje radnog fluida kroz izmjenjivače topline dovodi do pada tlaka koji će sniziti količinu toplinske energije pretvorene u koristan mehanički rad

SI. 1.18 prikazuje idealni ORC proces u T-s dijagramu za slučaj primjene mokrog, suhog i izentropskog radnog fluida. Suhim fluidima smatramo one organske spojeve koji imaju pozitivan nagib krivulje suhozasićene pare za razliku od izentropskih kod kojih je nagib krivulje suhozasićene pare približno okomit odnosno mokrih kod kojih je nagib krivulje suhozasićene pare negativan.



Sl. 1.18: Termodinamički proces idealnog ORC procesa sa mokrim, suhim i izentropskim fluidom

Iz T-s dijagrama je vidljivo da suhi fluid, nakon ekspanzije zasićene pare u turbini, ostaje u parnoj fazi. Radi toga kod suhih fluida nije nužno pregrijavanje pare prije uvođenja u turbinu u svrhu izbjegavanja granične vlažnosti nakon ekspanzije u turbini. U nekim slučajevima može se koristiti blago pregrijanje ako to poboljšava korisnost odnosno ukupne performanse ORC procesa. S obzirom da fluidu nakon ekspanzije u turbini treba odvesti toplinu da bi se ohladio do temperature kondenzacije, uobičajeno se koristiti regenerator koji na račun hlađenja izlazeće pare predgrijava kapljevitu fazu prije uvođenja u ekonomajzer.

Kod izentropskog fluida krivulja suhozasićene pare je približno okomita odnosno odlikuje se približno konstantnom entropijom. Radi toga, ekspanzija u turbini završava u blizini krivulje suhozasićene pare. Radi toga, pregrijanje fluida kao ni korištenje regeneratora nije nužno. Također je vidljivo da je kod mokrog fluida, radi izbjegavanja prevelikog udjela kapljevite faze na kraju ekspanzije u turbini, nužno koristiti pregrijavanje fluida. Zbog više temperature ostvarene pregrijanjem teoretski su moguće više korisnosti procesa. Međutim utjecaj temperature pregrijanja na korisnost i ukupne performanse procesa povezan je i s vrijednosti radnog tlaka. S obzirom da je latentna toplina isparivanja veća kod nižih tlakova, isparivanje fluida kod nižih tlakova zahtijeva veću količinu topline, dok isparivanje fluida kod viših tlakova zahtijeva manju količine topline ali i veći rad doveden napojnoj pumpi.

Utjecaj veličine radnog tlaka i nadtemperature pregrijanja na performanse ORC procesa sa različitim radnim fluidima razmotreno je u poglavljima 3.4.2 i 3.4.3.



Shematski prikaz ORC procesa sa regeneratorom prikazan je na Sl. 1.19.

Sl. 1.19: Shema tipičnog ORC procesa sa regeneratorom

Shema ORC procesa ukazuje na sličnost s Clausius-Rankine-ovim procesom, primijenjenom u parnim energetskim postrojenjima koja koriste kondenzacijske, kondenzacijsko-oduzimne ili protutlačne parne turbine. Kako organske fluide, nakon kondenzacije, nije nužno otplinjavati niti kemijski pripremati prije dobave u izmjenjivače topline, ORC postrojenja ne sadrže otplinjač niti spremnik napojne vode. Bitno je uočiti da se kod ORC postrojenja često primjenjuje regenerator u kojem se kondenzirani fluid predgrijava prije ulaza u izmjenjivač topline, na račun hlađenja izlazeće pare iz turbine, koja se pritom hladi do temperature kondenzacije uvećane za minimalnu temperaturnu razliku nužnu za prijelaz topline.

Sl. 1.20 prikazuje usporedbu temperaturnih profila i *pinch* točke za kružni proces sa pregrijanom parom i R124 kod tlaka isparivanja od 10 bar u svrhu rekuperaciju otpadne topline iz referentne plinske turbine. Vidljivo je da se *pinch* točka kod R124 nalazi na izlazu dimnih plinova iz ekonomajzera dok se kod vode nalazi na izlazu dimnih plinova iz ekonomajzera dok se kod vode nalazi na izlazu dimnih plinova iz odnosu na vodu, međutim za manje temperaturne razlike potrebno je ugraditi veće ogrjevne površine izmjenjivača.



Sl. 1.20: Usporedba temperaturnih profila i položaja pinch točke za vodu i R124

#### 1.5 Usporedba sa Clausius-Rankine-ovim procesom

Shema jednotlačnog parnog postrojenja za rekuperaciju otpadne topline prikazana je na Sl. 1.21. Dimni plinovi ulaze u utilizator i prolaze kroz pregrijač, isparivač i ekonomajzer gdje predaju toplinu ulaznoj napojnoj vodi koja se tom prilikom zagrijava, isprava i pregrijava do stanja svježe pare s kojim ulazi u turbinu. U turbini para ekspandira do kondenzatorskog tlaka te se uvodi u kondenzator gdje potpuno kondenzira a smjesa plinova se isisava iz parnog prostora kondenzatora. Kondenzatna pumpa dobavlja kondenzat u otplinjač sa spremnikom kondenzata. Nereguliranim oduzimanjem odvodi se dio pare iz turbine u otplinjač gdje se para miješa sa kondenzatom u svrhu odvajanja otopljenih plinova koji imaju štetno djelovanje na prijelaz topline a djeluju i korozivno na metalne površine. Sekundarna funkcija otplinjača je zagrijavanje kondenzata. Napojna pumpa dobavlja pojnu vodu u utilizator kod tlaka svježe pare uvećanog za padove tlaka u izmjenjivačima topline, cjevovodima i armaturi.



Sl. 1.21: Shema parnog procesa sa jednotlačnim kotlom utilizatorom

U svom idealnom obliku Clausius-Rankine-ov proces odvija se između dvije izobare i dvije izentrope. Međutim zbog nepovratnosti u pumpi i turbini kompresija i ekspanzija radnog fluida u realnom procesu odvijaju se politropski.





SI. 1.22 prikazuje T-s dijagram stvarnog Clausius-Rankine-ovog procesa sa jednotlačnim kotlom utilizatorom. Stanje svježe pare na ulazu u turbinu je 90 bar i 434 °C, tlak nereguliranog oduzimanja za otplinjač je 0,2 bar a tlak kondenzacije je 0,0425 bar što odgovara temperaturi kondenzacije 30 °C. Temperaturna razlika vode na izlazu iz ekonomajzera i temperature isparivanja iznosi 5 °C a postavlja se u svrhu

sprečavanja isparivanja vode u ekonomajzeru koje bi moglo nastupiti uslijed pada tlaka u turbini kod prelaznih režima rada.

Primjena vode kao radnog fluida u Clausius-Rankine-ovom procesu ima sljedeće prednosti:

- Niska cijena i dobra dostupnost
- Neotrovna
- Povoljna za prijenos topline zbog visokog toplinskog kapaciteta
- Kemijski stabilna
- Mali gubici uslijed trenja zbog niske viskoznosti

Pod glavne nedostatke možemo ubrojiti:

- Potreba za niskom temperaturom kondenzacije uvjetuje niski tlak na kraju ekspanzije u turbini. To dovodi do visokog specifičnog volumena što nameće potrebu za velikim gabaritima turbine i kondenzatora
- Radi ostvarivanja visokog entalpijskog pada u turbini nužan je i visok pad tlaka za što su potrebne složene izvedbe turbina sa velikim brojem stupnjeva
- Nužnost upotrebe pregrijane pare radi izbjegavanja prevelike vlažnosti na kraju ekspanzije ograničena je u procesima iskorištavanja otpadne topline jer ogrjevni spremnik ima niže temperature od onih koje se postižu izgaranjem goriva u ložištu generatora pare

SI. 1.23 prikazuje usporedbu snaga turbine u ovisnosti o tlaku za vodu i nekoliko organskih fluida kod temperature dovođenja topline od 500 °C (plinska turbina THM 1203-5.6). Vidljivo je da najveću snagu ostvaruje fluid R123 kod natkritičnog tlaka od 70bar. Primjena viših tlakova od 40 bar u slučaju pregrijane pare ne doprinosi porastu snage turbine zbog nužnosti pregrijanja koju ograničava temperatura dimnih plinova umanjena za minimalnu temperaturnu razliku (od 10 °C) nužnu za prijelaz topline.



SI. 1.23:  $P_{turbine}$  i  $\eta_{term}$  za plinsku turbinu ( $m_g$ =33,7 kg/s,  $t_g$ =500 °C )

Također je razvidno da najveću termodinamičku korisnost od 21% ostvaruje fluid R123 kod tlaka od 70bar dok neznatno nižu korisnost od 20.5% ostvaruje pregrijana para kod tlaka od 50 bar što predstavlja prednost za vodu kao radni fluid.

Iz SI. 1.24 je vidljivo da kod temperature dovođenja topline od 390 °C (stacionarni dizelski motor Wärtsilä 9L34SG) najveću termodinamičku korisnost od 19% ostvaruje fluid R141b kod tlaka od 40bar dok pregrijana para ostvaruje najveću termodinamičku korisnost od 16% kod tlaka od 18 bar.



SI. 1.24:  $P_{turbine}$  i  $\eta_{term}$  za SUI ( $m_g$ =6,9 kg/s ,  $t_g$ =390 °C)



SI. 1.25: Maksimalno mogući tlakovi pare u ovisnosti o temperaturi dovođenja topline

SI. 1.25 prikazuje maksimalno moguće tlakove pregrijane vodene pare u ovisnosti o temperaturi dovođenja topline kod najniže temperature pregrijanja pare potrebne za postizanje sadržaja pare na izlazu iz turbine od minimalno 85%. Zamjetan je značaj pad tlaka jer se kod smanjenja temperature dimnih plinova za 2 puta (sa 550 ℃ na 275 ℃), maksimalno mogući tlak pare smanji čak 9 puta.

# 1.6 Svojstva fluida za ORC proces

U ovom poglavlju razmatraju se fizikalna svojstva organskih fluida raspoloživih u bazi NIST REFPROP [23] i uspoređuju se sa svojstvima vode. Spoznaje iz ovog poglavlja koristit će se kod definicije rubnih uvjeta za izbor radnih fluida koji će se uvoditi u optimizaciju.

Kod izbora optimalnog radnog fluida valja voditi računa o sljedećim karakteristikama:

• Izentropska (okomita u T-s dijagramu) linija suhozasićene pare

Budući da se ORC usredotočuje na iskorištenje srednjotemperaturne toplinske energije, klasično pregrijanje kao u slučaju Rankine-ovog procesa nije prikladno. Zbog ovoga, blago pregrijanje na izlazu iz turbine će uvijek biti poželjno, što predstavlja nedostatak kod "mokrih" fluida (koji su u dvofaznom stanju na kraju ekspanzije). U slučaju suhih fluida nužna je primjena regeneratora.

• Niska točka ledišta, visoka temperaturna stabilnost

Organski fluidi kemijski degradiraju i razgrađuju se pri nižim temperaturama u odnosu na vodu. Najviša ulazna temperatura toplinskog izvora ograničena je upravo kemijskom stabilnošću radnog fluida.

• Visoka temperatura samozapaljenja

Organske fluide karakteriziraju razmjerno niske temperature samozapaljenja. U slučaju curenja fluida na spojevima cjevovoda i armature i kontakta sa zrakom nastupilo bi zapaljenje fluida što može biti vrlo opasno. Radi toga je potrebno maksimalne temperature radnog fluida u procesu postaviti ispod temperatura samozapaljenja pojedinog fluida.

• Toplina isparivanja i gustoća

Fluid velike latentne topline i gustoće apsorbirati će više energije iz izvora u isparivaču, i uslijed toga smanjiti maseni protok, veličinu postrojenja i potrebnu snagu pumpe

• Mali utjecaj na okoliš

Glavni parametri uzeti u obzir su potencijal osiromašivanja ozona (eng. ozone depletion potential – ODP) i potencijal globalnog zatopljenja (eng. global warming potential – GWP).

Sigurnost

Radni fluid trebao bi biti nekorozivan, nezapaljiv i neotrovan. Kao pokazatelj razine opasnosti za primjenu fluida u ORC sustavima slijede se smjernice članka 9. europske direktive 97/23/EC za tlačnu opremu.

Prihvatljivi radni tlakovi

Potrebno je provjeriti koji tlak kondenzacije odgovara izabranoj temperaturi kondenzacije. Također je nužno provjeriti koje maksimalne tlakove isparivanja fluid može ostvariti obzirom na temperaturu dovođenja topline.

S obzirom na kemijski sastav fluide općenito možemo podijeliti na sljedeće glavne skupine:

- Ugljikovodike
- Etere
- Alkohole

- Siloksane
- Fluorovodike
- Klorofluorougljike (CFC)
- Klorofluorougljikovodike (HCFC)

S obzirom na strukturu fluide općenito možemo podijeliti na sljedeće glavne skupine:

- Linearni
- Ciklički
- Razagranati
- Nerazgranati

# 1.6.1 Nagib krivulje zasićenja

S obzirom na nagib krivulje suhozasićene pare, organske fluide možemo podijeliti na:

- Pozitivne
- Negativne
- Izentropske

Radi numeričkog određivanja nagiba krivulje suhozasićene pare u t-s dijagram hexametilldisiloksana na SI. 1.26 unesene su točke 1 i 2. Točka 1 odmaknuta je u smjeru osi y od kritične točke za iznos od 30 ℃ tako da dužina 1-2 leži u ravnom dijelu krivulje suhozasićene pare.



Sl. 1.26: t-s dijagram heksametildisiloksana

Kut γ definiran je jednadžbom (1.6-1).

$$tan\gamma = \frac{s_1 - s_2}{t_1 - t_2}, \ \gamma = \arctan\left(\frac{s_1 - s_2}{t_1 - t_2}\right)$$
(1.6-1)

Iz jednadžbe (1.6-1) i SI. 1.26 možemo zaključiti da će za fluide kod kojih je entropija  $s_1 > s_2$  kut  $\gamma$  poprimiti vrijednosti 0°< $\gamma$ <45° pa takove fluide nazivamo pozitivni ili suhi fluidi. Za fluide kod kojih je entropija  $s_1 \sim s_2$  kut  $\gamma$  bit će  $\gamma \sim 0°$  pa takove fluide nazivamo

izentropski. Za fluide kod kojih je entropija  $s_2 > s_1$  kut  $\gamma$  će poprimiti vrijednosti -45°< $\gamma$ <0° pa takove fluide nazivamo negativni ili mokri fluidi.



Sl. 1.27: Vrijednosti kuta y za nekoliko fluida

SI. 1.27 prikazuje fluide sa iznosom kuta nagiba krivulje suhozasićene pare. Izentropskim fluidima smatraju se oni fluidi kod kojih kut  $\gamma$  zadovoljava uvjet: -2°< $\gamma$ <2°.

#### 1.6.2 Veličine stanja radnih fluida

Računanje termodinamičkih veličina stanja prilikom izvršavanja rutina za modeliranje i optimizaciju u MATLAB-u vrši se pozivom odgovarajućih funkcija iz NIST REFPROP paketa. Primjer poziva funkcije za računanje specifične entalpije pregrijane pare dano je jednadžbom (1.6-2).

$$h = refpropm(\mathcal{H}', \mathcal{T}', Kelvin(t), \mathcal{P}', tlak_kPa(p), char(fluid))/1000$$
(1.6-2)

REFPROP se temelji na trenutno najpreciznijim modelima za proračun svojstava čistih tvari i njihovih smjesa. Za određivanje termodinamičkih svojstava čistih tvari koristi tri modela:

- jednadžbu stanja eksplicitnu u Helmholtz energiji
- modificiranu Benedict-Webb-Rubin jednadžbu stanja
- prošireni model odgovarajućih stanja (ECS model)

### 1.6.3 Broj atoma u molekuli i dužina lanca molekule

SI. 1.28 prikazuje krivulje zasićenja nekoliko različitih fluida. Usporedimo krivulje zasićenja vode (3 atoma u molekuli), amonijaka (4 atoma u molekuli) i propana (11 atoma u molekuli) te ostalih organskih fluida sa više od 13 atoma po molekuli. Iz slike je vidljivo da voda i amonijak imaju negativni nagib krivulje zasićenja, dok ostale organske fluide karakterizira izentropski odnosno pozitivni nagib krivulje zasićenja.



Sl. 1.28: Krivulje zasićenja različitih fluida

U [25] je pokazano da je za istu temperaturu isparivanja fluida manji gubitak toplinske snage u slučaju fluida sa većom molarnom masom nego fluida sa manjom molarnom masom. To omogućava manje izvedbe turbine sa manjim brojem stupnjeva za slučaj fluida sa velikom molarnom masom. U [1] je pokazano da dodavanje turbinskih stupnjeva kod turbina nižih snaga dovodi do pada unutarnje korisnosti turbine. Općenito, molekule fluida veće molarne mase imaju više kritične točke od fluida niže molarne mase. Viši položaj kritične točke omogućava iskorištavanje otpadne topline bez potrebe za pregrijanjem fluida.



SI. 1.29: Krivulje zasićenja organskih fluida s obzirom na dužinu lanca molekule

Na SI. 1.29 dana je usporedba krivulja zasićenja etana (molna masa 30,07 kg/kmol), propana (molna masa 44,1 kg/kmol) i butana (molna masa 58,12 kg/kmol). Možemo zaključiti kako sa porastom molne mase raste kritična temperatura i pozitivni nagib krivulje suhozasićene pare fluida.

U poglavlju su analizirana svojstva srednjotemperaturnih izvora topline: industrijskih plinskih turbina i stacionarnih dizelskih motora u rasponu snaga 5-30 MW. Jednadžbama kružnog procesa prikazana je funkcionalna ovisnost snage, termodinamičke korisnosti i glavnih veličina stanja u karakterističnim točkama procesa za oba tipa agregata. Kod iste jedinične snage dimni plinovi napuštaju plinsko-turbinski proces s razmjerno višim temperaturama i protočnim količinama u odnosu na stacionarne dizelske motore. Razlog tome je veći faktor pretička zraka te temperatura dovođenja topline kod plinske turbine. viša Razmotrene su termodinamičke značajke ORC procesa s osvrtom na osnovne vrste fluida i utjecaj na ekspanziju u turbini. Usporedba ORC sa Rankineovim procesom pokazuje nemogućnost primjene viših tlakova pare zbog nužnosti pregrijanja kako bi se izbjegao previsoki sadržaj vlage na izlazu iz turbine. Proračunski rezultati pokazuju da smanjivanje temperature dovođenja topline dovodi pregrijanu paru u sve nepovoljniji položaj u odnosu na razmatrane organske fluide (R21, R123, R141b, R245fa i mdm). Dvostruko sniženje temperature dimnih plinova (sa 550  $^{\circ}$  na 275  $^{\circ}$ ) smanjuje maksimalno moguć tlak pare za devet puta. Primjenom jednostavne trigonometrijske jednadžbe postavljen je kriterij za veličinu kuta nagiba krivulje suhozasićene pare fluida. Na bazi tog kriterija fluidi se klasificiraju na suhe, pozitivne

47

izentropske i negativne. Usporedba molne mase organskih fluida pokazuje da fluidi sa višom molnom masom imaju viši položaj kritične točke kao i veći pozitivni nagib krivulje suhozasićene pare fuida.

U [26] pokazano je da sa porastom molne mase fluida pada specifični rad ekspanzije u turbini. Manji specifični rad u turbini omogućava manje obodne brzine lopatičja kao i manji broj stupnjeva turbine. Poželjno je da radni fluid u ORC procesu ima što manju latentnu toplinu isparivanja kako bi za njegovo isparivanje kod određenog tlaka trebalo dovesti što manju količinu topline.

Bitno je istaknuti da većina dosadašnjih istraživanja pribjegava korištenju međukruga termalnog ulja koji služi kao medij posrednik za prijenos topline sa dimnih plinova na radni fluid. Takav koncept naročito se koristi kod ORC postrojenja sa visokim temperaturama dovođenja topline kao npr. postrojenja ložena biomasom. Prednosti koje se ostvaruju primjenom međukruga termalnog ulja su:

- Mogućnost primjene fluida sa nižim temperaturama samozapaljenja i slabijom otpornosti na dekompoziciju kod povišenih temperatura
- Mogućnost prijenosa topline sa nekoliko toplinskih izvora (različite temperature) na radni fluid
- Veća sigurnost pogona rekuperativnih ORC postrojenja u industrijskim i drugim procesima sa izrazito nepredvidivim oscilacijama temperature dimnih plinova
- Manji volumen radnog fluida manji rizik i cijena fluida

Međutim takva izvedba ima barem dva nedostatka:

- Viša cijena postrojenja zbog nužnosti ugradnje izmjenjivača topline (dimni plinovitermalno ulje, termalno ulje-radni fluid), cirkulacijske pumpe I spojnih cjevovoda sa armaturom i mjernom opremom
- Složenija izvedba

Valja istaknuti da su neki vodeći proizvođači ORC postrojenja [8] razvili i ispitali direktan prijenos topline sa dimnih plinova na radni fluid bez korištenja međukruga termalnog ulja te takove izvedbe primjenjuju u aplikacijama za rekuperaciju otpadne topline. U recentnom članku [27] analizirane su značajke direktnog isparivača u ORC postrojenju. Razvijen je prototip za testiranje ORC postrojenja kojim se ispituje mogućnosti rekuperacije otpadne topline dimnih plinova temperature do 600 °C. Najveći rizik u takvim izvedbama predstavlja curenje fluida u okoliš odnosno

prodiranje kisika u cjevovode i opremu ORC postrojenja. Da bi se rizik od zapaljenja fluida sveo na minimum predložene su sljedeće smjernice:

- Održavati minimalnu brzinu strujanja dimnih plinova kroz kanal kako bi se spriječila stagnacija mješavine radnog fluida i dimnih plinova
- Prije puštanja sustava u pogon nužno je ispuhati kisik iz ORC postrojenja primjenom inertnog plina
- Predvidjeti ugradnju ugljikovodičnih senzora u svrhu detekcije curenja radnog fluida. U slučaju curenja nužna je aktivacija sigurnosnog sustava koji će preusmjeriti vruće dimne plinove u mimovodni dimnjak i smanjiti tlak radnog fluida u sustavu.

# 2. Pregled dosadašnjih istraživanja

# 2.1 Verificirana istraživanja

Dosadašnja istraživanja ORC procesa uglavnom su usmjerena na energetske i ekonomske aspekte takvih sustava te izbor radnog fluida. Analizira se primjena ORC-a u postrojenjima loženim biomasom, geotermalnim postrojenjima, a u novije vrijeme i u postrojenjima za solarnu desalinizaciju, korištenje otpadne topline iz bioplinskih postrojenja te u mikrokogeneracijskim postrojenjima.

Optimizaciji ORC procesa može se pristupiti na više načina. Principi optimizacije energetskih postrojenja primjenom *pinch* metode dani su u [28]. Tab. 2.1 prikazuje referentne članke koji obrađuju ORC sustave za rekuperaciju otpadne topline uz usporedbu temperature dovođenja topline, tipa konfiguracije, izabranih radnih fluida i ostvarene termodinamičke korisnosti.

Recentni članak [29] donosi usporedbu termodinamičke korisnosti ORC procesa sa radnim fluidima toluene, R245fa, n-pentan, solkatherm, OMTS, HMDS i ciklopentan te Rankine-ovog procesa sa jednotlačnom konfiguracijom. U radu nisu uzeti u obzir sigurnosni aspekti primjene organskih fluida u kružnom procesu kao ni prihvatljivost fluida s obzirom na važeću regulativu za opremu pod tlakom. Nadalje, nisu razmatrane dvotlačna niti trotlačna konfiguracija sa vodom kao radnim fluidom.

Članak	Autori	t <sub>dpl</sub> [℃]	t <sub>kondenzacije</sub> [℃]	konfiguracija	izabrani fluidi	η <sub>term</sub> [%]
Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry	Jiangfeng Wang, Yiping Dai, Lin Gao	340/320		bez regeneratora	R123	20.6
Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle	J.P. Roy, M.K. Mishra, Ashok Misra	140		bez regeneratora, pretpostavljen idealni kružni proces	R12 R123 R134a	12,09 25,30 15,53
Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle	Bruno Vanslambrouck, Ignace Vankeirsbilck, Sergei Gusev, Michel De Paepe	350		sa regeneratoro m	toluen	20,8
Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources	M. Bianchi, A. De Pascale	140 200 180 340		sa regeneratoro m	R134a R245fa izobutan benzen	8 14 12 21
Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines	Costante Invernizzi, Paolo Iora, Paolo Silva	250-300		sa regeneratoro m	MM pentan	19 21
Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles	Paola Bombarda, Costante M. Invernizzi, Claudio Pietra	346		sa regeneratoro m	ММ	21,5
Carbon dioxide power cycles using	Gianfranco Angelino, Costante M.	550		sa	n-butan	30,1

# Tab. 2.1: Prikaz referentnih članaka

D. Bišćan Doktorska disertacija: Optimizacija korištenja srednjotemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa

liquid natural gas as heat sink	Invernizzi		regeneratoro		
			m		
				iso-Butane	12,45
				R236ea	12,77
Effect of dry hydrocarbons and critical			sa	C5F12	13,12
point temperature on the efficiencies of	Isam H. Aljundi	150-300	regeneratoro	n-Butane	13,01
organic Rankine cycle			m	R245fa	13,01
				neo-Pentan	13,36
				RC318	11,82
				n-Butane	14,8
	Ngoc Anh Lai, Martin Wendland, Johann Fischer			n-Pentan	18,5
				ciklopentan	20,2
				MM	20,9
			sa	toluen	22,6
Working fluids for high-temperature		250-300	regeneratoro	MD2M	22,9
organic Rankine cycles		230-300	m	p-Xylen	23,2
				m-Xylen	23,2
				etilbenzen	23,2
				MD3M	23,1
				o-Xylen	23,3
				butibenzen	23,9
				n-pentan	13,9
Process integration of organic Banking	Nishith B. Desai, Santanu		sa	Benzen	14,3
cycla	Bandyonadhyay	200	regeneratoro	n-butan	12,6
Cycle	Danuyopauriyay		m	n-hexan	14,4
				Isobutan	11,5

D. Bišćan Doktorska disertacija: Optimizacija korištenja srednjotemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa

					Isohexan	14,3
					Isopentane	13,8
					n-perfluropentane	12,9
					R113	14,1
					R123	13,4
					R141b	13,7
					R236ea	12,2
					R245ca	13,3
					R245fa	12,7
					R365mfc	13,8
					Toluene	14,6
Thermodynamic optimization of organic					n-heptan	26.84
					toluen	27.87
Rankine cycles at several condensing		405	05	Sa	etilbenzen	27.66
recovery in a natural gas compressor	I Saavedra, J C Bruno, A Coronas	405	35 regenera m	regeneratoro	pentafluorobenzen	25.57
				m	MM	25.13
station					voda	24.30
		1	1	1		1

Analiza rekuperacije otpadne topline iz plinske turbine snage 100kW [30] prikazuje mogućnost primjene ORC sustava snage 45kWe i 30 kWt kojim se povećava postojeća električna korisnost od 30% na 40% a koristi esa-metil-disiloksane kao radni fluid. U [31] dana je analiza rekuperacije otpadne topline iz plinske turbine snage do 200kW. Vrši se usporedba perfomansi ORC sustava primjenom R123, propana, n-butana, i-butana sa konvencionalnim Rankine sustavom. Također je dana analiza regulacije snage koja favorizira regulaciju promjenjivim brojem okretaja. U [32] prikazan je sustav za rekuperaciju otpadne topline iz plinske kompresorske stanice nazivne snage 7MW sa faktorom raspoloživosti od 95% koji ostvaruje godišnje uštede od 40.000 tona CO<sub>2</sub> i proizvodi struju po cijeni od \$30/MWh. U [50] razrađuje se primjena ORC postrojenja u spojnim procesima srednje i velike snage sa naglaskom na visokoučinkovite rekuperacijske plinske turbine s razmjerno nižim izlaznim temperaturama od onih koji se sreću u konvencionalnim spojnim procesima. Razmatra se primjena radnih fluida: R113, R245, izobutana, toluena, cikloheksana i izopentana. Članak [51] donosi razmatranja referentnih ORC procesa i njihove prednosti nad konvencionalnim Rankine-ovim procesima. Nadalje, razrađuju se mogućnosti primjene regeneracije i oduzimanja iz turbine u svrhu povećanja korisnosti procesa. Analizira se primjena šesnaest različitih radnih fluida kako u referentnim tako i u modificiranim procesnim konfiguracijama. Predložena je metoda za primjenu i optimizaciju ORC procesa u kogeneracijskom postrojenju.

U [33] navodi se primjer rekuperacije otpadne topline iz stacionarnog dizelskog motora Wärtsilä 18V46 (loženog tekućim biogorivom) primjenom ORC sustava sa međukrugom termalnog ulja. ORC sustav razvija snagu 1,3MWe čime povećava ukupnu električnu snagu elektrane za 8%. U [34] dana je analiza rekuperacije otpadne topline iz stacionarnog srednjohodnog, 12-cilindričnog, 4-taktnog motora loženog prirodnim plinom primjenom ORC sustava. Vrši se usporedba primjene benzena, R11 i R134a kao radnih fluida u konfiguracijama sa regeneratorom i bez regeneratora. U [35] dana je analiza rekuperacije otpadne topline primjenom ORC sustava na primjeru eksperimentalnog 1-cilindričnog, 4-taktnog dizelskog motora . U [36] je dana termodinamička usporedba rekuperacije topline iz dizelskih motora primjenom ORC i Kalina procesa.

Više radova [37]-[47] bavi se značajkama radnog fluida u ORC-u, izborom optimalnog radnog fluida te njegovim utjecajem na korisnost i performanse procesa.

Izbor radnog fluida od ključne je važnosti za srednjotemperaturne Rankine-ove procese. Upravo zbog niske temperature, nedjelotvoran prijelaz topline vrlo je štetan. Ove nedjelotvornosti uvelike ovise o termodinamičkim karakteristikama fluida i radnim uvjetima.

Energetski i ekonomski aspekti ORC postrojenja u različitim aplikacijama dani su u [48]. Rad opisuje značaj primjene ORC-a u decentraliziranim kogeneracijskim postrojenjima manjih snaga (nekoliko kW do 1MW), navodi se primjena ORC-a u postrojenjima loženima biomasom, geotermalnim postrojenjima, solarnim desalinizacijskim postrojenjima, bioplinskim te mikrokogeneracijskim postrojenjima. U [49] dana je termodinamička analiza ORC procesa sa više krugova radnog fluida. Proces je baziran na R123 kao radnom fluidu, a koristi se za iskorištavanje izvora otpadne topline. Za tu svrhu predložena je posebna izvedba turbinskog lopatičja pri čemu u svakoj turbinskoj sekciji radni fluid ekspandira u različitom opsegu tlakova.

Grupa članaka [52]-[60] posvećena je analizi, optimizaciji, te modeliranju i simulaciji ORC procesa za iskorištavanje otpadne topline različitog temperaturnog nivoa.

U [61] provedena je numerička simulacija i dani su eksperimentalni rezultati ORC postrojenja koje koristi R123 kao radni fluid. Mogućnosti optimizacije korisnosti natkritičnog ORC procesa dane su u [62].

U [64] i [65] prikazano je modeliranje i eksperimentalna analiza ORC procesa u kome se tok radnog fluida kroz turbinu rastavlja na sljedeće korake: adijabatski pad tlaka ulazne struje, izobarno hlađenje ulazne struje, adijabatska ekspanzija do unutarnjeg tlaka, adijabatska ekspanzija kod konstantnog volumena, adijabatsko miješanje ulazne i izlazne struje te izobarno hlađenje ili zagrijavanje izlazne struje.

Energetska bilanca i potencijal otpadne topline u procesu proizvodnje cementa dani su u [66]. U [67] dan je opis prvog instaliranog ORC sustava za rekuperaciju otpadne topline iz procesa proizvodnje cementa u Heidelberger Zement AG. Sustav razvija snagu 1.300 kWe i proizvodi električnu energiju koja odgovara 10% ukupne potrošnje električne energije i ostvaruje godišnju uštedu CO<sub>2</sub> emisija u iznosu od 7.000 tona. Članak [63] donosi eksergetsku analizu i parametarsku optimizaciju različitih kogeneracijskih postrojenja u cementnoj industriji. U dosadašnjim razmatranjima ORC-a za korištenje otpadne topline naglasak je pretežno bio na izboru optimalnog radnog fluida (od nekoliko unaprijed zadanih) uz unaprijed zadanu konfiguraciju ili je vršena usporedba nekoliko unaprijed zadanih konfiguracija uz primjenu jedne vrste unaprijed zadanog fluida.

# 2.2 Primjeri primjene

Glavni proizvođači opreme za ORC postrojenja dani su u Tab. 2.2. S obzirom na broj instaliranih jedinica među navedenim proizvođačima dominiraju ORMAT i Turboden. Pri tom je u Europi dominantan talijanski proizvođač Turboden dok je ORMAT dominantan na prostoru Sjeverne Amerike.

			Temperatura	
Broizvođoč	El. Snaga	Električna	dovođenja	Dodni fluid
FIOIZVOUAC	[kW]	korisnost	topline radnom	
			fluidu	
Ormat	200–7500	-	150-300 <i>°</i> C	n-pentan
Turboden s r l	300-2000	16_18%	100-300 %	Oktametiltrisiloksan,
rubbuen s.r.i.	300-2000	10-1076	100-300 0	Solkatherm
	50 2000	0.010/	120.250.00	GL160
	50-2000	9-2170	120-350 C	(GMK-ov patent)
Köhler und				
Ziegler Anlage-	70–200	11%	100 <i>°</i> C	Hidrokarbonati
ntechnik GmbH				
Ergion GmbH	4–300	13-16%	120–300 <i>°</i> C	Voda sa aditivima
Adoratec GmbH	300 -1750	15-18%	300 <i>°</i> C	OMTS
WSK Energie und				
Umwelttechnik	52 -65	~16,3%		
GmbH				

Tab. 2.2: Popis glavnih proizvođača ORC postrojenja

Od interesa za ovaj rad su ORC postrojenja za potrebe iskorištavanja otpadne topline. Popis tih postrojenja proizvođača ORMAT i Turboden dan je u Tab. 2.3.

Postrojenje	Nazivna el. snaga [MW]	God. izgradnje	Proizvođač
OREG I, South & North Dakota	22	2006	ORMAT
Roeselare, Belgium	3	2008	Turboden
Radenthein, Austria	0,5	2009	Turboden
Visano, Italy	0,5	2009	Turboden
OREG II, North Dakota,	22	2009	ORMAT
Minnesota&Montana	22	2009	ONWAT
OREG IV, Colorado	3,5	2009	ORMAT
Pisticci, Italy	1,5	2010	Turboden
Pisticci Scalo, Italy	4	u izgradnji	Turboden
Ait Baha, Maroco	1,5	u izgradnji	Turboden
Cunesco, Italy	1,3	u izgradnji	Turboden
Rosetown, Canada	0,95	u izgradnji	Turboden
OREG III – GRE, Minnesota	5,5	u izgradnji	ORMAT

Tab. 2.3:Prealed instaliranih ORC	postroieni	a na ot	badnu to	plinu
				PC

SI. 2.1 prikazuje ORC modul sa turbinom, generatorom, ekonomajzerom, isparivačem, kondenzatorom, regeneratorom, spojnim cjevovodima i pumpom montiran na temeljnu ploču i postavljen na transportno vozilo.



Sl. 2.1: Primjer izvedbe ORC modula

# 3. Metodologija istraživanja

#### 3.1 Kriteriji prihvatljivosti fluida

U ovom poglavlju definiraju se relevantni kriteriji kako bi se širok spektar od 105 fluida preuzeta iz [23] suzio na tehnički prihvatljive fluide koji se uvode u optimizaciju. Za analizu prihvatljivosti radnih fluida za primjenu u ORC procesu za rekuperaciju otpadne topline iz agregata navedenih u točki 1.2.1 i 1.2.2 definiraju se sljedeći kriteriji prihvatljivosti odnosno rubni uvjeti:

- Termodinamički kriterij •
- Sigurnosna prihvatljivost fluida s obzirom na Risk-fraze •
- 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 fluida •
- Maksimalni tlakovi isparivanja •

Cjeloviti tok predizbora fluida dan je u SI. 3.1. Crtkani pravokutnik označava opći dio predizbora fluida koji ne ovisi o temperaturi dovođenja topline odnosno o tipu agregata. Nakon provedenog općeg dijela predizbora fluida učitavaju se temperature i protočne količine dimnih plinova za pojedini grupu agregata i analizira se prihvatljivost radnih fluida s obzirom na temperaturu samozapaljenja.



Sl. 3.1: Dijagram toka za predizbor fluida

Temeljem kriterija kr\_1 eliminiraju se fluidi: argon, CO<sub>2</sub>, CO, etan, etilen, kripton, flour, kisik, nf3, metan, neon, NO<sub>2</sub>, sf6, dušik, r13, r14, r23, r116, r41, ksenon, vodik, ortovodik, paravodik, helij, d2, mstearat.

Temeljem kriterija kr\_2 eliminiraju se fluidi: R161, r1234yf, r1234ze, dmc, clcc6, mm, ciklopentan, R245ca, r365mfc, r142b, r12, t2buten, toluen, SO<sub>2</sub>, propin, propen,

propan, pentan, oktan, neopentan, metanol, ipentan, iheksan, ibutene, isobutan,  $H_2S$ , heksan, heptan, etanol, dme, ciklopropan, cikloheksan, c2butene, COS, 1butene, butene, benzen, amonijak, acetone.

Temeljem kriterija kr\_3 eliminiraju se fluidi: teška voda, c5f12, c4f10, r11, r12, r13, r113, r114, r115, r125, r142b, r143a, r227ea, r236fa.

Temeljem kriterija kr\_4 eliminiraju se fluidi: acetone, argon, 1butene, CO, cycloheksan, cikclopropan, decane, dme ,c12, ethane, ethanol, nf3 , heptan, heksane, H<sub>2</sub>S, isobutan, c12, ibuten, ipentan, methanol, iheksan, kripton, methan, neopentan, neon, dušik ,N<sub>2</sub>O, nonan, oktan, pentan, propan, propilen, propin, c5f12, SO<sub>2</sub> ,sf6, ksenon, cf3i, t2buten, r11, r21, r115, r124, r245ca, r143a, r152a, r227ea, r236fa, r245fa, rc318, ciklopentan, d4, d5, d6, mm, md2m, md3m, md4m, mdm, mlinolea, mlinolen, moleate, mpalmita, mstearat, c1, cc6, dmc, orthovodik, c3cc6, r1234yf , r1234ze, r161, helij.

Temeljem kriterija kr\_5 eliminiraju se fluidi: argon, 1butene, cyclohex, COS, c2butene, decane, dme, ethanol, heptan ,heksan, H<sub>2</sub>S, iheksan, kripton, neon, dušik, nf3, oktan, kisik, c5f12, pentane, SO<sub>2</sub>, sf6, t2butene, cf3i, ksenon, r13, r41, r115, r124, r143a, r227ea, r236fa, rc318, r236ea, r245ca, cikclopentan, d5, mm, md2m, mlinolen, mlinolea , moleate, mpalmita, mstearat, c1cc6, md4m, orthovodik, c3cc6, helij.

Temeljem kriterija kr\_6 eliminiraju se fluidi: argon, COS ,c2buten, cikloheksan ,c12, heptan, H<sub>2</sub>S heksan, iheksan, kripton, neon, dušik, nf3, nonan, oktane, npentan, c5f12, SO<sub>2</sub>, sf6, t2butene,cf3i, ksenon, r13, r41, r115, r124, r143a, r227ea, r236fa, rc318, r236ea, r245ca, mm, md4m, mlinolea, mlinolen, moleate, mpalmita, mstearat, c1cc6, orthovodik, c3cc6, helij.

# 3.1.1 Temperaturni raspon fluida u kružnom procesu

#### 3.1.1.1 Gornja granična temperatura

S obzirom na temperaturu dovođenja topline i raspon temperatura u kojem se pojedini organski fluid može tehnički primijeniti, potrebno je definirati rubne uvjete za maksimalnu temperaturu radnog fluida u kružnom procesu poštujući zakonitosti prijenosa topline i energetske pretvorbe u turbini. Prije svega nužno je ograničiti maksimalnu temperaturu radnog fluida s obzirom na najnižu temperaturu dovođenja topline odnosno najnižu temperaturu izlaznih dimnih plinova iz dotične grupe agregata (plinske turbine ili stacionarni dizelski motori) umanjivanjem za minimalnu temperaturnu razliku nužnu za prijelaz topline prema (3.1-1).

$$t_{radnogfluida,max} \le t_{g,min} - 5 \tag{3.1-1}$$

Nadalje, nužno je osigurati da temperatura radnog fluida bude niža od temperature fluida kod koje bi nastupila razgradnja odnosno raspadanje. S obzirom da se prema [23] ove temperature nalaze ispod graničnih temperatura s obzirom na jednadžbe stanja fluida [23], kao maksimalne temperature fluida usvajaju se granične temperature s obzirom na jednadžbe stanja fluida prema (3.1-2).

$$t_{radnogfluida,max} \le t_{JS,max} - 5 \tag{3.1-2}$$

Nadalje, nužno je izbjeći premali entalpijski odnosno temperaturni pad u turbini radi čega se uvodi kriterij (3.1-3).

$$t_{radpoolluida krit} \ge t_{kopd} + 50^{\circ}C \tag{3.1-3}$$

Drugim riječima, fluidi kod kojih je razlika temperature kritične točke i temperature kondenzacije manja od 50 °C neće se razmatrati. Ovim uvjetom također su eliminirani fluidi kojima je temperatura kritične točke niže od okolišne temperature ili leži u negativnom području pa su stoga neprihvatljivi za energetske procese.

#### 3.1.1.2 Donja granična temperatura

Najniža temperatura koju dostiže fluid u kružnom procesu je temperatura kondenzacije. Ovisno o podneblju može se koristiti vodom ili zrakom hlađeni kondenzator. Prednosti vodeno hlađenog kondenzatora su niže temperature rashladnog medija i bolji koeficijent prolaza topline u odnosu na zrakom hlađeni. Pretpostavlja se fiksna ulazna temperatura vode od 20 °C. Dijagram na SI. 3.2 prikazuje usvojene vrijednosti porasta temperature rashladne vode i minimalne temperaturne razlike između rashladne vode na izlazu iz kondenzatora i temperature kondenzirajuće pare. Iz ovih pretpostavki slijedi temperatura kondenzacije od 30 °C.



Sl. 3.2: T-Q dijagram procesa u vodom hlađenom kondenzatoru

#### 3.1.1.3 Donji granični tlak

Za svaki radni fluid računa se tlak kondenzacije za izabranu temperaturu kondenzacije. Ako je izračunata vrijednost tlaka kondenzacije manja od 0,02 bar postavlja se vrijednost tlaka kondenzacije na 0,02 bar te se shodno tome korigira temperatura kondenzacije. Ovo ograničenje se uvodi zbog pretpostavke da vakuumske pumpe u tehničkoj primjeni ne mogu postići niži tlak od 0,02 bar.

#### 3.1.2 Prihvatljivost fluida s obzirom na Risk-fraze

Kao kriterij prihvatljivosti za radne fluide u ORC procesu usvaja se kriterij prihvatljivosti definiran evropskim pravilniku o tlačnoj opremi [68]. Temeljem tog pravilnika u postrojenjima sa tlačnom opremom ne smiju se koristiti opasni fluidi koji imaju neko od sljedećih svojstava:

- eksplozivni
- ekstremno zapaljivi
- visoko zapaljivi
- zapaljivi
- vrlo toksični
- toksični
- oksidirajući
Općenito, opasnim fluidom smatra se fluid ili tvar za koji vrijedi [69]. U [70], [71] definirana je klasifikacija opasnih fluida primjenom sigurnosnih obrazaca za pojedini fluid (engl. material safety data sheet - MSDS) temeljem *Risk-fraza* koje karakteriziraju pojedini fluid. Slijedom značajki pojedinih *Risk-fraza* i kriterija definiranog u [68] možemo zaključiti da potencijalni radni fluidi u ORC postrojenju ne smiju sadržavati sljedeće *Risk-fraze*: R-2, R-3, R-7, R-8, R-9, R-11, R-12, R-15, R-17, R-23, R-24, R-25, R-26, R-27, R-28, R-39, R-48.

Popis i opis svih *Risk-fraza* [72] kao i njihova prihvatljivost za ORC proces [68] dana je u Tab. 3.1.

Risk-	Notiv	Prihvatljiv za
fraza	INdZIV	ORC proces
R-1	Eksplozivan u suhom stanju	Da
Вр	Opasnost od eksplozije prilikom udara, trenja, vatre ili drugih	No
n-2	zapaljivih izvora	ne
<b>B</b> _3	Velika opasnost od eksplozije prilikom udara, trenja, vatre ili	Ne
11-5	drugih zapaljivih izvora	INC.
R-4	Oblici veoma osjetljivi na eksplozivne metalne spojeve	Da
R-5	Grijanje može uzrokovati eksploziju	Da
R-6	Eksplozivni u dodiru ili bez dodira sa zrakom	Da
R-7	Može uzrokovati požar	Ne
Ро	U kontaktu sa zapaljivim materijalom može uzrokovati	No
11-0	eksploziju	INC.
R-9	Eksplozivan u smjesi sa zapaljivim materijalom	Ne
R-10	Zapaljiv	Da
R-11	Veoma zapaljiv	Ne
R-12	Ekstremno zapaljiv	Ne
R-13	Ekstremno zapaljivi ukapljeni plinovi	Da
R-14	Agresivno reagira u dodiru s vodom	Da
R-15	U dodiru s vodom oslobađa lako zapaljive plinove	Ne
R-16	Eksplozivan u smjesi s oksidirajućim tvarima	Da
R-17	Spontano zapaljiv u zraku	Ne
R-18	U upotrebi, mogu stvarati zapaljive ili eksplozivne mješavine	Da

Tab. 3.1: Risk-fraze i njihova prihvatljivost za ORC proces [70], [71]

	para-zrak	
R-19	Mogu stvoriti eksplozivne perokside	Da
R-20	Štetno ako se udiše	Da
R-21	Štetno u dodiru s kožom	Da
R-22	Štetno ako se proguta	Da
R-23	Otrovno ako se udiše	Ne
R-24	Otrovno u dodiru s kožom	Ne
R-25	Otrovno ako se proguta	Ne
R-26	Vrlo otrovno ako se udiše	Ne
R-27	Vrlo otrovno u dodiru s kožom	Ne
R-28	Vrlo otrovno ako se proguta	Ne
R-29	U dodiru s vodom oslobađa se otrovan plin	Da
R-30	Tokom upotrebe može postati jako zapaljiv	Da
R-31	U dodiru s kiselinama oslobađa otrovne plinove	Da
R-32	U dodiru s kiselinama oslobađa vrlo otrovne plinove	Da
R-33	Opasnost od kumulativnih djelovanja	Da
R-34	Uzrokuje opekline	Da
R-35	Uzrokuje teške opekline	Da
R-36	Nadražuje oči	Da
R-37	Nadražuje dišni sustav	Da
R-38	Nadražuje kožu	Da
R-39	Opasnost od vrlo teških neprolaznih učinaka	Ne
R-40	Sumnja se na kancerogeno djelovanje	Da
R-41	Opasnost od ozbiljnih oštećenja očiju	Da
R-42	Udisanjem može izazvati preosjetljivost	Da
R-43	Pri dodiru s kožom može izazvati preosjetljivost	Da
R-44	Opasnost od eksplozije ako se grije u zatvorenom	Da
R-45	Može izazvati rak	Da
R-46	Može izazvati nasljedna genetska oštećenja	Da
R-47	Može izazvati urođene mane	Da
R-48	Opasnost od ozbiljnih zdravstvenih problema uslijed	Ne
	dugotrajnog izlaganja	
R-49	Može izazvati rak ako se udiše	Da
R-50	Vrlo otrovno za vodene organizme	Da

R-51	Otrovno za vodene organizme	Da
R-52	Štetno za vodene organizme	Da
R-53	Može izazvati dugotrajne štetne posljedice u vodenom okolišu	Da
R-54	Otrovno za floru	Da
R-55	Otrovno za faunu	Da
R-56	Otrovno za organizme tla	Da
R-57	Otrovno za pčele	Da
R-58	Može izazvati dugotrajno štetno djelovanje na okoliš	Da
R-59	Opasno za ozonski sloj	Da
R-60	Može smanjiti plodnost	Da
R-61	Može štetno djelovati na fetus	Da
R-62	Moguća opasnost od oštećenja fetusa	Da
R-63	Moguća štetna opasnost od djelovanja na fetus	Da
R-64	Može štetno djelovati na dojenje djece	Da
R-65	Štetno, može izazvati oštećenje pluća ako se proguta	Da
R-66	Učestalo izlaganje može prouzročiti sušenje ili pucanje kože	Da
R-67	Pare mogu uzrokovati pospanost i omamljenost	Da
R-68	Moguća opasnost od neprolaznih učinaka	Da

#### 3.1.3 Utjecaj fluida na efekt globalnog zatopljenja

Radi lakšeg mjerenja utjecaja emisija i trgovine emisijama međunarodno je dogovoreno da se utjecaj svakog stakleničkog plina izrazi kao ekvivalent ugljikovog dioksida koji se dobije množenjem mase dotičnog stakleničkog plina s pridruženim potencijalom globalnog zatopljenja (GWP) prema jednadžbi (3.1-6).

$$GWP_{i} = \sum_{i} GWP_{a,i} \cdot m_{i} \qquad [kg_{CO_{2}, ekv}] \qquad (3.1-6)$$

U (3.1-6) [73] *GWP*<sub>i</sub> označava indikator klimatskih promjena,  $GWP_{a,i} = \frac{[kg_{CO_2,ekv}]}{[kg]}$ 

označava potencijal globalnog zatopljenja za tvar *i* kroz period od *a* godina, dok *m<sub>i</sub>* [kg] označava količinu emitirane tvari *i*.

GWP je definiran kao omjer učinkovitosti apsorbiranja Sunčevog infracrvenog zračenja 1 kg određenog stakleničkog plina u točno određenom vremenskom razdoblju i učinkovitosti apsorbiranja sunčevog infracrvenog zračenja 1 kg CO<sub>2</sub> u

istom tom vremenskom razdoblju. GWP se izračunava za točno određeno vremensko razdoblje (najčešće 20, 100 i 500 godina), koje se obavezno navodi prilikom prikazivanja vrijednosti GWP-a prema Tab. 3.2.

Plin	Atmosferski vijek trajanja (godine)	GWP (20 godina)	GWP (100 godina)
CO <sub>2</sub>	5-200	1	1
CH <sub>4</sub>	12	72	25
N <sub>2</sub> O	114	289	298
CCl₃F	45	6730	4750
CHF₃	270	12000	14800
SF <sub>6</sub>	3200	16300	22800

Tab. 3.2: GWP vrijednosti nekih plinova

Podaci o GWP vrijednostima za razmatrane fluide preuzeti su iz [74]. Postavlja se kriterij da su fluidi sa GWP(20) indikatorom manjim od 2000 prihvatljivi za ORC proces.

## 3.1.4 Utjecaj fluida na trošenje ozonskog sloja

Pod pojmom trošenja stratosferskog ozona podrazumijevamo stanjivanje stratosferskog ozonskog omotača, kao rezultat antropogenih emisija. Uslijed toga, veći dio sunčevog UV-B zračenja dopire do Zemljine površine što ima potencijalno štetan utjecaj na zdravlje ljudi, zdravlje životinja, kopnenih i vodenih ekosustava, biokemijskih ciklusa i materijala. Trošenje stratosferskog ozona tako negativno utječe na zdravlje ljudi, okoliš i prirodne resurse. [73]

Potencijal trošenja ozonskog sloja koristi se kao faktor karakterizacije za procjenu i objedinjavanje intervencija za utjecajnu kategoriju trošenja stratosferskog ozona a računa se prema (3.1-8) [73].

$$ODP_{i} = \sum_{i} ODP_{\infty,i} \cdot m_{i}$$
 [kg<sub>R11,ekv</sub>] (3.1-8)

U (3.1-8) [73] *ODP*<sup>*i*</sup> označava indikator trošenja ozonskog sloja,  $ODP_{\infty,i} \frac{[kg_{R11,ekv}]}{[kg]}$ 

označava potencijal trošenja ozonskog sloja stacionarnog stanja za tvar *i*, dok *m*<sub>i</sub> [kg] označava količinu emitirane tvari *i*.

Podaci o ODP vrijednostima za razmatrane fluide preuzeti su iz [75]. Montrealskim protokolom [76] zabranjena je proizvodnja i upotreba tvari koje štetno djeluju na ozonski sloj. Za kloroflorougljike (R11, R12, R113, R114, R115), halone (halon 1211, halon 1301 i halon 2402), ostale potpune halogene (R13, R111, R112, R211, R212, R213, R214, R215, R216, R217), te za karbon tetrakloride potpuno je zabranjena proizvodnja i primjena od 2010. Za metil kloroforme i metil bromide potpuno je zabranjena primjena od 2015., dok su bromofluorougljikovodici u potpunosti zabranjeni od 1996 i bromokloridmetani od 2002. Potpuna zabrana proizvodnje i upotrebe kloroflorougljikovodika slijedi 2040 pa se postavlja kriterij da su prihvatljivi za ORC proces.

# 3.1.5 Temperatura samozapaljenja

Temperatura samozapaljenja definirana je kao najniža temperatura potrebna da započne ili uzrokuje samoodrživo izgaranje neke tvari u odsutnosti iskre ili plamena. Vrijednosti temperatura samozapaljenja mogu ponešto varirati i ovise o upotrijebljenoj testnoj metodi [77].

Temperaturu samozapaljenja valja razlikovati od temperature paljenja koja je definirana kao najniža temperatura na kojoj para tekućine ili hlapljive čvrste tvari stvara zapaljivu smjesu sa zrakom. Pri temperaturi paljenja pare blizu površine tekućine zapale se kada se izlože plamenu.

U Tab. 3.3 navedene su temperatura samozapaljenja nekih organskih fluida. Prema dijagramu toka prikazanom na SI. 3.1, fluidi čija temperatura samozapaljenja je niža od najviše temperature izlaznih dimnih plinova određene grupe agregata eliminiraju se. Iz toga možemo zaključiti da će analiza prihvatljivosti s obzirom na temperaturu samozapaljenja rezultirati grupama fluida koje će se razlikovati za plinske turbine i za stacionarne dizelske motore.

Naziv fluida	Kemijska formula	$t_{samozapaljenja}$ [°C]
propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	465
amonijak	NH <sub>3</sub>	651
benzen	$C_6H_6$	498
n-butan	$C_4H_{10}$	560

Tab. 3.3: Temperature samozapaljenja [78]

1-buten	$C_4H_8$	384
karbonil sulfid	COS	90
cis-2-butene	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	325
heksen	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	245
dekan	$C_{10}H_{22}$	210
dodekan	$C_{12}H_{26}$	200
etanol	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	365
heptan	$C_7H_{16}$	204
heksan	$C_6H_{14}$	224
sumporovodik	H <sub>2</sub> S	300
2-metilpropan	$C_4H_{10}$	462
isubuten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	465
2-metilpentan	$C_6H_{14}$	306
2-metilbutan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	420
metanol	CH₄O	455
neopentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	450
nonan	C <sub>9</sub> H <sub>20</sub>	205
oktan	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	220
pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	285
propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	470
propen	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	455
propin	$C_3H_4$	458
toluen	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	535
trans-buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	324
R11	CCl₃F	400
R21	CHCl <sub>2</sub> F	552
R22	CHCIF <sub>2</sub>	632
R113	$C_2Cl_2F_3$	770
R114	$C_2Cl_2F_4$	593
R123	$C_2HCI_2F_3$	770
R245fa	$C_3H_2F_5$	412

### 3.1.6 Maksimalni radni tlakovi

Nakon eliminacije fluida čija je temperatura samozapaljenja niža od najviše temperature izlaznih dimnih plinova određene grupe agregata, nužno je provjeriti koje maksimalne tlakove isparivanja fluidi mogu ostvariti s obzirom na temperaturu dovođenja topline te u odnosu na graničnu temperaturu fluida prema jednadžbi stanja. Kako bi osigurali da vrijednosti tlakova leže u području tehničke primjenjivosti fluida, te da zadovoljavaju kriterije minimalne temperaturne razlike nužne za prijelaz topline, nužno je definirati rubne uvjete za sve predvidive raspone vrijednosti temperatura u kružnom procesu. Maksimalne vrijednosti radnih tlakova s obzirom na kemijska svojstva fluida ne predstavljaju ograničenje jer granične vrijednosti tlakova svih fluida [23] leže iznad 200 bar. S obzirom na međusobni odnos vrijednosti temperature dimnih plinova, kritične temperature fluida i granične temperature fluida prema jednadžbi stanja, moguća su sljedeća tri slučaja:

$$t_g < t_{radnogfluida,krit} \Longrightarrow t_{max} = t_g - 10, p_{max} = p_{zas(t_g - 20)}$$
(3.1-9)

$$t_{radnogfluida,krit} < t_g < t_{radnogfluida,max} \Longrightarrow t_{max} = t_g - 5, p_{max} = p_{zas(s_{radnogfluida,krit},t_{max})}$$
(3.1-10)

$$t_{g} > t_{radnogfluida,max} \Longrightarrow t_{max} = t_{radnogfluida,max} - 5, p_{max} = p_{zas(s_{radnogfluida,krit},t_{max})}$$
(3.1-11)

Kako bi izbjegli previsoke natkritične tlakove koji nisu prikladni za opremu korištenu u procesima maksimalne vrijednosti radnih tlakova ograničene su u ORC matematičkom modelu na 200 bar.

### 3.2 Predizabrani fluidi

Slijedom dijagrama toka prikazanog na Sl. 3.1 proveden je opći dio predizbora fluida koji obuhvaća analizu prihvatljivosti fluida s obzirom na termodinamički kriterij, Riskfraze, GWP i ODP. Prihvatljivost fluida u procesu rekuperacije otpadne topline iz određenog agregata ovisi o temperaturi dovođenja topline odnosno o temperaturi izlaznih dimnih plinova iz određenog agregata. Na temelju iznosa temperature dovođenja topline i svojstava pojedinog fluida vrši se konačan predizbor fluida s obzirom na temperaturu samozapaljenja fluida. U Tab. 3.4 prikazani su predizabrani fluidi prikladni za rekuperaciju otpadne topline iz plinskih turbina, u Tab. 3.5 predizabrani fluidi prikladni za rekuperaciju otpadne topline iz stacionarnih dizelskih motora, a u Tab. 3.6 predizabrani fluidi prikladni za rekuperaciju otpadne topline iz procesa proizvodnje cementa sa glavnim svojstvima.

Naziv fluida	Kemijska formula	t <sub>krit</sub> [℃]	p <sub>krit</sub> [bar]	t <sub>max</sub> [⁰C]	p <sub>kond</sub> [bar]	t <sub>kond</sub> [℃]	kut γ	Nagib krivulje suhozasićene pare	
			[]	[ ]	[]	L - ]			
R21	CHCl₂F	178,3	51,81	199,85	2,154	30,0	-3,3	negativan	
R123	C <sub>2</sub> HCl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	183,7	36,62	326,85	1,096	30,0	1,9	izentropski	
R141b	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> Cl <sub>2</sub> F	204,4	42,12	226,85	0,942	30,0	1,6	izentropski	

Tab. 3.4: Predizabrani fluidi za rekuperaciju otpadne topline iz plinskih turbina

Tab. 3.5: Predizabrani fluidi za rekuperaciju otpadne topline iz stacionarnih dizelskih motora

Naziv fluida	Kemiiska formula	tun [°C]	p <sub>krit</sub>	t <sub>max</sub>	p <sub>kond</sub>	t <sub>kond</sub>	kut	Nagih krivulje subozasićene pare
ΝαΣΙν Παίσα	i i i i i i i i i i i i i i i i i i i		[bar]	[°C]	[bar]	[°C]	Y	Nagio Kivuje sunozasieche pare
R21	CHCl <sub>2</sub> F	178,3	51,8	199,9	2,2	30,0	-3,3	izentropski
R123	C <sub>2</sub> HCl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	183,7	36,6	326,9	1,1	30,0	1,9	izentropski
R141b	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> Cl <sub>2</sub> F	204,4	42,1	226,9	0,9	30,0	1,6	izentropski
R245fa	$C_3H_2F_5$	154,0	36,5	166,9	1,8	30,0	3,3	izentropski
mdm	$C_8H_{24}O_2Si_3$	290,9	14,2	399,9	0,0	48,3	15,8	pozitivan

Skraćeni naziv fluida	Kemijska formula	t <sub>krit</sub> [℃]	p <sub>krit</sub> [bar]	t <sub>max</sub> [℃]	p <sub>kond</sub> [bar]	t <sub>kond</sub> [℃]	kut γ [°]	Nagib krivulje suhozasićene pare
R21	CHCl₂F	178.3	51.81	199.85	2.154	30.0	-3.3	negativan
R123	C <sub>2</sub> HCl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	183.7	36.62	326.85	1.096	30.0	1.9	izentropski
R141b	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> Cl <sub>2</sub> F	204.4	42.12	226.85	0.942	30.0	1.6	izentropski
R245fa	$C_3H_2F_5$	154.0	36.51	166.85	1.778	30.0	3.3	pozitivan
d4	C <sub>8</sub> H <sub>24</sub> O <sub>4</sub> Si <sub>4</sub>	313.4	13.32	399.85	0.020	68.6	13.3	pozitivan
mdm	$C_8H_{24}O_2Si_3$	290.9	14.15	399.85	0.020	48.3	15.8	pozitivan

Tab. 3.6: Predizabrani fluidi za rekuperaciju otpadne topline iz procesa proizvodnje cementa

Iz t-s dijagrama fluida prikazanog na SI. 3.3 vidljivo je da fluide d4 i mdm karakteriziraju temperature kritične točke oko 300 °C dok preostala četiri fluida karakteriziraju temperature kritične točke 150-200 °C. Bitno je opaziti da unatoč višim temperaturama kritične točke fluide d4 i mdm karakteriziraju niži tlakovi kritične točke. Razvidan je uži oblik krivulje zasićenja kod fluida d4 i mdm što rezultira manjim latentnim toplinama isparivanja kako pokazuje SI. 3.4.





SI. 3.4: Latentna toplina isparivanja u ovisnosti o tlaku isparivanja

SI. 3.5 i SI. 3.6 prikazuju latentnu toplinu isparivanja u ovisnosti o temperaturi isparivanja te temperaturu isparivanja u ovisnosti o tlaku isparivanja.



SI. 3.5: Latentna toplina isparivanja u ovisnosti o temperaturi isparivanja

Iz SI. 3.6 vidljivo je da se kod istih tlakova isparivanje fluida d4 i mdm odvija kod temperatura oko 100 ℃ viših u odnosu na ostala četiri fluida. Zamjetni su oko tri puta niži kritični tlakovi fluida d4 i mdm u odnosu na ostala četiri fluida.



Sl. 3.6: Temperatura isparivanja u ovisnosti o tlaku isparivanja

## 3.3 Matematički model

Jednadžbe matematičkog modela koje se koriste za proračun i optimizaciju ORC sustava bazirane su na:

• Zakonu očuvanja mase

$$\sum \dot{m}_{ul} = \sum \dot{m}_{izl}$$
(3.3-1)

• Zakonu očuvanja energije

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum m_{izl} h_{izl} - \sum m_{ul} h_{ul}$$
(3.3-2)

• Bilanci eksergije

$$\dot{E}_{Q}^{*} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{izi} e_{izi}^{*} - \sum \dot{m}_{ui} e_{ui}^{*} + \dot{I}$$
(3.3-3)

Gdje  $e^{t}$  označava specifičnu eksergiju, a I eksergetske gubitke.

Uvođenjem sastava plinovitog goriva iz Tab. 1.5 i usvojene vrijednost pretička zraka od 1,1 iz Tab. 1.4 u proračun izgaranja dan u Prilogu 2, dobiva se ovisnost specifične entalpije dimnih plinova o temperaturi prema jednadžbi (3.3-4)

$$h(t) = 1.0968 * t \tag{3.3-4}$$

Radi mogućnosti proračuna temperature iz specifične entalpije dimnih plinova izvedena je inverzna funkcija prema jednadžbi (3.3-5)

$$t(h) = 0.9072 * h \tag{3.3-5}$$

Ukupna toplinska snaga dimnih plinova definirana je jednadžbom:

$$\dot{Q} = mh \tag{3.3-6}$$

Specifična eksergija dimnih plinova definirana je jednadžbom:

$$e^{t} = h - h_{o} - T_{o}(s - s_{o})$$
 (3.3-7)

gdje  $T_0$ ,  $s_0$  i  $h_0$  označavaju apsolutnu temperaturu, specifičnu entropiju i specifičnu entalpiju kod stanja okoliša. Eksergija dimnih plinova u jedinici vremena definirana je jednadžbom:

$$\dot{E}^{*} = \dot{m} \cdot e^{\dot{x}}$$
(3.3-8)

### 3.3.1 Matematički model Rankine-ovog procesa

Shema referentnog Rankine-ovog procesa, na kojoj se temelji matematički model, prikazana je na Sl. 3.7, a T-s i T-Q dijagram referentnog Rankine-ovog procesa prikazani su na Sl. 3.8 i Sl. 3.9.



Sl. 3.7: Shema referentnog Rankine-ovog procesa



Sl. 3.8: T-s dijagram referentnog Rankine-ovog procesa



Sl. 3.9: T-Q dijagram referentnog Rankine-ovog procesa

Prema shemi Rankine-ovog procesa prikazanoj na SI. 3.7 svaka komponenta sustava razmatra se kao zaseban kontrolni volumen te za nju vrijede sljedeće konstitutivne jednadžbe. Veličina tlaka na ulazu u ekonomajzer  $p_{s(5)}$  dana je jednadžbom (3.3-9).

$$p_{s(5)} = p_{s(1)} \cdot \left( 1 + dp_{parovod} + dp_{preg} + dp_{isp} + dp_{eko} \right)$$
(3.3-9)

Kondenzatna pumpa

$$h_{s(7)} = \frac{h_{s(7,i)} - h_{s(8)}}{\eta_{kond,pumpe,i}} + h_{s(8)}$$
(3.3-10)

$$P_{kond,pumpe} = \frac{m_{kondenzata}(h_{s(7)} - h_{s(8)})}{\eta_{kond,pumpe,m}}$$
(3.3-11)

Napojna pumpa

$$h_{s(5)} = \frac{h_{s(5,i)} - h_{s(6)}}{\eta_{napojne, pumpe, i}} + h_{s(6)}$$
(3.3-12)

$$P_{napojne, pumpe} = \frac{m_{nap.vode} (h_{s(5)} - h_{s(6)})}{\eta_{napojne, pumpe, m}}$$
(3.3-13)

Otplinjač

$$m_{nap.vode} = m_{kondenzata} + m_{otpl} \tag{3.3-14}$$

$$m_{kondenzata} \cdot h_{s(7)} = m_{nap.vode} \cdot h_{s(6)} + m_{otpl} \cdot h_{s(10)}$$
 (3.3-15)

### Turbina

$$s_{s(1)} = f(p_{s(1)}, t_{s(1)})$$
 - poziv NIST REFPROP funkcije (3.3-17)

$$s' = f(p_{kond}), s'' = f(p_{kond})$$
 - poziv NIST REFPROP funkcije (3.3-18)

$$h' = f(p_{kond}), h'' = f(p_{kond})$$
 - poziv NIST REFPROP funkcije (3.3-19)

$$\boldsymbol{s}_{\boldsymbol{s}(9i)} = \boldsymbol{s}_{\boldsymbol{s}(1)} \tag{3.3-20}$$

Ako je  $s_{s(g_i)} > s''$  proračun turbine vrši se prema jednadžbama (3.3-21) do (3.3-24):

$$h_{s(9i)} = f(p_{kond}, s_{s9i})$$
(3.3-21)

$$dh_{turbine} = \frac{h_{s(1)} - h_{s(9i)}}{\eta_{turbine}}$$
(3.3-22)

$$h_{s(9)} = h_{s(1)} - dh_{turbine}$$
(3.3-23)

$$s_{s(9)} = f(p_{kond}, h_{s(9)})$$
(3.3-24)

Ako je  $s_{s(g_i)} < s''$  proračun turbine vrši se prema jednadžbama (3.3-25) do (3.3-31):

$$x_{s(9i)} = \frac{s_{s(9i)} - s'}{s'' - s'}$$
(3.3-25)

$$h_{s(9i)} = h' + x_{s(9i)} \cdot (h'' - h')$$
(3.3-26)

$$dh_{turbine} = \frac{h_{s(1)} - h_{s(9i)}}{\eta_{turbine,i}}$$
(3.3-27)

$$h_{s(9)} = h_{s(1)} - dh_{turbine}$$
(3.3-28)

$$x_{s(9)} = \frac{h_{s(9)} - h'}{h'' - h'}$$
(3.3-29)

$$s_{s(g)} = s' + x_{s(g)} \cdot (s'' - s')$$
 (3.3-30)

$$t_{s(9)} = f(p_{kond}, h_{s(9)})$$
(3.3-31)

Električna snaga turbine definirana je jednadžbom (3.3-32).

$$P_{parne,turbine,el} = m_{pare} \cdot dh_{turbine} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el}$$
(3.3-32)

Ekonomajzer

•

$$\dot{Q}_{eko} = \dot{m}_g \cdot (h_{g(4)} - h_{g(5)})$$
 (3.3-33)

$$\dot{Q}_{eko} = \dot{m}_{nap.\,vode} \cdot (h_{s(4)} - h_{s(5)})$$
 (3.3-34)

$$\dot{Q}_{eko} = k_{eko} \cdot A_{eko} \cdot dt_m \tag{3.3-35}$$

Isparivač

$$\mathbf{Q}_{isp} = \mathbf{m}_g \cdot \left( h_{g(2)} - h_{g(4)} \right)$$
(3.3-36)

$$Q_{isp} = m_{pare} \cdot (h_{s(2)} - h_{s(4)})$$
 (3.3-37)

•  
$$Q_{isp} = k_{isp} \cdot A_{isp} \cdot dt_m$$
 (3.3-38)

Pregrijač

$$\dot{Q}_{preg} = \dot{m}_g \cdot (h_{g(1)} - h_{g(2)})$$
 (3.3-40)

$$\dot{Q}_{preg} = \dot{m}_{pare} \cdot \left( h_{s(1)} - h_{s(2)} \right)$$
(3.3-41)

$$\dot{Q}_{preg} = k_{preg} \cdot A_{preg} \cdot dt_m \tag{3.3-42}$$

Kondenzator

$$Q_{kond} = m_{pare} \cdot (h_{s(9)} - h_{s(8)})$$
 (3.3-43)

$$\mathbf{Q}_{kond} = \mathbf{m}_{rv} \cdot \left( \mathbf{h}_{rv,izl} - \mathbf{h}_{rv,ul} \right) \tag{3.3-44}$$

$$Q_{kond} = k_{kond} \cdot A_{kond} \cdot dt_m \tag{3.3-45}$$

Termodinamička korisnost Rankine-ovog procesa definirana je jednadžbom (3.3-46).

$$\eta_{term} = \frac{P_{parne,turbine,el} - P_{napojne,pumpe} - P_{kond,pumpe}}{\stackrel{\bullet}{m_g} \cdot h_{g(1)}} \cdot 100$$
(3.3-46)

Eksergetska korisnost procesa definirana je jednadžbom (3.3-47).

$$\eta_{eks} = \frac{P_{parne,turbine,el} - P_{napojne,pumpe} - P_{kond,pumpe}}{\overset{\bullet}{E_g^*}} \cdot 100$$
(3.3-47)

Gdje je  $\vec{E_g}$  eksergija dimnih plinova u jedinici vremena na ulazu u utilizator prema (3.3-48).

$$\dot{E}_{g}^{\star} = \dot{m}_{g} \cdot \left(h_{g(1)} - h_{g0}\right) - \dot{m}_{g} \cdot T_{0} \cdot \left(c_{\rho,g} \cdot \ln \frac{T_{g(1)}}{T_{0}} - R_{g} \cdot \ln \frac{p_{g(1)}}{p_{0}}\right)$$
(3.3-48)

Gdje  $R_g$  označava plinsku konstantu dimnih plinova, a  $h_{g0}$  specifičnu entalpiju dimnih plinova na temperaturi okoliša. Proračun proizvodne cijene struje, toka novca i roka povrata prikazan je u Prilogu 3.

# 3.3.2 Matematički model ORC procesa

Shema referentnog ORC procesa, na kojoj se temelji matematički model, prikazana je na Sl. 3.10, a T-s i T-Q dijagram referentnog ORC procesa prikazani su na Sl. 3.11 i Sl. 3.12.



Sl. 3.10: Shema referentnog ORC procesa



Sl. 3.11: T-s dijagram referentnog ORC procesa



Sl. 3.12: T-Q dijagram referentnog ORC procesa

Prema shemi ORC sustava prikazanoj na SI. 3.10 svaka komponenta sustava razmatra se kao zaseban kontrolni volumen te za nju vrijede sljedeće konstitutivne jednadžbe. Veličina tlaka na ulazu u utilizator  $p_{s(8)}$ , odnosno na ulazu u regenerator  $p_{s(5)}$  dane su jednadžbama (3.3-49) i (3.3-50).

$$p_{s(8)} = p_{s(1)} \cdot \left(1 + dp_{parovod} + dp_{preg} + dp_{isp} + dp_{eko}\right)$$
(3.3-49)

$$p_{s(5)} = (1 + dp_{regen}) \cdot p_{s(8)}$$
 (3.3-50)

Pumpa

$$h_{s(5)} = \frac{h_{s(5,i)} - h_{s(6)}}{\eta_{pumpe,i}} + h_{s(6)}$$
(3.3-51)

$$P_{pumpe} = \frac{m_{kapljevine} \left( h_{s(5)} - h_{s(6)} \right)}{\eta_{pumpe,m}}$$
(3.3-52)

Minimalna izlazna temperatura pare iz regeneratora dana je jednadžbom (3.3-53):

$$t_{s(10)} = t_{s(5)} + 2 \tag{3.3.53}$$

Turbina

$$h_{s(t)} = f(p_{s(t)}, t_{s(t)})$$
 - poziv NIST REFPROP funkcije (3.3-54)

$$s_{s(t)} = f(p_{s(t)}, t_{s(t)})$$
 - poziv NIST REFPROP funkcije (3.3-55)

$$s' = f(p_{kond}), s'' = f(p_{kond})$$
 - poziv NIST REFPROP funkcije (3.3-56)

$$h' = f(p_{kond}), h'' = f(p_{kond})$$
 - poziv NIST REFPROP funkcije (3.3-57)

$$\boldsymbol{s}_{\boldsymbol{s}(7i)} = \boldsymbol{s}_{\boldsymbol{s}(1)} \tag{3.3-58}$$

Ako je  $s_{s(7)} > s''$  proračun turbine vrši se prema jednadžbama (3.3-58) do (3.3-59):

$$h_{s(7i)} = f(p_{kond}, s_{s7i})$$
 (3.3-59)

$$dh_{turbine} = \frac{h_{s(1)} - h_{s(7i)}}{\eta_{turbine}}$$
(3.3-60)

$$h_{s(7)} = h_{s(1)} - dh_{turbine}$$
 (3.3-61)

$$s_{s(7)} = f(p_{kond}, h_{s(7)})$$
 (3.3-62)

Ako je  $s_{s(7)} < s''$  proračun turbine vrši se prema jednadžbama (3.3-63) do (3.3-64):

$$x_{s(7i)} = \frac{s_{s(7i)} - s'}{s'' - s'}$$
(3.3-63)

$$h_{s(7i)} = h' + x_{s(7i)} \cdot (h'' - h')$$
(3.3-64)

$$dh_{turbine} = \frac{h_{s(i)} - h_{s(7i)}}{\eta_{turbine,i}}$$
(3.3-65)

$$h_{s(7)} = h_{s(1)} - dh_{turbine}$$
 (3.3-66)

$$x_{s(7)} = \frac{h_{s(7)} - h'}{h'' - h'}$$
(3.3-67)

$$s_{s(7)} = s' + x_{s(7)} \cdot (s'' - s')$$
(3.3-68)

$$t_{s(7)} = f(p_{kond}, h_{s(7)})$$
(3.3-69)

Električna snaga turbine definirana je jednadžbom (3.3-70).

$$P_{turbine,el} = \dot{m}_{pare} \cdot dh_{turbine} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el}$$
(3.3-70)

Regenerator

.

$$\dot{m}_{pare} = \dot{m}_{kap|jevine}$$
(3.3-71)

$$\dot{Q}_{regen} = \dot{m}_{pare} \cdot \left( h_{s(7)} - h_{s(10)} \right) \cdot \eta_{regen}$$
(3.3-72)

$$\hat{Q}_{regen} = \hat{m}_{kapljevine} \cdot \left( h_{s(8)} - h_{s(5)} \right)$$
(3.3-73)

$$Q_{regen} = k_{regen} \cdot A_{regen} \cdot dt_m \tag{3.3-74}$$

.

### Utilizator

Primjenom matematičkog modela kojim se utilizator uobičajeno dijeli na ekonomajzer, isparivač i pregrijač (kod nekih fluida) moguć je izračun veličina stanja u zasićenom području samo do 87% vrijednosti kritičnog tlaka. Da bi se omogućio proračun tlakova u blizini kritičnog kao i natkritičnih tlakova izrađen je matematički model utilizatora primjenom metode kontrolnih volumena prema SI. 3.13.



Sl. 3.13: Segmentacija utilizatora na osnovi metode kontrolnih volumena

U tu svrhu, utilizator se dijeli na broj segmenata označen sa *NSEG* gdje za svaki segment vrijede sljedeće jednadžbe.

Početni uvjeti definirani su izrazima danim u (3.3-75):

$$Q(1) = 0; A(1) = 0; dt(1) = tg(1) - ts(1); ts(NSEG) = ts(8)$$
 (3.3-75)

Temperatura na izlazu iz utilizatora definirana je jednadžbom (3.3-75)

$$tg(NSEG) = ts(NSEG) + dt_{kot,izl}$$
(3.3-76)

Entalpija i entropija u svakom segmentu *i* računaju se primjenom pozivnih funkcija NIST REFPROP paketa pri čemu vrijedi:

$$hs(i) = f(ts(i), ps(i)), s(i) = f(ts(i), ps(i))$$
 (3.3-77)

Diferencijal količine topline koju u segmentu *i* dimni plinovi predaju vreloj kapljevini odnosno pari jednak je:

$$d\dot{Q}(i) = \dot{m}_{pare}(hs(i-1) - hs(i))$$
 (3.3-78)

Specifična entalpija dimnih plinova na izlazu iz segmenta *i* jednaka je:

$$hg(i) = hg(i-1) - \frac{d\dot{Q}(i)}{\dot{m}_{dpl}}$$
 (3.3-79)

Količina topline koju u segmentu *i* dimni plinovi predaju vreloj kapljevini odnosno pari jednak je:

$$\dot{Q}(i) = \dot{Q}(i-1) + d\dot{Q}(i)$$
 (3.3-80)

Temperaturna razlika na ulazu dimnih plinova u segmentu *i* jednaka je:

$$dt_{1}(i) = tg(i-1) - ts(i-1)$$
(3.3-81)

Temperaturna razlika na izlazu dimnih plinova iz segmenta *i* jednaka je:

$$dt_{2}(i) = tg(i) - ts(i)$$
 (3.3-82)

Srednja logaritamska temperaturna razlika segmenta *i* jednaka je:

$$dt_{m}(i) = \frac{dt_{1}(i) - dt_{2}(i)}{\ln \frac{dt_{1}(i)}{dt_{2}(i)}}$$
(3.3-83)

Minimalna temperaturna razlika utilizatora jednaka je:

$$dt_{\min} = \min(dt_{m}) \tag{3.3-84}$$

Diferencijal površine segmenta i jednak je:

$$dA(i) = \frac{d\dot{Q}(i)}{k_{sr} \cdot dt_m(i)}$$
(3.3-85)

Gdje  $k_{sr}$  označava srednji koeficijent prolaza topline u utilizatoru. Površina bilo kojeg segmenta i jednaka je:

$$A(i) = A(i-1) + dA(i)$$
(3.3-86)

Protočna količina pare utilizatora dana je sa:

$$\dot{m}_{pare} = \dot{m}_{dpl} \frac{hg(1) - hg(NSEG)}{hs(1) - hs(NSEG)} \eta_{\text{kotla,uk}}$$
(3.3-87)

Ukupna površina utilizatora dana je sa:

$$A_{\nu k} = A(NSEG) \tag{3.3-88}$$

Ukupna izmijenjena toplina u utilizatoru dana je sa:

$$Q_{\mu k} = Q(NSEG) \tag{3.3-89}$$

Kondenzator

$$Q_{kond} = m_{pare} \cdot (h_{s(10)} - h_{s(6)})$$
 (3.3-90)

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{rv} \cdot (h_{rv,izl} - h_{rv,ul})$$
 (3.3-91)

$$\dot{Q}_{kond} = k_{kond} \cdot A_{kond} \cdot dt_m$$
(3.3-92)

Termodinamička korisnost ORC procesa definirana je jednadžbom (3.3-93).

$$\eta_{term} = \frac{P_{ST} - P_{pumpe}}{\stackrel{\bullet}{m_g} \cdot h_{g(1)}} \cdot 100 \tag{3.3-93}$$

Eksergetska korisnost procesa ORC definirana je jednadžbom (3.3-94).

$$\eta_{eks} = \frac{P_{ST} - P_{pumpe}}{\dot{E}_{g}^{\star}} \cdot 100 \tag{3.3-94}$$

Gdje je  $\vec{E_g}$  eksergija dimnih plinova u jedinici vremena na ulazu u utilizator prema (3.3-95).

$$\dot{E}_{g}^{\star} = \dot{m}_{g} \cdot \left(h_{g(1)} - h_{g0}\right) - \dot{m}_{g} \cdot T_{0} \cdot \left(c_{p,g} \cdot \ln \frac{T_{g(1)}}{T_{0}} - R_{g} \cdot \ln \frac{p_{g(1)}}{p_{0}}\right)$$
(3.3-95)

Gdje  $R_g$  označava plinsku konstantu dimnih plinova, a  $h_{g0}$  entalpiju dimnih plinova na temperaturi okoliša. Proračun proizvodne cijene struje, toka novca i roka povrata prikazan je u Prilogu 3.

Veličina	Opis	Vrijednost	Jedinica	Literatura
k <sub>eko</sub>	Koeficijent prolaza topline u ekonomajzeru	23	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	[79]
k <sub>isp</sub>	Koeficijent prolaza topline u isparivaču	36	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	[79]
<i>k<sub>preg</sub></i>	Koeficijent prolaza topline u pregrijaču	65	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	[80]
k <sub>sr</sub>	Srednji koeficijent prolaza topline u utilizatoru	41,3	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	
k <sub>regen</sub>	Koeficijent prolaza topline u regeneratoru	700	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	[81]
K <sub>kond</sub>	Koeficijent prolaza topline u kondenzatoru	1600	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	[81]
<i>dp<sub>eko</sub></i>	Pad tlaka u ekonomajzeru	2	[%]	[44]
dp <sub>isp</sub>	Pad tlaka u isparivaču	2	[%]	[44]
dp <sub>preg</sub>	Pad tlaka u pregrijaču	2	[%]	[44]
dp <sub>regen</sub>	Pad tlaka u regeneratoru	2	[%]	[44]
<i>dp</i> <sub>parovod</sub>	Pad tlaka u parovodu i ulaznoj armaturi	5	[%]	[5]

### Tab. 3.7: Ulazni podaci za proračun rekuperativnog sustava

$\eta_{preg}$	Toplinska iskoristivost pregrijača	1	[%]	[16]
$oldsymbol{\eta}_{isp}$	Toplinska iskoristivost isparivača	1	[%]	[16]
$\eta_{eko}$	Toplinska iskoristivost ekonomajzera	1	[%]	[16]
$\eta_{\textit{kotla,uk}}$	Ukupna toplinska iskoristivost utilizatora	3	[%]	
$oldsymbol{\eta}_{turbine,i}$	Unutarnja korisnost turbine	87	[%]	[44]
$oldsymbol{\eta}_{\textit{turbine},m}$	Mehanička korisnost turbine	98	[%]	[44]
$\eta_{gen}$	Korisnost električnog generatora	97	[%]	[81]
$\pmb{\eta}_{pumpe,i}$	Unutarnja korisnost pumpe	80	[%]	[44]
<b>η</b> <sub>pumpe,m</sub>	Mehanička korisnost pumpe	98	[%]	[44]

# Tab. 3.8: Ulazni podaci za ekonomski proračun rekuperativnog sustava

Veličina	Opis	Vrijednost	Jedinica	Referenca
D	Period amortizacije	20	[godine]	
λοτ	Faktor opterećenja, rekuperacija	70	[%]	[81]
7.67	dimnih plinova plinskih turbina	10	[,0]	[01]
	Faktor opterećenja, rekuperacija			
$\lambda_{SUI}$	dimnih plinova stacionarnih dizelskih	70	[%]	[81]
	motora			
Å	Faktor opterećenja, rekuperacija	73	[%]	[81]
A cement	dimnih plinova cementare	10	[,0]	[01]
$\lambda_{ORC}$	Faktor raspoloživosti ORC sustava	98	[%]	[82]
Crev	Trošak revizije	5	[%]	[83]
n <sub>rev</sub>	Učestalost revizije	10	[godine]	[83]
<b>C</b> <sub>0&amp;m</sub>	Trošak pogona i održavanja	1	[%]	[83]
i	Diskontna stopa	10	[%]	
C <sub>el,prod</sub>	Prodajna cijena struje	4,7	[€/kWh]	[84]

Veličina	Opis	Vrijednost	Jedinica	Referenca
t <sub>kond</sub>	Temperatura kondenzacije	30	[°C]	
PP <sub>min</sub>	Najmanja <i>pinch</i> točka	0.1	[°C]	
t <sub>ok</sub>	Temperatura okoline	20	[°C]	
t <sub>rv,ul</sub>	Temperatura rashladne vode na ulazu u kondenzator	20	[°C]	
t <sub>rv,izl</sub>	Temperatura rashladne vode na izlazu iz kondenzatora	25	[°C]	
p <sub>rv,ul</sub>	Tlak rashladne vode na ulazu u kondenzator	6	[bar]	
<b>p</b> <sub>rv,izl</sub>	Tlak rashladne vode na izlazu iz kondenzatora	5	[bar]	

### 3.4 Modeliranje ORC procesa

U ovom poglavlju vrši se proračun rekuperativnog ORC procesa primjenom razvijenog matematičkog modela za različita stanja dimnih plinova na ulazu u utilizator te za slučajeve primjene različitih predizabranih fluida kod različitih radnih tlakova i temperatura pregrijanja.

Dijagram toka za modeliranje procesa prikazan je na Sl. 3.14.

Razmatraju se temperatura i protočna količina dimnih plinova prve plinske turbine iz Tab. 1.6 (THM 1203-5.6) odnosno prvog stacionarnog dizelskog motora iz Tab. 1.7 (Wärtsilä 9L34SG).



Sl. 3.14: Dijagram toka za modeliranje ORC procesa

# 3.4.1 Položaj pinch točke

Primjenom razvijenog matematičkog modela prikazanog u SI. 3.14 računa se prijenos topline sa dimnih plinova na vodenu paru i uspoređuje se sa ORC procesom sa R21 kao radnim fluidom.



SI. 3.15: Mogući raspon tlakova za pregrijanu paru ( $m_g$ =30 kg/s i  $t_g$ =500 °C )

SI. 3.15 prikazuje temperaturni profil vodene pare koja se zagrijava, ispariva i pregrijava kod različitih tlakova na račun hlađenja dimnih plinova. Pregrijanje kod svakog tlaka je minimalno potrebno za ostvarivanje sadržaja pare na izlazu iz turbine od 85%. Vidljivo je da se minimalna temperaturna razlika između dimnih plinova i radnog fluida (vode) pojavljuje na izlazu dimnih plinova iz isparivača.



SI. 3.16: Mogući raspon tlakova za pregrijanu paru ( $m_g$ =30 kg/s i  $t_g$ =200  $^{\circ}$ C)

SI. 3.16 prikazuje temperaturne profile za slučaj rekuperacije otpadne topline temperature 200 °C posredstvom vodene pare kao radnog fluida. Temperatura pregrijanja kod svakog tlaka je minimalno potrebno za ostvarivanje sadržaja pare na izlazu iz turbine od 85%. Vidljivo je da se minimalna temperaturna razlika između dimnih plinova i radnog fluida pojavljuje na izlazu dimnih plinova iz isparivača. Zamjetne su značajno niže vrijednosti maksimalno mogućih tlakova u odnosu na SI. 3.15.



SI. 3.17: Mogući raspon tlakova za R21( $m_g$ =30 kg/s i  $t_g$ =500 °C)



SI. 3.18: Mogući raspon tlakova za R21( $m_g$ =30 kg/s i  $t_g$ =200 °C )

SI. 3.17 i SI. 3.18 prikazuju temperaturne profile fluida R12 od minimalnog tlaka od 5 bar do 46 bar za različite temperature dovođenja topline. Zbog nižeg položaja kritične točke ( $t_{krit}$ =178,3 °C) položaj *pinch* točke kod temperature dovođenja topline od 500 °C nalazi se na izlazu dimnih plinova iz utilizatora. SI. 3.18 pokazuje da sniženje temperature dovođenja topline uzrokuje pomicanje *pinch* točke do izlaza dimnih plinova iz isparivača.

Možemo zaključiti da se kod primjene vodene pare kao radnog fluida za slučajeve rekuperacije otpadne topline u temperaturnom rasponu od 200-500 °C *pinch* točka pojavljuje na izlazu dimnih plinova iz isparivača. To možemo pripisati nužnosti pregrijanja vodene pare radi postizanja dovoljnog sadržaja pare na izlazu iz turbine. U usporedbi s vodom organske fluide karakteriziraju viši tlakovi isparivanja kod iste temperature (kod temperature od 150 °C tlak isparivanja vode je 5bar a R21 30 bar). Kao posljedica toga *pinch* točka kod viših temperatura nalazi se na izlazu dimnih plinova iz ekonomajzera dok se sniženjem temperature *pinch* točka pomiče prema ulazu dimnih plinova u utilizator.

U matematičkom modelu ORC sustava potrebno je osigurati da temperatura dimnih plinova na izlazu iz ekonomajzera odnosno iz utilizatora bude viša od temperature rosišta sumporovih oksida (kod loženja tekućim gorivom) odnosno viša od temperature rosišta vodene pare sadržane u dimnim plinovima (kod loženja plinovitim gorivom) za vrijednost minimalne temperaturne razlike nužne za prijelaz topline sa dimnih plinova na radni fluid u ekonomajzeru.

# 3.4.2 Utjecaj radnog tlaka

Modeliranje ORC procesa provodi se uvođenjem stanja dimnih plinova prve plinske turbine iz Tab. 1.6 odnosno prvog stacionarnog dizelskog motora iz Tab. 1.7 i predizabranih fluida u MATLAB skriptu temeljenu na algoritmu prikazanom u SI. 3.14. Bitno je istaknuti da se uvodi maksimalno moguća temperatura pregrijanja s obzirom na temperaturu dimnih plinova i maksimalno moguće temperature radnih fluida u kružnom procesu s obzirom na ograničenja jednadžbe stanja fluida [23]. Svrha modeliranja je proračun performansi ORC procesa na širokom rasponu radnih tlakova u slučaju primjene različitih radnih fluida te definicija rubnih uvjeta za optimizaciju. Nakon uvođenja temperature i protočne količine plinske turbine THM 1203-5.6 u proračun dobivaju se sljedeći rezultati.



SI. 3.19: Ovisnost snage i termodinamičke korisnosti o tlaku (THM 1203-5.6)



*Sl. 3.20: Ovisnost* <sub>ηeks</sub> *i* proizvodne cijene struje o tlaku (THM 1203-5.6)

Iz SI. 3.19 i SI. 3.20 vidljivo je da najveću snagu turbine i termodinamičku korisnost omogućava korištenje R123 kao radnog fluida a najviše vrijednosti snage ostvaruju se kod natkritičnog tlaka od oko 70bar. Kod iste vrijednosti radnog tlaka fluid R123 ostvaruje i najvišu eksergetsku korisnost te najjeftiniju struju. Zelena točka na SI. 3.19 označava vrijednost snage turbine kod kritičnog tlaka pojedinog fluida.



Sl. 3.21: Ovisnost uk. inv. troškova i roka povrata o tlaku (THM 1203-5.6)

Iz SI. 3.21 vidljivo je da najveće ukupne investicijske troškove srećemo kod postrojenja koje koristi R123, a najmanje kod postrojenja koje koristi R21 kao radni fluid. Također je vidljivo da se rok povrata u razmatranom raposnu tlakova kreće između 12.5 i 17 godina a najkraći rok povrata ostvaruje korištenje R123 kod natkritičnog tlaka od oko 70bar.



Sl. 3.22: Ovisnost entalpijskog pada u turbini i protoka o tlaku (THM 1203-5.6)

Iz SI. 3.22 vidljivo je da najviši entalpijski pad ostvaruje r123. Najviši protok radnog fluida srećemo kod postrojenja koje koristi R21 a najmanje kod postrojenja koje koristi r123 kao radni fluid.

Nakon uvođenja temperature i protočne količine stacionarnog dizelskog motora Wärtsilä 9L34SG u proračun dobivaju se sljedeći rezultati.



Sl. 3.23: Ovisnost snage turbine i n<sub>term</sub> o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)



SI. 3.24: Ovisnost  $\eta_{eks}$  i proizvodne cijene struje o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)

Iz slika SI. 3.23 i SI. 3.24 vidljivo je da najveću snagu turbine, termodinamičku korisnost, eksergetsku korisnost i najjeftiniju struju ostvaruju fluidi R123 (kod natkritičnog tlaka 70bar) i R141b (kod natkritičnog tlaka 45bar).



SI. 3.25: Ovisnost uk. inv. troškova i roka povrata o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)

Iz SI. 3.25 vidljivo je da najveće ukupne investicijske troškove srećemo kod postrojenja koje koristi R123 (kod natkritičnog tlaka 70bar) i R141b (kod natkritičnog tlaka 45bar) a najmanje kod postrojenja koje koristi mdm kao radni fluid. Proračunski rezultati pokazuju da nijedna konfiguracija nije isplativa (za uvedene pretpostavke prema Tab. 3.8).



SI. 3.26: Ovisnost entalpijskog pada u turbini i protoka o tlaku (Wärtsilä 9L34SG)

Iz SI. 3.26 vidljivo je da najveći entalpijski pad u turbinu srećemo kod postrojenja koje koristi mdm a najmanje kod postrojenja koje koristi R245fa kao radni fluid. Najveći protok radnog fluida srećemo kod postrojenja koje koristi R245, a najmanje kod postrojenja koje koristi mdm kao radni fluid.

### 3.4.3 Utjecaj radnog tlaka i temperature pregrijanja

Modeliranje ORC procesa proširuje se analizom utjecaja temperature pregrijanja na snagu ORC turbine kod fluida s različitim nagibom krivulje zasićenja. Raspon nadtemperature pregrijanja definira se od nule (fluid ulazi u turbinu u suhozasićenom stanju do maksimalno moguće nadtemperature s obzirom na temperaturu dimnih plinova i maksimalno moguće temperature radnog fluida u kružnom procesu s obzirom na ograničenja jednadžbe stanja fluida [23]. Ovako postavljeni raspon radnih

parametara uz stanje dimnih plinova  $t_{dpl}=500$  °C i  $m_{dpl}=33.7$  kg/s uvodi se u MATLAB skriptu temeljenu na algoritmu prikazanom u Sl. 3.14. Razmatra se utjecaj temperature pregrijanja za slučajeve primjene fluida R21 (negativan), r141b (izentropski) i mdm (pozitivan).



SI. 3.27: Utjecaj pregrijanja i radnog tlaka na snagu za R21



Sl. 3.28: Parametarski prikaz slike Sl. 3.27

Iz SI. 3.27 SI. 3.28 vidljivo je da pregrijanje kod istog tlaka u slučaju primjene radnog fluida R21 doprinosi blagom povećanju snage koje je više izraženo sa porastom tlaka.



Sl. 3.29: Utjecaj pregrijanja i radnog tlaka na snagu za R141b



SI. 3.30: Parametarski prikaz slike SI. 3.29

Iz SI. 3.29 SI. 3.30 vidljivo je da pregrijanje u slučaju primjene radnog fluida R141b doprinosi blagom povećanju snage uz zamjetno manji prirast u odnosu na fluid R21. Također je povećanje snage više izraženo sa porastom tlaka.



Sl. 3.31: Utjecaj pregrijanja i radnog tlaka na snagu za mdm



Sl. 3.32: Parametarski prikaz slike Sl. 3.31

Iz SI. 3.31 SI. 3.32 vidljivo je da pregrijanje u slučaju primjene pozitivnog radnog fluida mdm doprinosi smanjenju snage za sve tlakove u razmatranom rasponu.

U poglavlju su analizirani kriteriji prihvatljivosti fluida za ORC proces u svrhu rekuperacije otpadne topline dimnih plinova iz industrijskih plinskih turbina i stacionarnih dizelskih motora. Prilog 1 prikazuje cjeloviti tok predizbora radnih fluida u kojem se vrši eliminacija fluida koji ne zadovoljavaju postavljene kriterije. Nakon primjene termodinamičkog kriterija, kriterija prihvatljivosti s obzirom na *Risk-fraze*, GWP i ODP primjenjuje se kriterij temperature samozapaljenja koji ovisi o temperaturi dovođenja topline pa se stoga razlikuje za svaku grupu agregata. U tom smislu, za potencijalne radne fluide za rekuperaciju otpadne topline iz plinskih turbina, za svaki fluid provjerava se da li je njegova temperatura samozapaljenja viša od najviše temperature izlaznih dimnih plinova razmatranih plinskih turbina umanjena za 5°C. Analogno tome, za potencijalne radne fluide za rekuperaciju otpadne topline iz pline iz stacionarnih dizelskih motora, za svaki fluid provjerava se da li je njegova temperatura samozapaljenja viša od najviše temperature izlaznih dimnih plinova razmatranih stacionarnih dizelskih motora umanjena za 5°C. Predizabrani fluidi uvode se u razvijeni matematički model Rankine-ovog odnosno ORC procesa.

Modeliranjem je utvrđeno da kod viših temperatura pregrijanja pare i nižih radnih tlakova količina topline koju izlazeća para iz turbine predaje kapljevini (prije ulaza u utilizator) u regeneratoru poprima vrijednosti uslijed kojih bi kapljevina u regeneratoru počela isparivati. S obzirom da regererator nije dimenzioniran za isparivanje fluida,
nužno je ograničiti maksimalno moguću temperaturu kapljevine na izlazu iz regeneratora prema jednadžbi (3.4-1).

$$ts(\theta) > t_{zas}(\rho) - 5 \Longrightarrow ts(\theta) = t_{zas}(\rho) - 5$$
(3.4-1)

To znači da će se raspoloživa razlika entalpija pare na izlazu iz turbine i stanja suhozasićene pare (s kojim stanjem para ulazi u kondenzator) samo djelomično iskoristiti pa je potrebno izvršiti proračun temperature pregrijane pare na izlazu iz regeneratora prema jednadžbi (3.4-3) i (3.4-2) koja proizlazi iz energetske bilance regeneratora.

$$hs(10) = \frac{(hs(5) + \eta_{regen} \cdot hs(7) - hs(8))}{\eta_{regen}}$$
(3.4-2)

$$ts(10) = f(hs(10), p_{kond})$$
 (3.4-3)

Hlađenje pregrijane pare do temperature kondenzacije izvršiti će se u kondenzatoru nakon čega slijedi potpuna kondenzacija.

Modeliranjem je nadalje utvrđeno da prilikom poziva jednadžbi stanja fluida (NIST REFPROP) iz MATLAB-a nije moguće računanje svojstava točno u kritičnoj točki fluida. Radi toga je nužno vrijednost tlaka fluida koja se uvodi u NIST REFPROP funkciju umanjiti ili uvećati (npr. za 0,01%) ovisno o uvjetima danim u (3.4-4) i (3.4-5).  $0,99 \cdot p_{krit} (3.4-4)$  $<math>p_{krit} (3.4-5)$ 

Time se postiže konvergencija proračunske rutine u MATLAB-u, a utjecaj na rezultate proračuna je beznačajan.

## 4. Rezultati optimizacije i analiza rezultata

## 4.1 Rezultati termodinamičke optimizacije za t<sub>dpl</sub>=250-550 °C

Iz proračunskih rezultata danih na SI. 1.23 i SI. 1.24 zamjetno je da značajan utjecaj na vrijednost termodinamičke korisnosti ima: vrsta fluida, temperatura dovođenja topline radnom fluidu i radni tlak s kojim fluid ulazi u turbinu. Iz rezultata prikazanih u poglavlju 3.4.3 također je razvidno da na iznos termodinamičke korisnosti određen utjecaj ima i temperatura pregrijanja s kojom fluid ulazi u turbinu.

U svrhu usporedbe predizabranih radnih fluida i vode izvršena je optimizacija termodinamičke korisnosti koju definiramo jednadžbom (4.1-1).

$$f = max(\eta_{term}) = \frac{P_{turbine} - P_{pumpe}}{\underset{g}{\bullet} \cdot h_{g(1)}}$$
(4.1-1)

U optimizaciju se uvode sljedeći tipovi konfiguracija:

- Jednotlačna konfiguracija s vodom
- Dvotlačna konfiguracija s vodom u serijskom rasporedu
- Trotlačna konfiguracija s vodom u serijskom rasporedu
- ORC konfiguracija sa regeneratorom
- ORC konfiguracija bez regeneratora

Kao utjecajne veličine u optimizaciju se uvode:

- Vrsta fluida
- Radni tlak
- Temperatura pregrijanja
- Pinch točka



Sl. 4.1: Shema jednotlačne konfiguracije sa vodom



SI. 4.2: Shema dvotlačne konfiguracije sa vodom u serijskom rasporedu



Sl. 4.3: Shema trotlačne konfiguracije sa vodom u serijskom rasporedu



Sl. 4.4: Shema ORC konfiguracija sa regeneratorom



Sl. 4.5: Shema ORC konfiguracije bez regeneratora

Rezultati termodinamičke optimizacije na temperaturnom rasponu 250-550 °C za predizabrane organske fluide i vodu prikazani su na SI. 4.6.



SI. 4.6: η<sub>term,max</sub> za organske fluide i vodu kod t<sub>dpl</sub>=250-550 ℃

Iz SI. 4.6 razvidno je da je u temperaturnom rasponu 250-320 °C najpovoljnija ORC konfiguracija sa regeneratorom i radnim fluidom R141b, 320-410 °C najpovoljnija je ORC konfiguracija sa regeneratorom i radnim fluidom R123 a od 410-550 °C najpovoljnija je konfiguracija sa 3 kruga vodene pare. Također možemo zapaziti da kod temperatura iznad 270 °C proces sa pregrijanom parom ostvaruje višu termodinamičku korisnost od svih organskih fluida iz grupe siloksani.

Crvenom ispunjenom točkom označene su temperature samozapaljenja za fluide kod kojih su te vrijednosti ispod 550 ℃. Bitno je opaziti da je temperatura samozapaljenja fluida R123 veća od 550 ℃, a fluida R141b je jednaka 550 ℃ pa se mogu primijeniti na čitavom rasponu razmatranih temperatura. Kod ostalih organskih fluida zamjetne su nešto niže vrijednosti temperatura samozapaljenja.

Iznosi utjecajnih veličina kod kojih su ostvarene najveće vrijednosti termodinamičke korisnosti na temperaturnom rasponu 250-550 ℃ prikazani su u Tab. 4.1.

Ulaz di	na temperatura mnih plinova	°C	250	300	350	400	450	500	550
Mase	ni protok dimnih plinova	kg/s	24.8	24.8	24.8	24.8	24.8	24.8	24.8
Tei kori	rmodinamička isnost procesa	%	16.5	18.8	19.9	20.8	22.8	25.0	27.3
Izlaz di	na temperatura mnih plinova	°C	38.1	51.5	94.4	100.6	97.5	108.5	108.0
Ele	ktrična snaga	kW	1227.4	1643.9	2184.8	2611.5	2814.4	3453.9	4155.9
Optin	nalan radni fluid	-	r141b	r141b	r123	r123	voda	voda	voda
Optima	alna konfiguracija	-	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	3T	3T	3T
	optimalan tlak	bar	45.3	46.3	119.6	122.9	-	-	-
OBC	optimalna pinch točka	°C	1.0	0.9	0.1	0.8	-	-	-
	Optimalna temperatura svježe pare	°C	209.1	221.8	312.5	321.8	-	-	-
Voda	optimalan visoki tlak	bar	-	-	-	-	102.7	180.0	190.0
VT	optimalna VT pinch točka	°C	-	-	-	-	1.1	1.0	1.0
Voda	optimalan srednji tlak	bar	-	-	-	-	7.4	7.8	7.5
ST	optimalna ST pinch točka	°C	-	-	-	-	1.3	1.0	1.0
Voda	optimalan niski tlak	bar	-	-	-	-	1.0	1.5	1.5
NT	optimalna NT pinch točka	°C	-	-	-	-	1.0	1.0	1.0

Tab. 4.1:  $\eta_{term,max}$  i optimalni parametri procesa za  $t_{dpl}$ =250-550 °C

U nastavku rada, provodi se optimizacija rekuperativnog sustava za svaki pojedini agregat iz Tab. 1.6 i Tab. 1.7 kako je prikazano na Sl. 4.7.



SI. 4.7: Dijagram toka optimizacije ORC sustava

Definiraju se različite funkcije cilja opisane u 4.2, 4.3 i 4.4 a ekstremi funkcija cilja traže se primjenom Nelder-Mead (simpleks) metode direktnog traženja u MATLAB-u. Metode direktnog traženja kreću od vrijednosti funkcije *f* u točkama koje su na početku zadane nakon čega se iz tih podataka određuje sljedeća točka u cilju minimizacije funkcije. Nelder-Mead algoritam u pojedinom koraku algoritma formira simpleks *S* koji kao svoje vrhove sadrži aproksimacije oko optimalne točke. Simpleks u *N* dimenzija, je geometrijska figura od *N*+1 točke i svih spojnica točaka odnosno strana poligona. Na primjer, u dvije dimenzije simpleks je trokut, a u tri dimenzije tetraedar. Kod Nelder-Mead simpleks algoritma vrhovi  $\{x_j\}_{j=1}^{N+1}$  su sortirani u odnosu na vrijednosti funkcije *f* prema izrazu (4.1-2).

$$f(x_1) \le f(x_2) \le \dots \le f(x_{N+1})$$
 (4.1-2)

## 4.2 Rezultati termodinamičke optimizacije razmatranih agregata

Kao funkcija cilja za termodinamičku optimizaciju definira se maksimalna termodinamička korisnost prema jednadžbi (4.1-1). Provođenjem termodinamičke optimizacije traži se fluid i radni parametri koji će rezultirati maksimalnom termodinamičkom korisnosti. U Tab. 4.2 i Tab. 4.3 prikazani su rezultati termodinamičke optimizacije za parametre otpadne topline iz razmatranih plinskih turbina.

Proizvođač			Mitsui	Mitsui	Rolls-	Mitsui		GE Nuovo	Mitsui
FIOIZVOUAC	Jedinica	MAN TORBO	Engineering	Engineering	Royce	Engineering	MAN TORBO	Pignone	Engineering
Tip plinske turbine		THM 1203-5.6	SB30C	MSC70	601-K11	MSC90	THM 1304-11	GE10	SB60 *1
Snaga	MW	5.0	5.4	6.8	7.9	9.3	10.1	11.3	12.5
m <sub>dpl</sub>	kg/s	33.7	27.0	25.5	30.4	39.2	46.5	47.3	55.0
t <sub>dpl</sub>	°C	500.0	508.0	479.0	488.0	464.0	503.0	490.0	456.0
H <sub>dpl</sub>	kW	18266.4	14883.2	13208.2	16059.3	19633.8	25364.7	25095.3	27047.1
η <sub>term,max</sub>	%	25.0	25.3	24.0	24.4	23.4	25.1	24.5	23.0
P <sub>parne, turbine</sub>	kW	4678.9	3867.1	3255.3	4021.4	4703.4	6529.6	6307.9	6378.5
cijena struje	€c/kWh	2.0	2.1	2.2	2.1	2.0	1.8	1.8	1.8
rok povrata	godine	3.4	3.6	3.8	3.6	3.4	3.1	3.1	3.1
Optimalan fluid	-	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda
Konfiguracija	-	3Т	3T	ЗТ	3T	3Т	3Т	3Т	3Т
optimalan visoki tlak	bar	158.5	165.2	142.0	143.2	95.1	161.0	149.9	86.4
optimalna VT pinch točka	ç	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.0	1.0	1.3
optimalan srednji tlak	bar	8.0	7.8	8.0	8.0	6.9	7.8	8.0	7.4
optimalna ST pinch točka	ç	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.0	1.0	1.2
optimalan niski tlak	bar	1.5	1.5	1.4	1.5	1.1	1.5	1.5	1.1
optimalna NT pinch točka	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	0.9	1.0	1.0	1.0

Tab. 4.2:  $\eta_{term,max}$  i optimalni parametri procesa za plinske turbine

Proizvođač		GE	Rolls-Royce	GE	GE Nuovo Pignone	MAN TURBO	GE	Rolls-Royce	Rolls-Royce
Tip turbine	Jedinica	PGT16	AVON	LM2000 (PE)	PGT25	FT8	LM2500 (PH)	RB211- 6562DLE	RB211- 6762DLE
Snaga	MW	13.7	14.6	17.6	22.4	23.7	26.7	27.5	29.5
m <sub>dpl</sub>	kg/s	47.4	78.5	62.8	68.9	81.0	76.2	91.8	95.9
t <sub>dpl</sub>	ç	493.0	442.0	474.0	525.0	475.0	500.0	500.0	493.0
H <sub>dpl</sub>	kW	25311.4	37357.6	32169.9	39330.9	41585.5	41302.7	49758.4	51210.2
η <sub>term,max</sub>	%	24.6	22.4	23.7	26.1	23.8	25.0	25.0	24.6
P <sub>parne, turbine</sub>	kW	6398.9	8600.7	7843.5	10540.9	10158.7	10586.8	12743.5	12945.4
cijena struje	€c/kWh	1.8	1.7	1.7	1.6	1.6	1.6	1.5	1.5
rok povrata	godine	3.1	2.8	2.9	2.7	2.7	2.6	2.5	2.5
Optimalan fluid	-	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda
konfiguracija	-	3T	3T	ЗT	3T	ЗT	3T	ЗT	ЗT
optimalan visoki tlak	bar	151.6	90.3	134.7	179.6	135.6	158.6	158.5	151.6
optimalna VT pinch točka	°C	1.0	1.1	1.0	1.0	1.0	1.1	1.0	1.0
optimalan srednji tlak	bar	8.0	7.7	8.0	7.5	8.0	8.0	8.0	8.0
optimalna ST pinch točka	°C	1.0	1.3	1.0	1.0	1.0	1.1	1.0	1.0
optimalan niski tlak	bar	1.5	1.0	1.5	1.5	1.5	1.4	1.5	1.5
optimalna NT pinch točka	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

Tab. 4.3:  $\eta_{term,max}$  i optimalni parametri procesa za plinske turbine (nastavak)

Iz Tab. 4.2 i Tab. 4.3 vidljivo je da najvišu termodinamički korisnost ostvaruje primjena vode u trotlačnoj konfiguraciji. Također je vidljivo da se optimalni radni tlakovi kod različitih tipova plinskih turbina razlikuju ovisno o temperaturi i količini dimnih plinova. Optimalna *pinch* točka očekivano se nalazi blizu unaprijed postavljene donje granične vrijednosti od  $0.1 \,^{\circ}$ C.



SI. 4.8: Maksimalna termodinamička korisnost za plinske turbine

SI. 4.8 prikazuje vrijednosti maksimalne termodinamičke korisnosti u ovisnosti o temperaturi dimnih plinova. Zamjetan je proporcionalan porast korisnosti sa temperaturom dimnih plinova.



SI. 4.9: Snaga ORC turbine kod  $\eta_{term,max}$  za plinske turbine

SI. 4.9 prikazuje vrijednosti snage ORC turbine koje odgovaraju maksimalnoj termodinamičkoj korisnosti u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.



SI. 4.10: Proizvodna cijena struje kod  $\eta_{term,max}$  za plinske turbine

SI. 4.10 prikazuje vrijednosti proizvodne cijene struje koje odgovaraju maksimalnoj termodinamičkoj korisnosti u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.



SI. 4.11: Rok povrata kod  $\eta_{term,max}$  za plinske turbine

SI. 4.11 prikazuje vrijednosti roka povrata koje odgovaraju maksimalnoj termodinamičkoj korisnosti u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova. Zamjetne su razmjerno niske vrijednosti roka povrata u uvjetima termodinamičke optimizacije.

U Tab. 4.4 Tab. 4.5 prikazani su rezultati termodinamičke optimizacije za parametre otpadne topline iz razmatranih stacionarnih dizelskih motora.

Proizvođač	Jedinica	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	MAN D&T	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä
Tip	ocamoa	9L34SG	12V32	16V32	L35MC-S	16V34SG	18V32	20V34DF	20V34DF
Snaga motora	MW	4.3	5.3	7.1	7.7	7.7	8.0	8.7	8.7
m <sub>dpl</sub>	kg/s	6.9	10.5	14.0	16.9	12.3	15.7	14.5	17.9
t <sub>dpl</sub>	°C	390	347	348	300	390	349	380	335
H <sub>dpl</sub>	kW	2880.4	3882.2	5191.7	5371.2	5134.6	5839.5	5891.4	6381.7
Broj taktova	-	4	4	4	2	4	4	4	4
$\eta_{term,max}$	%	20.5	19.8	19.8	18.7	20.5	19.4	20.4	19.5
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	695.4	936.1	1204.7	1119.3	1239.6	1245.3	1434.0	1510.5
cijena struje	€c/kWh	9.7	9.0	8.5	8.7	8.5	8.5	8.2	8.1
rok povrata	godine	20.0	18.2	17.1	17.4	16.9	16.9	16.3	16.1
Optimalan fluid	-	r123	r123	r123	r141b	r123	r141b	r123	r123
konfiguracija	-	sa regen							
P <sub>opt, ORC</sub>	bar	120.4	141.2	105.9	46.8	120.3	43.3	130.6	129.2
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	2.4	0.5	0.1	0.9	2.4	1.0	1.7	0.2
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	°C	321.7	317.6	303.8	221.8	321.7	221.8	321.8	304.6

Tab. 4.4:  $\eta_{term,max}$  i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore

Proizvođač	Jedinica	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	MAN D&T	Wärtsilä	MAN D&T
Tip	ocumoa	20V32	20V34SG	18V50DF	18V50DF	18V346	K50MC-S	20V46	K60MC-S
Snaga motora	MW	8.9	9.7	16.6	16.6	17.1	19.9	22.4	27.7
m <sub>dpl</sub>	kg/s	17.5	15.4	27.0	33.5	31.2	44.5	43.5	63.8
t <sub>dpl</sub>	°C	349	390	395	377	360	300	333	265
H <sub>dpl</sub>	kW	6509.0	6428.7	11421.9	13499.4	11984.0	14150.4	15412.8	17870.1
Broj taktova	-	4	4	4	4	4	2	4	2
$\eta_{term,max}$	%	19.4	20.5	20.7	20.2	19.7	18.7	19.2	17.3
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	1388.0	1551.9	2792.0	3262.1	2688.0	2933.0	3264.2	3479.6
cijena struje	€c/kWh	8.3	8.1	7.1	6.8	7.1	7.0	6.8	6.8
rok povrata	godine	16.4	16.0	13.8	13.3	13.9	13.6	13.3	13.1
Optimalan fluid	-	r141b	r123	r123	r123	r123	r141b	r141b	r141b
konfiguracija	-	sa regen							
P <sub>opt, ORC</sub>	bar	43.3	120.3	122.5	130.8	78.1	44.9	43.7	45.4
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	1.0	2.4	1.0	3.2	0.1	1.0	1.0	1.0
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	°C	221.8	321.7	321.8	321.4	289.2	221.8	221.8	211.0

## Tab. 4.5: $\eta_{term,max}$ i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore (nastavak)

Iz Tab. 4.4 Tab. 4.5 vidljivo je da se maksimalne termodinamičke korisnosti ORC procesa ostvaruju u konfiguracijama sa regeneratorom koje koriste R141b i R123. Optimalna *pinch* točka očekivano se nalazi blizu unaprijed postavljene donje granične vrijednosti od 0.1 °C.



SI. 4.12:Maksimalna termodinamička korisnost za stacionarne dizelske motore

SI. 4.12 prikazuje vrijednosti maksimalne termodinamičke korisnosti u ovisnosti o temperaturi dimnih plinova. Zamjetan je proporcionalan porast korisnosti sa temperaturom dimnih plinova.



SI. 4.13: Snaga ORC turbine kod  $\eta_{term,max}$  za stacionarne dizelske motore

SI. 4.13 prikazuje vrijednosti snage ORC turbine koje odgovaraju maksimalnoj termodinamičkoj korisnosti u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.



Sl. 4.14: Proizvodna cijena struje kod  $\eta_{term,max}$  za stacionarne dizelske motore

SI. 4.14 prikazuje vrijednosti proizvodne cijene struje koje odgovaraju maksimalnoj termodinamičkoj korisnosti u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.



SI. 4.15: Rok povrata kod  $\eta_{term,max}$  za stacionarne dizelske motore

SI. 4.15 prikazuje vrijednosti roka povrata koje odgovaraju maksimalnoj termodinamičkoj korisnosti u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova. Zamjetni su

znatno duži rokovi povrata u odnosu na plinske turbine uslijed nižih temperatura dovođenja topline i više cijene opreme ORC postrojenja.

## 4.3 Rezultati eksergetske optimizacije razmatranih agregata

Kao funkcija cilja za eksergetsku optimizaciju definira se maksimalna eksergetska korisnost:

$$f = max(\eta_{eks}) = \frac{P_{turbine} - P_{pumpe}}{\dot{E}_{g}^{\star}}$$
(4.1-3)

U Tab. 4.6 i Tab. 4.7 prikazani su rezultati eksergetske optimizacije za parametre otpadne topline iz razmatranih plinskih turbina.

Droimuođoč			Mitsui	Mitsui	Rolls-	Mitsui		GE Nuovo	Mitsui
Proizvodac	Jedinica	MAN TURBU	Engineering	Engineering	Royce	Engineering	MAN TURDU	Pignone	Engineering
Tip plinske turbine		THM 1203-5.6	SB30C	MSC70	601-K11	MSC90	THM 1304-11	GE10	SB60 *1
Snaga	MW	5.0	5.4	6.8	7.9	9.3	10.1	11.3	12.5
m <sub>dpl</sub>	kg/s	33.7	27.0	25.5	30.4	39.2	46.5	47.3	55.0
t <sub>dpl</sub>	°C	500.0	508.0	479.0	488.0	464.0	503.0	490.0	456.0
H <sub>dpl</sub>	kW	18266.4	14883.2	13208.2	16059.3	19633.8	25364.7	25095.3	27047.1
$\eta_{eks,max}$	%	63.8	64.1	62.9	63.3	62.4	63.9	63.3	62.1
Pparne, turbine	kW	4678.9	3867.1	3255.3	4021.4	4703.4	6529.6	6307.9	6378.5
cijena struje	€c/kWh	2.0	2.1	2.2	2.1	2.0	1.8	1.8	1.8
rok povrata	godine	3.4	3.6	3.8	3.6	3.4	3.1	3.1	3.1
Optimalan fluid	-	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda
Konfiguracija	-	3Т	3T	3Т	3T	3T	3Т	3T	3T
optimalan visoki tlak	bar	158.5	165.2	142.0	143.2	95.1	161.0	149.9	86.4
optimalna VT pinch točka	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.0	1.0	1.3
optimalan srednji tlak	bar	8.0	7.8	8.0	8.0	6.9	7.8	8.0	7.4
optimalna ST pinch točka	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.0	1.0	1.2
optimalan niski tlak	bar	1.5	1.5	1.4	1.5	1.1	1.5	1.5	1.1
optimalna NT pinch točka	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	0.9	1.0	1.0	1.0

# Tab. 4.6: $\eta_{eks,max}$ i optimalni parametri ORC procesa za plinske turbine

Proizvođač	lodinica	GE	Rolls-Royce	GE	GE Nuovo Pignone	MAN TURBO	GE	Rolls-Royce	Rolls-Royce
Tip turbine	Jeunica	PGT16	AVON	LM2000 (PE)	PGT25	FT8	LM2500 (PH)	RB211- 6562DLE	RB211- 6762DLE
Snaga	MW	13.7	14.6	17.6	22.4	23.7	26.7	27.5	29.5
m <sub>dpl</sub>	kg/s	47.4	78.5	62.8	68.9	81.0	76.2	91.8	95.9
t <sub>dpl</sub>	°C	493.0	442.0	474.0	525.0	475.0	500.0	500.0	493.0
H <sub>dpl</sub>	kW	25311.4	37357.6	32169.9	39330.9	41585.5	41302.7	49758.4	51210.2
$\eta_{eks,max}$	%	63.5	61.7	62.6	64.9	62.7	63.8	63.8	63.5
Pparne, turbine	kW	6398.9	8600.7	7843.5	10540.9	10158.7	10586.8	12743.5	12945.4
cijena struje	€c/kWh	1.8	1.7	1.7	1.6	1.6	1.6	1.5	1.5
rok povrata	godine	3.1	2.8	2.9	2.7	2.7	2.6	2.5	2.5
Optimalan fluid	-	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda	voda
konfiguracija	-	3T	3T	ЗT	3T	ЗT	3T	3Т	ЗT
optimalan visoki tlak	bar	151.6	90.3	134.7	179.6	135.6	158.6	158.5	151.6
optimalna VT pinch točka	°C	1.0	1.1	1.0	1.0	1.0	1.1	1.0	1.0
optimalan srednji tlak	bar	8.0	7.7	8.0	7.5	8.0	8.0	8.0	8.0
optimalna ST pinch točka	°C	1.0	1.3	1.0	1.0	1.0	1.1	1.0	1.0
optimalan niski tlak	bar	1.5	1.0	1.5	1.5	1.5	1.4	1.5	1.5
optimalna NT pinch točka	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

Tab. 4.7:  $\eta_{eks,max}$  i optimalni parametri procesa za plinske turbine (nastavak)

Iz Tab. 4.6 i Tab. 4.7 vidljivo je da eksergetska funkcija cilja ostvaruje maksimum kod istih radnih fluida i parametara procesa kao i termodinamička optimizacija. Vrijednosti eksergetske korisnosti kod plinskih turbina kreću se od 61.7 do 64.1

U Tab. 4.8 i Tab. 4.9 prikazani su rezultati eksergetske optimizacije za parametre otpadne topline iz razmatranih stacionarnih dizelskih motora.

Proizvođač	Jedinica	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	MAN D&T	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä
Tip	ocamica	9L34SG	12V32	16V32	L35MC-S	16V34SG	18V32	20V34DF	20V34DF
Snaga motora	MW	4.3	5.3	7.1	7.7	7.7	8.0	8.7	8.7
m <sub>dpl</sub>	kg/s	6.9	10.5	14.0	16.9	12.3	15.7	14.5	17.9
t <sub>dpl</sub>	S	390	347	348	300	390	349	380	335
H <sub>dpl</sub>	kW	2880.4	3882.2	5191.7	5371.2	5134.6	5839.5	5891.4	6381.7
Broj taktova	-	4	4	4	2	4	4	4	4
$\eta_{eks,max}$	%	61.2	64.1	63.8	67.4	61.2	62.5	61.9	64.8
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	695.4	936.1	1204.7	1119.3	1239.6	1245.3	1434.0	1510.5
cijena struje	€c/kWh	9.7	9.0	8.5	8.7	8.5	8.5	8.2	8.1
rok povrata	godine	20.0	18.2	17.1	17.4	16.9	16.9	16.3	16.1
Optimalan fluid	-	r123	r123	r123	r141b	r123	r141b	r123	r123
konfiguracija	-	sa regen							
P <sub>opt, ORC</sub>	bar	120.4	141.2	105.9	46.8	120.3	43.3	130.6	129.2
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	2.4	0.5	0.1	0.9	2.4	1.0	1.7	0.2
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	°C	321.7	317.6	303.8	221.8	321.7	221.8	321.8	304.6

# Tab. 4.8: $\eta_{eks,max}$ i optimalni parametri ORC procesa za stacionarne dizelske motore

Proizvođač	Jedinica	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	MAN D&T	Wärtsilä	MAN D&T
Tip	ocumica	20V32	20V34SG	18V50DF	18V50DF	18V346	K50MC-S	20V46	K60MC-S
Snaga motora	MW	8.9	9.7	16.6	16.6	17.1	19.9	22.4	27.7
m <sub>dpl</sub>	kg/s	17.5	15.4	27.0	33.5	31.2	44.5	43.5	63.8
t <sub>dpl</sub>	S	349	390	395	377	360	300	333	265
H <sub>dpl</sub>	kW	6509.0	6428.7	11421.9	13499.4	11984.0	14150.4	15412.8	17870.1
Broj taktova	-	4	4	4	4	4	2	4	2
$\eta_{eks,max}$	%	62.5	61.2	61.3	61.8	62.2	67.3	64.0	68.5
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	1388.0	1551.9	2792.0	3262.1	2688.0	2933.0	3264.2	3479.6
cijena struje	€c/kWh	8.3	8.1	7.1	6.8	7.1	7.0	6.8	6.8
rok povrata	godine	16.4	16.0	13.8	13.3	13.9	13.6	13.3	13.1
Optimalan fluid	-	r141b	r123	r123	r123	r123	r141b	r141b	r141b
konfiguracija	-	sa regen							
P <sub>opt, ORC</sub>	bar	43.3	120.3	122.5	130.8	78.1	44.9	43.7	45.4
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	1.0	2.4	1.0	3.2	0.1	1.0	1.0	1.0
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	°C	221.8	321.7	321.8	321.4	289.2	221.8	221.8	211.0

# Tab. 4.9: $\eta_{eks,max}$ i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore (nastavak)

Iz Tab. 4.8 i Tab. 4.9 vidljivo je da eksergetska funkcija cilja ostvaruje maksimum kod istih radnih fluida i parametara procesa kao i termodinamička optimizacija. Vrijednosti eksergetske korisnosti kod stacionarnih dizelskih motora kreću se od 61.2 do 68.5.

#### 4.4 Rezultati eksergo-ekonomske optimizacije razmatranih agregata

U svrhu definicije eksergo-ekonomske funkcije cilja razmatra se rekuperativni proces kao zatvoreni sustav kako prikazuje SI. 4.16 na primjeru ORC procesa. U taj zatvoreni sustav dovodi se struja dimnih plinova i struja vode za hlađenje kondenzatora. Sustav napušta ohlađena struja dimnih plinova te zagrijana struja vode za hlađenje kondenzatora. U sustav se nadalje dovodi električna energija za pogon pumpe a sustav napušta proizvedena električna energija na stezaljkama generatora. Funkcija cilja definirana je izrazom (4.1-4).



$$f = min(K_{uk}) = K_{eks} + K_{inv}$$

(4.1-4)

Sl. 4.16: Shema ORC sustava sa granicama sustava

Za takav sustav vrijedi eksergetska bilanca:

$$\dot{E}_{g,ul}^{*} - \dot{E}_{g,izl}^{*} + \dot{E}_{rv,ul}^{*} - \dot{E}_{rv,izl}^{*} - P_{el} + P_{Pumpe} - \dot{I} = 0$$
(4.1-5)

Gdje prva dva člana označavaju ulaznu i izlaznu eksergiju dimnih plinova a druga dva ulaznu i izlaznu eksergiju rashladne vode, dok *I* predstavlja gubitak eksergije sustava. Pretpostavljamo da eksergetski gubici označavaju izgubljenu vrijednost topline dimnih plinova koja bi se mogla iskoristiti za proizvodnju električne energije i prodaju u elektroenergetski sustav kroz period od godinu dana:

$$K_{eks} = c_{el,prod} \cdot i \cdot \frac{broj \quad sati}{godini} \qquad \qquad \left| \frac{\epsilon}{god} \right|$$
(4.1-6)

U tu svrhu postavljamo drugi dio funkcije cilja koji označava investicijske troškove opreme potrebne za ostvarivanje električne snage turbine svedene na godinu dana:

$$K_{inv} = \frac{1}{D} \cdot C_{uk}$$
 [€] (4.1-7)

Gdje *D* označava period amortizacije, a  $C_{uk}$  ukupne investicijske troškove opreme rekuperativnog sustava. Ovisnost specifičnih investicijskih troškova o snazi turbo-generatorskog bloka dana je na Sl. 4.17.



SI. 4.17: Specifični investicijski troškovi parno-turbinskog i ORC postrojenja [8],[85]

Ukupna vrijednost troškova u funkciji cilja definirana je jednadžbom (4.1-8):

$$K_{uk} = K_{eks} + K_{inv} \qquad \left| \frac{\varepsilon}{\text{god}} \right|$$
(4.1-8)

c 7

U Tab. 4.10 i Tab. 4.11 prikazani su rezultati eksergo-ekonomske optimizacije za parametre otpadne topline iz razmatranih plinskih turbina.

Broizvođoč		MAN	Mitsui	Mitsui	Rolls-	Mitsui	MAN	GE Nuovo	Mitsui
FIOIZVOUAC	Jedinica	TURBO	Engineering	Engineering	Royce	Engineering	TURBO	Pignone	Engineering
Tip turbine		THM 1203- 5.6	SB30C	MSC70	601-K11	MSC90	THM 1304- 11	GE10	SB60 *1
Snaga	MW	5.0	5.4	6.8	7.9	9.3	10.1	11.3	12.5
m <sub>dpl</sub>	kg/s	33.7	27.0	25.5	30.4	39.2	46.5	47.3	55.0
t <sub>dpl</sub>	°C	500.0	508.0	479.0	488.0	464.0	503.0	490.0	456.0
H <sub>dpl</sub>	kW	18266.4	14883.2	13208.2	16059.3	19633.8	25364.7	25095.3	27047.1
K <sub>uk,min</sub>	€	1567902.4	1298723.5	1123144.5	1367991.8	1613512.4	2156826.0	2105389.4	2173644.9
η <sub>term</sub>	%	19.8	19.9	19.5	19.6	19.3	19.9	19.7	19.1
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	3829.2	3134.9	2730.9	3340.6	4015.3	5326.3	5226.8	5496.6
cijena struje	€c/kWh	6.6	6.9	7.1	6.8	6.5	6.2	6.2	6.1
rok povrata	godine	12.8	13.4	13.9	13.2	12.6	11.8	11.9	11.7
Optimalan fluid	-	R123	R123	R123	R123	R123	R123	R123	R123
konfiguracija	-	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen
P <sub>opt, ORC</sub>	bar	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	°C	321.8	321.8	321.8	321.8	321.8	321.8	321.8	321.8

Tab. 4.10: K<sub>uk,min</sub> i optimalni parametri procesa za plinske turbine

Proizvođač	Jedinica	GE	Rolls-Royce	GE	GE Nuovo Pignone	MAN TURBO	GE	Rolls-Royce	Rolls-Royce
Tip turbine		PGT16	AVON	LM2000	PGT25	FT8	LM2500	RB211- 6562DLE	RB211- 6762DLE
Snaga	MW	13.7	14.6	17.6	22.4	23.7	26.7	27.5	29.5
m <sub>dpl</sub>	kg/s	47.4	78.5	62.8	68.9	81.0	76.2	91.8	95.9
t <sub>dpl</sub>	°C	493.0	442.0	474.0	525.0	475.0	500.0	500.0	493.0
H <sub>dpl</sub>	kW	25311.4	37357.6	32169.9	39330.9	41585.5	41302.7	49758.4	51210.2
K <sub>uk,min</sub>	€	2129779.8	2913047.7	2626587.6	3367062.3	3369690.7	3442497.4	4122706.5	4207269.8
η <sub>term</sub>	%	19.7	18.9	19.4	20.2	19.4	19.8	19.8	19.7
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	5281.8	7503.4	6626.9	8362.0	8572.2	8655.8	10427.6	10684.5
cijena struje	€c/kWh	6.2	5.8	5.9	5.6	5.6	5.6	5.4	5.4
rok povrata	godine	11.9	10.9	11.3	10.7	10.6	10.6	10.2	10.1
Optimalan fluid		R123	R123	R123	R123	R123	R123	R123	R123
konfiguracija	-	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen	sa regen
P <sub>opt, ORC</sub>	°C	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
t <sub>preg,opt, ORC</sub>		321.8	321.8	321.8	321.8	321.8	321.8	321.8	321.8

Tab. 4.11: K<sub>uk,min</sub> i optimalni parametri procesa za plinske turbine (nastavak)

Iz Tab. 4.10 i Tab. 4.11vidljivo je da se minimum eksergo-ekonomske funkcije cilja ostvaruje kod ORC konfiguracije sa regeneratorom koja koristi R123.



Sl. 4.18: Snaga ORC turbine kod K<sub>uk,min</sub> za plinske turbine

SI. 4.18 prikazuje vrijednosti snage ORC turbine koje odgovaraju minimumu eksergoekonomske funkcije cilja u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.



SI. 4.19: Termodinamička korisnost kod K<sub>uk,min</sub> za plinske turbine

SI. 4.19 prikazuje vrijednosti termodinamičke korisnosti ORC sustava koje odgovaraju minimumu eksergo-ekonomske funkcije cilja u ovisnosti o temperaturi dimnih plinova.



SI. 4.20: Proizvodna cijena struje kod K<sub>uk,min</sub> za plinske turbine

SI. 4.20 prikazuje vrijednosti proizvodne cijena struje koje odgovaraju minimumu eksergo-ekonomske funkcije cilja u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.



SI. 4.21: Rok povrata kod K<sub>uk,min</sub> za plinske turbine

SI. 4.21 prikazuje vrijednosti roka povrata koje odgovaraju minimumu eksergoekonomske funkcije cilja u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.

U Tab. 4.12 i Tab. 4.13 prikazani su rezultati eksergo-ekonomske optimizacije za parametre otpadne topline iz razmatranih stacionarnih dizelskih motora.

Proizvođač	Jedinica	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	MAN D&T	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä
Тір		9L34SG	12V32	16V32	L35MC-S	16V34SG	18V32	20V34DF	20V34DF
Snaga	MW	4.3	5.3	7.1	7.7	7.7	8.0	8.7	8.7
m <sub>dpl</sub>	kg/s	6.9	10.5	14.0	16.9	12.3	15.7	14.5	17.9
t <sub>dpl</sub>	°C	390	347	348	300	390	349	380	335
H <sub>dpl</sub>	kW	2880.4	3882.2	5191.7	5371.2	5134.6	5839.5	5891.4	6381.7
Broj taktova		4	4	4	2	4	4	4	4
K <sub>uk,min</sub>	€	87404.9	83799.2	110377.3	108716.9	150491.8	123648.6	185632.0	130318.1
η <sub>term</sub>	%	4.5	4.4	4.5	3.6	4.5	4.5	5.1	4.2
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	137.1	179.1	241.5	202.2	244.3	273.0	315.7	277.4
cijena struje	€c/kWh	14.3	13.3	12.4	13.0	12.4	12.1	11.6	12.0
rok povrata	godine	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0
Optimalan fluid	-	d6	voda	voda	voda	d6	voda	md3m	voda
konfiguracija	-	sa regen	1T	1T	1T	sa regen	1T	sa regen	1T
P <sub>opt, ORC</sub>	bar	9.8	-	-	-	9.8	-	9.6	-
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	1.0	-	-	-	1.0	-	1.0	-
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	°C	380	-	-0	-	380	-	370	-
optimalan visoki tlak	bar	-	123.5	125.1	64.1	-0	126.8	-	105.4
optimalna VT pinch točka	°C	-	1.0	1.0	1.0	-	1.0	-	1.1

Tab. 4.12: K<sub>uk,min</sub> i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore

Proizvođač	Jedinica	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	MAN D&T	Wärtsilä	MAN D&T
Tip		20V32	20V34SG	18V50DF	18V50DF	18V346	K50MC-S	20V46	K60MC-S
Snaga	MW	8.9	9.7	16.6	16.6	17.1	19.9	22.4	27.7
m <sub>dpl</sub>	kg/s	17.5	15.4	27.0	33.5	31.2	44.5	43.5	63.8
t <sub>dpl</sub>	S	349	390	395	377	360	300	333	265
H <sub>dpl</sub>	kW	6509.0	6428.7	11421.9	13499.4	11984.0	14150.4	15412.8	17870.1
Broj taktova	-	4	4	4	4	4	2	4	2
K <sub>uk,min</sub>	€	136982.0	186080.2	328169.9	400481.9	254249.0	272671.5	300246.4	232011.7
$\eta_{term}$	%	4.5	4.5	4.6	5.0	4.5	3.6	4.2	1.5
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	304.4	305.8	558.1	707.0	557.9	532.7	675.8	275.4
cijena struje	€c/kWh	11.7	11.7	10.2	9.6	10.2	10.3	9.7	12.0
rok povrata	godine	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0
Optimalan fluid	-	voda	d6	d6	md3m	voda	voda	voda	d6
konfiguracija	-	1T	sa regen	sa regen	sa regen	1T	1T	1T	sa regen
p <sub>opt, ORC</sub>	bar	-	9.8	9.8	9.6	-	-	-	1.0
PP <sub>opt, ORC</sub>	°C	-	1.0	1.0	1.1	-	-	-	1.0
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	S	-	380	385	367	-	-	-	255.0
optimalan visoki tlak	bar	126.8	-	-	-	145.8	64.1	102.6	-
optimalna VT pinch točka	°C	1.0	-	-	-	1.1	1.0	1.1	-

Tab. 4.13: K<sub>uk,min</sub> i optimalni parametri procesa za stacionarne dizelske motore (nastavak)

Iz Tab. 4.12 Tab. 4.13 vidljivo je da se minimum eksergo-ekonomske funkcije cilja ostvaruje kod ORC konfiguracije sa regeneratorom te kod jednotlačne konfiguracije s vodom.



SI. 4.22: Snaga turbine kod K<sub>uk,min</sub> za stacionarne dizelske motore

SI. 4.22 prikazuje vrijednosti snage ORC turbine koje odgovaraju minimumu eksergoekonomske funkcije cilja u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.



SI. 4.23: Termodinamička korisnost kod K<sub>uk,min</sub> za stacionarne dizelske motore

SI. 4.23 prikazuje vrijednosti termodinamičke korisnosti rekuperativnog sustava koje odgovaraju minimumu eksergo-ekonomske funkcije cilja u ovisnosti o temperaturi dimnih plinova.



SI. 4.24: Proizvodna cijena struje kod K<sub>uk,min</sub> za stacionarne dizelske motore

SI. 4.24 prikazuje vrijednosti proizvodne cijena struje koje odgovaraju minimumu eksergo-ekonomske funkcije cilja u ovisnosti o toplinskoj snazi dimnih plinova.

Vrijednosti roka povrata u uvjetima eksergo-ekonomske optimizacije nisu prikazane jer investicija u rekuperativne sustave razmatranih dizelmotornih agregata nije isplativa.

## 4.5 Usporedba rezultata optimizacije

Usporedba rezultata termodinamičke i eksergo-ekonomske optimizacije u vidu ovisnosti proizvodne cijene struje o termodinamičkoj korisnosti procesa za plinske turbine dana je na SI. 4.25.



SI. 4.25: Usporedba rezultata optimizacije za plinske turbine

Crtkanim linijama povezane su točke koje označavaju optimalne vrijednosti za isti plinsko-turbinski agregat u uvjetima termodinamičke i eksergo-ekonomske optimizacije. Vidljivo je da eksergo-ekonomska optimizacija rezultira nižim vrijednostima termodinamičke korisnosti kao i višim vrijednostima proizvodne cijene struje.

Usporedba rezultata termodinamičke i eksergo-ekonomske optimizacije u vidu ovisnosti proizvodne cijene struje o termodinamičkoj korisnosti procesa za stacionarne dizelske motore dana je na SI. 4.26.



SI. 4.26: Usporedba rezultata optimizacije za stacionarne dizelske motore

Crtkanim linijama povezane su točke koje označavaju optimalne vrijednosti za isti dizelmotorni agregat u uvjetima termodinamičke i eksergo-ekonomske optimizacije. Vidljivo je da eksergo-ekonomska optimizacija rezultira nižim vrijednostima termodinamičke korisnosti kao i višim vrijednostima proizvodne cijene struje.
# 5. Primjena razvijene metode na rekuperaciji topline u procesu proizvodnje cementa



Pojednostavljena shema procesa proizvodnje cementa prikazana je na Sl. 5.1.

Sl. 5.1: Pojednostavljena shema procesa proizvodnje cementa

Prolaskom kroz vrtložni (ciklonski) predgrijač sirovina se zagrijava i suši prije uvođenja u rotacionu cementnu peć gdje se na temperaturi višoj od 1450 °C [66] kalcinizira. Pečeni klinker uvodi se u hladnjak klinkera gdje se klinker hladi predajući svoju toplinu sekundarnom zraku za izgaranje. Primjer izvedbe rotacione preći dan je na Sl. 5.2 a vrtložnog (ciklonskog) predgrijača na Sl. 5.3.



Sl. 5.2: Rotaciona peć za pečenje klinkera



Sl. 5.3: Ciklonski predgrijač klinkera

Dimni plinovi, koji su zagrijali klinker, napuštaju ciklonski predgrijač s temperaturom od ca. 350 °C. Dio tih plinova koristi se za predgrijavanje sirovine u mlinu sirovine, a dio za predgrijavanje ugljena u mlinu ugljena a preostala količina dimnih plinova stoji na raspolaganju za rekuperativni ORC proces.



Sl. 5.4: Shema ORC sustava integriranog u proces proizvodnje cementa

Ulazni podaci za proračun ORC sustava za rekuperaciju topline dimnih plinova na izlazu iz predgrijača klinkera dani su u Tab. 5.1.

Veličina	Opis	Vrijednost	Jedinica
• m <sub>g</sub>	Protočna količina dimnih plinova	24.8	kg/s
tg	Temperatura dimnih plinova	350	°C
r <sub>02</sub>	Približni sadržaj kisika	5	vol. %
r <sub>CO2</sub>	Približni sadržaj ugljik dioksida	12.6	vol. %
r <sub>H2O</sub>	Približni sadržaj vodene pare	11	vol. %
r <sub>N2</sub>	Približni sadržaj dušika	71.4	vol. %

#### 5.1 Modeliranje ORC procesa

Modeliranje ORC procesa provodi se uvođenjem stanja dimnih plinova iz Tab. 5.1 i predizabranih fluida iz Tab. 3.6 u MATLAB skriptu temeljenu na algoritmu prikazanom u SI. 3.14. Bitno je istaknuti da se uvodi maksimalno moguća temperatura pregrijanja s obzirom na temperaturu dimnih plinova i maksimalno moguće temperature radnih fluida u kružnom procesu s obzirom na ograničenja jednadžbe stanja fluida [23]. Svrha modeliranja je proračun performansi ORC procesa na širokom rasponu radnih tlakova u slučaju primjene različitih radnih fluida te definicija rubnih uvjeta za optimizaciju.



SI. 5.5: Utjecaj tlaka na snagu turbine i termodinamičku korisnost

Iz slika SI. 5.5 i SI. 5.6 vidljivo je da najveću snagu turbine i termodinamičku korisnost omogućava korištenje R141b kao radnog fluida a najviše vrijednosti snage ostvaruju se kod natkritičnog tlaka od 45bar. Najvišu eksergetsku korisnost omogućava korištenje R141b koji ostvaruje i najjeftiniju struju. Zelena točka na SI. 5.5 označava vrijednost snage turbine kod kritičnog tlaka pojedinog fluida.



SI. 5.6:Utjecaj tlaka na eksergetsku korisnost i proizvodnu cijenu struje

Iz SI. 5.7 vidljiva je ovisnost ukupnih investicijskih troškova i roka povrata o radnom tlaku. Vidljivo je da najkraći rok povrata ostvaruje korištenje fluida R141b kod natkritičnog tlaka od 45 bar dok je rok povrata u slučaju primjene ostalih fluida duži.



SI. 5.7: Utjecaj tlaka na ukupne investicijske troškove i rok povrata

SI. 5.8 prikazuje utjecaj tlaka na entalpijski pad u turbini i protok radnog fluida. Zamjetan je različit poredak krivulja jer entalpijski pad u turbini (za isti unutarnji stupanj korisnosti turbine) ovisi o stanju pare na ulazu u turbinu te tlaku i temperaturi kondenzacije dok protok fluida (za isto ulazno stanje dimnih plinova i vrijednost *pinch* točke) ovisi o ulaznoj temperaturi kapljevine u utilizator. Ta temperatura određena je količinom topline koju kapljevini preda regenerator a ona ovisi izlaznom stanju pare iz turbine i nagibu krivulje zasićenja.



SI. 5.8: Utjecaj tlaka na entalpijski pad u turbini i protok radnog fluida

#### 5.2 Rezultati termodinamičke optimizacije

Rezultati termodinamičke optimizacije prikazani su u Tab. 5.2.

Parametar	Jedinica	Vrijednost
η <sub>term,max</sub>	%	19.9
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	2184.8
cijena struje	€c/kWh	7.2
rok povrata	godina	14.0
Optimalan fluid	-	r123
Optimalna konfiguracija	-	sa regen
₽ <sub>opt,</sub> ORC	bar	119.6
PP <sub>opt, ORC</sub>	℃	0.1
t <sub>preg,opt</sub> , ORC	⊃°	312.6

i ab. 5.2: Rezultati termodinamicke optimizacije	Tab.	5.2:	Rezultati	termodin	amičke	optimiza	cije
--	------	------	-----------	----------	--------	----------	------

Iz Tab. 5.2 vidljivo je da maksimalna termodinamička korisnost procesa iznosi 19.9% kod primjene radnog fluida R123 kod tlaka 119.6 bar i temperature pregrijanja 312.6 °C. Ostvarena električna snaga turbine je 2184.8 a rok povrata 14 godina.

#### 5.3 Rezultati eksergetske optimizacije

Rezultati eksergetske optimizacije prikazani su u Tab. 5.3.

Parametar	Jedinica	Vrijednost
$\eta_{eks,max}$	%	63.9
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	2184.8
cijena struje	€c/kWh	7.2
rok povrata	godina	14.0
Optimalan fluid	-	r123
Optimalna konfiguracija	-	sa regen
P <sub>opt</sub> , ORC	bar	119.6
PP <sub>opt, ORC</sub>	℃	0.1
t <sub>preg,opt, ORC</sub>	°C	312.6

Tab. 5.3: Rezultati eksergetske optimizacije

Iz Tab. 5.3 vidljivo je da su rezultati eksergetske optimizacije istovjetni rezultatima termodinamičke optimizacije, a maksimalna eksergetska korisnost iznosi 63.9 %.

#### 5.4 Rezultati eksergo-ekonomske optimizacije

Rezultati eksergo-ekonomske optimizacije prikazani su u Tab. 5.4.

<b>-</b> /	<b>- -</b>	<b>D</b> <i>U U</i>	,	,	,			
Ign	5 1.	ROZUITOTI	akcaraa.	akanan	ncko	nntim	172	പ്പാ
Iav.	J.4.	nezunan	CNSCIUU-	CRUIIUII	13110	υριπ	uza	しいて
	-		3-					

Parametar	Jedinica	Vrijednost
K <sub>uk,min</sub>	€	198512.0
η <sub>term</sub>	%	4.4
P <sub>ORC, turbine</sub>	kW	421.3
cijena struje	€c/kWh	10.4
Optimalan fluid	-	voda
Optimalna konfiguracija	-	1T
Optimalan visoki tlak	bar	128.4
Optimalna VT pinch točka	$\overline{\mathbb{O}}$	1.0

Iz Tab. 5.4 vidljivo je da se minimum eksergo-ekonomske funkcije cilja ostvaruje kod konfiguracije koje koriste vodu kao radni fluid kod tlaka 128.4 bar. Ostvarena električna snaga turbine je 421.3 kW dok indikatori profitabilnosti pokazuju da investicija u takovo postrojenje nije opravdana.

Primjer izvedbe ORC modula ugrađenog u cementari Heidelberg u Njemačkoj prikazan je na Sl. 5.9.



SI. 5.9: ORC sustav za rekuperaciju topline u cementari Heidelberg (1999)

#### 6. Analiza osjetljivosti

# 6.1 Utjecaj investicijskih troškova

SI. 6.1 prikazuje utjecaj promjene investicijskih troškova za ±20% na proizvodnu cijenu struje i rok povrata. Vidljivo je da povećanje investicijskih troškova za 20% rezultira ca. 0.75 €c/kwh skupljom strujom i ca. 3 godine dužim rokom povrata.



SI. 6.1:Utjecaj promjene investicijskih troškova na proizvodnu cijenu struje i rok povrata

# 6.2 Utjecaj diskontne stope

SI. 6.2 prikazuje utjecaj promjene diskontne stope za ±20% na proizvodnu cijenu struje. Vidljivo je da povećanje diskontne stope rezultira zanemarivom promjenom proizvodne cijene struje.



SI. 6.2 :Utjecaj promjene diskontne stope na proizvodnu cijenu struje

# 6.3 Utjecaj broja sati u pogonu godišnje

SI. 6.3 prikazuje utjecaj promjene broja sati u pogonu za ±20% na proizvodnu cijenu struje i rok povrata. Vidljivo je da porast broja sati u pogonu za 20% snižava proizvodnu cijenu struje za oko 1€c/kWh i skraćuje rok povrata za 3-4 godine.



Sl. 6.3: Utjecaj promjene broja sati u pogonu na proizvodnu cijenu struje i rok povrata

#### 6.4 Utjecaj unutarnje korisnosti turbine

SI. 6.4 prikazuje utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine za ±20% na snagu turbine i termodinamičku korisnost. Vidljivo je da 20% viša unutarnja korisnost turbine rezultira ca. 400kW višom snagom i ca. 4% višom termodinamičkom korisnosti.



SI. 6.4: Utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine na snagu turbine i termodinamičku korisnost



SI. 6.5: Utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine na eksergetsku korisnost i proizvodnu cijenu struje

SI. 6.5 prikazuje utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine za ±20% na eksergetsku korisnost i proizvodnu cijenu struje. Vidljivo je da 20% viša unutarnja korisnost turbine rezultira ca. 14% višom eksergetskom korisnosti i nižom proizvodnom cijenom struje za ca. 0.15 €c/kWh.



SI. 6.6: Utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine na rok povrata

SI. 6.6 prikazuje utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine za ±20% na rok povrata. Vidljivo je da 20% viša unutarnja korisnost turbine rezultira ca. 0.75 godine kraćim rokom povrata.



Sl. 6.7 Utjecaj promjene unutarnji korisnosti turbine na entalpijski pad u turbini

SI. 6.7 prikazuje utjecaj promjene unutarnje korisnosti turbine za ±20% na entalpijski pad u turbini. Vidljivo je da 20% viša unutarnja korisnost turbine rezultira 15 kJ/kg višim entalpijskim padom u turbini.

#### 6.5 Utjecaj temperature dovođenja topline

SI. 6.8 prikazuje utjecaj promjene temperature dimnih plinova za ±10% na snagu turbine i termodinamičku korisnost. Vidljivo je da 10% viša temperatura dimnih plinova rezultira 250 kW višom snagom turbine i ca. 2 % višom termodinamičkom korisnosti.



SI. 6.8: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na snagu turbine i termodinamičku korisnost

SI. 6.9 prikazuje utjecaj promjene temperature dimnih plinova za ±10% na proizvodnu cijenu struje Vidljivo je da 10% viša temperatura dimnih plinova rezultira 0.2 €c/kWh nižom proizvodnom cijenom struje.



SI. 6.9: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na proizvodnu cijenu struje

SI. 6.10 prikazuje utjecaj promjene temperature dimnih plinova za ±10% na rok povrata. Vidljivo je da 10% viša temperatura dimnih plinova rezultira ca. 0.5 godine kraćim rokom povrata.



Sl. 6.10: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na rok povrata

SI. 6.11 prikazuje utjecaj promjene temperature dimnih plinova za ±10% na protok radnog fluida. Vidljivo je da 10% viša temperatura dimnih plinova rezultira 5 kg/s većim protokom radnog fluida.



Sl. 6.11: Utjecaj promjene temperature dimnih plinova na protok radnog fluida

#### 6.6 Utjecaj prodajne cijene struje

SI. 6.12 prikazuje utjecaj promjene prodajne cijene struje za ±20% na rok povrata. Vidljivo je da 20% viša prodajna cijene struje rezultira 0.03 godine kraćim rokom povrata.



Sl. 6.12: Utjecaj promjene prodajne cijene struje na rok povrata

# 7. Znanstveni doprinos

U cilju pronalaženja povoljnijih rješenja Rankine-ovog procesa sa organskim fluidom (ORC) razvijena je metoda za izbor fluida i optimizaciju ORC procesa za proizvodnju električne energije.

Razvijena je metodologija za analizu prihvatljivosti fluida s obzirom na relevantne kriterije koji će omogućiti njihovu primjenu u ORC sustavima s obzirom na uvjete sigurnosti, termodinamičke parametre i zaštitu okoliša.

Definirani su tehnički uvjeti za primjenu regeneratora u konfiguraciji energetskog sustava.

Razvijena je metoda utvrđivanja opravdanosti primjene međukruga termalnog ulja postavljanjem relevantnih kriterija koji omogućavaju primjenu konfiguracije ORC sustava sa direktnim prijenosom topline sa dimnih plinova na radni fluid.

Definiran je matematički model u svrhu proračuna performansi ORC procesa kod različitih radnih tlakova primjenom različitih radnih fluida. Postavljeni matematički model nadalje služi za definiciju rubnih uvjeta za optimizaciju.

Primijenjena je metodologija energetske, eksergetske i eksergo-ekonomske optimizacije ORC procesa za proizvodnju električne energije rekuperacijom izlazne topline dimnih plinova iz razmatranih plinskoturbinskih i dizelmotornih agregata.

Usporedba maksimalno mogućih termodinamičkih korisnosti procesa pokazuje da je u temperaturnom rasponu 250-320 °C najpovoljnija ORC konfiguracija sa regeneratorom i radnim fluidom R141b, u temperaturnom rasponu 320-410 °C najpovoljnija je ORC konfiguracija sa regeneratorom i radnim fluidom R123, a u temperaturnom rasponu 410-550 °C najpovoljnija je trotlačna konfiguracija sa vodenom parom.

#### 8. Zaključak

U radu su analizirana svojstva srednjotemperaturnih izvora topline: industrijskih plinskih turbina i stacionarnih dizelskih motora u rasponu snaga 5-30 MW. Analizirane su termodinamičke značajke ORC procesa s obzirom na vrste fluida i utjecaj na ponašanje u kružnom procesu.

Postavljen je pristup direktnog prijenosa topline sa dimnih plinova na radni fluid bez posredstva međukruga termalnog ulja koji karakterizira većinu današnjih izvedbi ORC sustava. Kod direktnog prijenosa topline organski fluidi ne smiju se izložiti previsokim temperaturama radi mogućnosti samozapaljenja a kod nekih fluida i kemijske nestabilnosti koja bi uzrokovala dekompoziciju. Kod primjene predloženog koncepta direktnog prijenosa topline kao dodatni faktor sigurnosti može se kondenzatorski tlak postaviti na nešto višu vrijednost od atmosferskog. Time će se spriječiti prodiranje kisika u parni prostor kondenzatora i povećavanje njegove koncentracije u cjevovodima kojima struji radni fluid. S druge strane, primjena ovog faktora sigurnosti kod fluida sa nižim tlakom kondenzacije od atmosferskog dovela bi do smanjenja termodinamičke korisnosti.

Pokazano je da smanjenje temperature dovođenja topline kod Rankine-ovog procesa onemogućava primjenu viših tlakova vodene pare zbog nužnosti pregrijanja kako bi se izbjegao previsoki sadržaj vlage na izlazu iz turbine. U svrhu egzaktne usporedbe maksimalno ostvarivih vrijednosti termodinamičke korisnosti ORC i Rankine-ovog procesa, provedena je termodinamička optimizacija za temperature dimnih plinova od 250 °C do 550 °C. Proračunski rezultati pokazuju da je u temperaturnom rasponu 250-320 °C najpovoljnija ORC konfiguracija sa regeneratorom i radnim fluidom R141b, u temperaturnom rasponu 320-410 °C najpovoljnija je ORC konfiguracija sa regeneratorom i radnim fluidom R123 a u temperaturnom rasponu 410-550 °C najpovoljnija je konfiguracija sa 3 kruga vodene pare.

Analizirani su kriteriji prihvatljivosti fluida za ORC proces u svrhu rekuperacije otpadne topline dimnih plinova iz industrijskih plinskih turbina i stacionarnih dizelskih motora. Prilog 1 prikazuje cjeloviti tok predizbora radnih fluida u kojem se vrši eliminacija fluida koji ne zadovoljavaju postavljene kriterije termodinamičkih parametara, Risk-fraza te GWP i ODP vrijednosti. Nakon primjene ovih općih kriterija slijede kriteriji temperature samozapaljenja i maksimalno mogućih tlakova isparivanja radnog fluida koji ovise o temperaturi dovođenja topline pa se stoga razlikuju za svaku grupu agregata. Postupak predizbora fluida rezultira fluidima R21, R123 i R141b za plinske turbine, fluidima R21, R123, R141b, R245fa i mdm za stacionarne dizelske motore i R21, R123, R141b, R245fa, d4 i mdm za analizirani pogon u cementnoj industriji.

Modeliranjem ORC procesa utvrđeno je da kod viših temperatura pregrijanja pare i nižih radnih tlakova, količina topline koju izlazeća para iz turbine predaje kapljevini (prije ulaza u utilizator) u regeneratoru poprima vrijednosti uslijed kojih bi kapljevina u regeneratoru počela isparivati. S obzirom da regeneratora nije dimenzioniran za isparivanje fluida nužno je ograničiti maksimalno moguću temperaturu kapljevine na izlazu iz regeneratora.

Modeliranjem je nadalje utvrđeno da prilikom poziva jednadžbi stanja fluida (NIST REFPROP) iz MATLAB-a nije moguće računanje svojstava točno u kritičnoj točki fluida. U slučaju da se vrijednost radnog tlaka poklapa sa iznosom kritičnog tlaka nužno je vrijednost tlaka koja se uvodi u NIST REFPROP funkciju umanjiti ili uvećati za najmanju vrijednost koja će osigurati konvergenciju proračunskog modela (npr. 0.01%). Time se postiže konvergencija proračunske rutine u MATLAB-u, a utjecaj na rezultate proračuna je beznačajan.

U optimizaciju su uvedeni samo fluidi koji zadovoljavaju sve kriterije prihvatljivosti kako bi se vrijeme izvođenja optimizacijske rutine svelo u razumne granice. Rezultati termodinamičke optimizacije za plinske turbine rezultiraju rasponom snaga 3255-12945kW, termodinamičkom korisnosti 22.4-26.1% te rokom povrata 2.5-3.8 godina. Vrijednosti termodinamičke korisnosti odgovaraju onima koje se sreću u recentnoj stručnoj i znanstvenoj literaturi za postrojenja sličnih snaga, pogonskih parametara i konfiguracija.

Rezultati termodinamičke optimizacije za stacionarne dizelske motore rezultiraju rasponom snaga 600-3500kW, termodinamičkom korisnosti 17.3-20.7% te rokom povrata 13.2-20 godina. Ekonomski proračun pokazuje da optimirani ORC sustavi za rekuperaciju otpadne topline iz stacionarnih dizelskih motora (za korištene pretpostavke) nisu isplativi.

Primjena razvijene metode na rekuperaciji otpadne topline u analiziranom pogonu u cementnoj industriji pokazuje da je primjenom ORC sustava moguće ostvariti maksimalnu termodinamičku korisnost od 19.9%, električnu snagu od 2185 kW uz razmjerno dug rok povrata od 14 godina.

# 9. Popis literature

- [1] Prelec Z., *Energetika u procesnoj industriji*, Školska knjiga, Zagreb, INA-Industrija nafte Zagreb d.d., Rafinerija nafte Rijeka, Zagreb-Rijeka (1994)
- [2] Franković B., Dubrović Ž., Jurdana B., Termoenergetska analiza komunalnog energetskog sustava pogonjenog prirodnim plinom za područje DPU-a Kampus Trsat-KBC Sušak u Rijeci, Hrvatska stručna udruga za plin (2008),104-108
- [3] Bogdan Ž., Šerman N., Optimiranje pogonskog režima kogeneracijskog postrojenje po kriteriju troška, Strojarstvo 22 (1980) 5, Strojarstvo 44 (2002), 17-25
- [4] Knoche F., Henrich F., Eksergijski gubitci i energijska učinkovitost kombiniranih desnokretnih kružnih procesa, Strojarstvo 44 (2002) 61-71
- [5] Elčić Z., *Parne turbine*, ABB Tvornica energetskih postrojenja d.o.o., Karlovac (1995)
- [6] Elčić Z., *Parne turbine male i srednje jedinične snage i njihova uloga u proizvodnji energije*, Strojarstvo 19 (1977), 49-60
- [7] Staniša B., *Svojstva suvremenih kombinirano plinsko-parnih turbinskih postrojenja*, Strojarstvo 36 (1994), 169-189
- [8] <u>www.turboden.eu</u>
- [9] <u>www.ormat.com</u>
- [10] <u>www.adoratec.com</u>
- BCS, Incorporated, Waste Heat Recovery- Technology and Opportunities in U.S. Industry, U.S. Department of Energy's Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, Industrial Technologies Program (ITP). (2008)
- [12] Grupa autora, *Inženjerski priručnik IP1 Temelji inženjerskih znanja*, Školska knjiga, Zagreb (1996)
- [13] Prelec Z, Energetski uređaji, predavanja
- [14] Kreuh, L, *Generatori pare (parni kotlovi)*, Školska Knjiga Zagreb, Zagreb (1978)
- [15] *Two-stroke low speed diesel engines for independent power producers and captive power plants*, MAN Diesel, Denmark (2009)
- [16] Bogdan Ž., Schneider D., *Sustainable power generation*, predavanja (2005)
- [17] Gregor J., Heat Recovery Steam Generator Simulator

- [18] Budin R., Mihelić-Bogdanić A., *Osnove tehničke termodinamike*, Školska Knjiga Zagreb, Zagreb (2002)
- [19] Wartsila Power Plants Product Catalogue (2010)
- [20] MAN Disel & Turbo, Stationary Engine Programme 3rd edition (2010)
- [21] Hadžiefendić Š., Lekić A., Kulić E., Kogeneracija i alternativne tehnologije u proizvodnji električne energije, Bosna-S Oil Services Company-Konzalting Biro-Sarajevo, Sarajevo
- [22] J. Karl, *Dezentrale Energiesysteme*, 2.Auflage, Oldenbourg Verlag München Wien, (2006)
- [23] Fluid Thermodynamic and Transport Properties, NIST Standard Database 23, Version 8.0, (2007)
- [24] Lucien Y. Bronicki, *Organic Rankine cycle power plant for waste heat recovery*, (2007)
- [25] Schroeder D.J., Organic Rankine cycle working fluid considerations for waste heat to power applications, ASHRE Transactions, Vol.116, Part 1, (2010)
- [26] Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W., Desirable Thermophys Properties of Working Fluid sin Organic Rankine Cycle, Proceedings European Geotermal Congress (2007)
- [27] Groups of autor, *Development of a direct evaporator for the organic Rankine cycle*, 2011 TMS Annual Meeting (2011)
- [28] Dragičević V., Prelec Z., Franković B., *Optimisation of a cogeneration plant using pinch metod*, Međunarodni kongres Energija i okoliš (2006), 411-423
- [29] Ignace Vankeirsbilck, Bruno Vanslambrouck, Sergei Gusev, Michel De Paepe, Efficiency comparison between the steam cycle and ORC for small scale power generation, 2<sup>nd</sup> European Conference on Polygeneration – 30<sup>th</sup> March-1<sup>st</sup> April, 2011– Tarragona, Spain
- [30] Invernizzi C., Iora P., Silva P., *Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines*, Applied Thermal Engineering 27 (2007), 100–110
- [31] Hee Lee J., Seop Kim T., Analysis of design and part load performance of micro gas turbine/ Organic Rankine cycle combined systems, Journal of mechanical science and technology Vol.20, No.9 (2006), 1502-1513
- [32] Leibowitz H., Schochet N.D., *Generating electric power from compressor* station residual heat, ORMAT International
- [33] Ahnger A., *ECC with internal combustion engines*, WÄRTSILÄ technical journal (2007)

- [34] Vaja I., Gambarotta A., Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs), Energy 35 (2010), 1084–1093
- [35] Srinivasan K.K., Mago J.P. Krishnan R.S., Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle, Energy 35 (2010), 2387-2399
- [36] Bombarda P., Invernizzi M.C., Pietra C., Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles, Applied Thermal Engineering 30 (2010), 212–219
- [37] Liu B.T., Chien K.H., Wang C.C., Effect of working fluids on organic Rankine cycle for wasteheat recovery, Energy 29 (2004), 1207–1217
- [38] Aljundi H. I., Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle, Renewable Energy (2010), 1-7
- [39] Conti G., Gianni P., Tramati M.,Lepori L., Matteoli E., *Excess molar enthalpies and excess molar heat capacities of (chloroform + tetrahydrofuran + cyclohexane) at the temperature 298.15K*, J. Chem. Thermodynamics 29 (1997), 865-877
- [40] Drescher U., Brüggemann D., Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, Applied Thermal Engineering 27 (2007), 223–228
- [41] Angelino G., Colonna di Paliano P., *Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs)*, Energy Vol. 23 (1998), 449–463
- [42] Papadopoulos I.A., Stijepovic M., Linke P., On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles, Applied Thermal Engineering 30 (2010), 760–769
- [43] Calderazzi L., Colonna do Paliano P., Thermal stability of R-134a, R-141b, R-1311, R-7146, R-125 associated with stainless steel as a containing material, Int J. Refrig. Vol. 20 (1997), 381-389
- [44] Hung T.C., Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fuids, Energy Conversion and Management 42 (2001), 539-553
- [45] Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J., *Working fluids for lowtemperature organic Rankine cycles*, Energy 32 (2007), 1210–1221
- [46] Hung C.T., Wang K.S., Kuo H.C., Pei S.B., Tsai F.K., A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, Energy 35 (2010), 1403–1411

- [47] Chen Y., Lundqvist P., Johansson A., Platell P., A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery, Applied Thermal Engineering 26 (2006), 2142–2147
- [48] Schuster A., Karellas S., Kakaras E., Spliethoff H., Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, Applied Thermal Engineering 29 (2009), 1809–1817
- [49] Gnutek Z., Bryszewska-Mazurek A., *The thermodynamic analysis of multicycle ORC engine*, Energy 26 (2001), 1075–1082
- [50] Chacartegui R., Sánchez D., J.M. Muñoz, Sánchez T., Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants, Applied Energy 86 (2009), 2162–2170
- [51] Desai B.N., Bandyopadhyay S., *Process integration of organic Rankine cycle*, Energy 34 (2009), 1674–1686
- [52] Dai Y., Wang J., Gao L., Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, Energy Conversion and Management 50 (2009), 576–582
- [53] Wei D., Lu X., Lu Z., Gu J., Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery, Applied Thermal Engineering 28 (2008), 1216–1224
- [54] Wei D., Lu X.,Lu Z., Gu J., Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, Energy Conversion and Management 48 (2007), 1113–1119
- [55] Yari M., Mahmoudi. S.M.S., Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles, Applied Thermal Engineering 30 (2010), 366–375
- [56] Mago J.P., Chamra M. L., Srinivasan K., Somayaji C., An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, Applied Thermal Engineering 28 (2008), 998-1007
- [57] Hung C.T., Shai, Y.T., Wang K.S., *A review of organic Rankine cycles (ORCs)* for the recovery of low-grade waste heat, Energy 22 (1997), 661-667
- [58] Chen H., Goswami Y.D., Stefanakos K.E., A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010), 3059–3067

- [59] Roy P.J., Mishra K.M., Misra A., Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, Energy (2010), 1-14
- [60] Nguyen Q.T., Slawnwhite D.J., Goni Boulama K., *Power generation from residual industrial heat*, Energy Conversion and Management 51 (2010), 2220–2229
- [61] Yamamoto T., Furuhata T., Arai N., Mori K., *Design and testing of the Organic Rankine Cycle*, Energy 26 (2001), 239–251
- [62] Schuster A., Karellas S., Aumann R., *Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles*, Energy 35 (2010), 1033–1039
- [63] Wang J., Dai Y., Gao L., Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry, Applied Energy 86 (2009), 941–948
- [64] Quoilin S., Lemort V., Lebrun J., *Experimental study and modeling of an* Organic Rankine Cycle using scroll expander, Applied Energy 87 (2010), 1260–1268
- [65] Lemort V., Quoilin S., Cuevas C., Lebrun J., Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering 29 (2009), 3094–3102
- [66] Khurana S., Banerjee R., Gaitonde U., *Energy balance and cogeneration for a cement plant*, Applied Thermal Engineering 22 (2002), 485–494
- [67] Bronicki Y.L., *Organic Rankine cycle power plant for waste heat recovery* (2007), <u>http://www.ormat.com</u>
- [68] Directive 97/23/EC of the European Parliament and of the Council of 29th May 1997 on the approximation of the laws of the Member States concerning pressure equipment
- [69] Consolidated version of Council Directive 67/548/EEC, amended 1/08/2008
- [70] EU Commission directive 2001/58/EC, 27 July 2001
- [71] EU Commission directive 2001/59/EC, 6th August 2001
- [72] http://en.wikipedia.org/wiki/List of R-phrases
- [73] Group of autors, *Handbook on life cycle assessment Operational guide to the ISO standards*, Kluwer Academic Publisher (2002)
- [74] http://www.epa.gov/ozone/geninfo/gwps.html
- [75] http://www.epa.gov/Ozone/science/ods/index.html

- [76] Ozone Secretariat United Nations Environment Programme, Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, Eighth edition (2009)
- [77] http://glossary.periodni.com
- [78] <u>http://www.wolframalpha.com</u>
- [79] Klun M., *Princip rada ORC-a*; Diplomski rad, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb (2010)
- [80] http://blackmonk.co.uk/2009/10/22/overall-heat-transfer-coefficients
- [81] Lukawski M., Design and Optimization of Standardized Organic Rankine Cycle Power Plant for European Conditions, Master's thesis, University of Iceland & the University of Akureyri, Akureyri (2009)
- [82] Bini R., Di Prima M., Guerico A., *Organic rankine cycle (ORC) in biomass plants: an overview on different applications*, Turboden (2010)
- [83] N. Duić (2002), Digital Tutorial, http://powerlab.fsb.hr/OsnoveEnergetike/udzbenik
- [84] <u>http://www.eex.com/de</u>
- [85] Carl F.K., Modeling, analysis and optimization of process and energy systems, John Wiley&Sonc Inc., New Jersey (2012)

Popis simbola					
Oznaka	Jedinica	Opis			
2r	mm	Stapaj			
Α	m²	Površina			
b		Broj radnih procesa			
<b>C</b> ORC,modul	€/kW	Specifična cijena ORC modula			
$C_{ORC,modul}$	€	Cijena ORC modula			
C <sub>uk</sub>	€	Ukupni investicijski troškovi			
C <sub>n<sub>K</sub></sub>	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet pri politropskoj kompresiji			
<b>C</b> <sub>n<sub>E</sub></sub>	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet pri politropskoj ekspanziji			
Cp	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet kod konstantnog tlaka			
$C_V$	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet kod konstantnog volumena			
D	god	Period amortizacije			
d	mm	Promjer cilindra			
E <sub>el</sub>	kWh	Električna energija			
$E^{*}$	kJ	Eksergija			
$E_{Q}^{*}$	kJ	Eksergija topline			
• <i>E</i> *	kW	Eksergija u jedinici vremena			
e	kJ/kg	Specifična eksergija			
f <sub>r</sub>		Faktor raspoloživosti			
f <sub>o</sub>		Faktor opterećenja			
	kg <sub>CO₂,ekv</sub>	Pridruženi potencijal globalnog zatopljenja			
GVVF <sub>a,i</sub>	kg <sub>i</sub>	tvari <i>i</i> kroz period od <i>a</i> godina			
GWP <sub>i</sub>	kg <sub>CO2</sub> ,ekv	Indikator klimatskih promjena			
H <sub>d</sub>	kJ/kg	Donja ogrjevna vrijednost goriva			
h	kJ/kg	Specifična entalpija			
h <sub>i</sub>	mm	Visina ispušnih proreza			
• I	kW	Eksergetski gubici u jedinici vremena			
k	W/m <sup>2</sup> K	Koeficijent prolaza topline			
kr_	-	Kriterij za predizbor fluida			
K <sub>ORC</sub>	€	Investicijski troškovi opreme ORC postrojenja			

• m	kg/s	Protočna količina
n	min⁻¹	Broj okretaja u minuti
n <sub>K</sub>	kJ/kg	Koeficijent politropske kompresije
n <sub>E</sub>	kJ/kg	Koeficijent politropske ekspanzije
	kg <sub>R11,ekv</sub>	Potencijal trošenja ozonskog sloja
ODF∞,i	kg <sub>i</sub>	stacionarnog stanja tvari <i>i</i>
$ODP_i$	kg <sub>R11,ekv</sub>	Indikator trošenja ozonskog sloja
p	bar	Tlak
PP	°C	Pinch točka
Ρ	kW	Snaga
$\dot{Q}$	kW	Toplinska snaga
$q_d$	kJ/kg	Specifična dovedena toplina
$Q_{DOV}$	kJ	Dovedena toplina
$\dot{Q}_{\kappa \iota}$	kW	Toplinska snaga dovedena gorivom u komori izgaranja
$q_o$	kJ/kg	Specifična odvedena toplina
R	kJ/kmolK	Opća plinska konstanta
r <sub>p</sub>		Omjer tlakova
<i>r</i> <sub>u</sub>		Omjer uštrcavanja
r <sub>v</sub>		Omjer volumena
S	kJ/kgK	Specifična entropija
t	°C	Temperatura
Т	К	Apsolutna temperatura
$V_C$	m <sup>3</sup>	Volumen cilindra
$V_K$	m <sup>3</sup>	Kompresijski volumen
W	kJ/kg	Jedinični rad
$\overset{ullet}{W}_k$	kW	Snaga za pogon kompresora
$\mathbf{\dot{W}}_{t}$	kW	Snaga turbine
Ζ	-	Broj cilindara
ΔV	m <sup>3</sup>	Stapajni volumen
$\Delta V_r$	m <sup>3</sup>	Radni volumen
3	%	Stupanj kompresije
$oldsymbol{\eta}_{komp,i}$	%	Unutarnja korisnost kompresora

D. Bišćan	Doktorska disertacija	: Optimizacija	korištenja	srednjotemp	peraturnih izvora	a otpadne topline	putem ORC	procesa
	-							

$\eta_{eks}$	%	Eksergetska korisnost
$\eta_e$	%	Električna korisnost
$\eta_{gen}$	%	Korisnost električnog generatora
$\eta_{\textit{term}}$	%	Termodinamička korisnost
$\eta_{\kappa}$	%	Korisnost komore izgaranja
$\eta_m$	%	Mehanička korisnost
$\eta_{{\it pumpe},i}$	%	Unutarnja korisnost pumpe
$\eta_{{\it pumpe,m}}$	%	Mehanička korisnost pumpe
$oldsymbol{\eta}_{\textitturbine,i}$	%	Unutarnja korisnost turbine
$oldsymbol{\eta}_{\textitturbine,m}$	%	Mehanička korisnost turbine
γ	0	Kut nagiba krivulje suhozasićene pare fluida
K	-	Eksponent adijabate

Popis indeksa	
el	električni
eko	Ekonomajzer
g	Dimni plinovi
god	Period od godinu dana
inv	Investicijski
isp	Isparivač
izl	Izlazni
kond	Kondenzator
kot	Kotao
krit	Kritični (parametar)
o&m	Pogon i održavanje
орр	Otpadni plinovi peći
opt	optimalan
preg	Pregrijač
regen	Regenerator
rev	Revizija
rv	Rashladna voda
S	Radni fluid
uk	Ukupni
ul	Ulazni
z	Zrak
zas	Zasićenost

Popis kratica	
cash flow	Tok novca
ccach flow	Kumulativni tok novca
CR	Povrat kapitala
N/A	Nije prihvatljivo
NSEG	Broj segmenata
ORC	Organski Rankine-ov proces
OK	Prihvatljivo
PT	Plinska turbina
PV	Sadašnja vrijednost novca
ROI	Rok povrata investicije
NIST	Nacionalni institut za standarde i tehnologiju (SAD)
SUI	Motor sa unutarnjim izgaranjem

# Životopis

Davor Bišćan rođen je 30. lipnja 1974. godine u Karlovcu. Osnovnu školu je pohađao u Duga Resi, a maturirao je 1992. godine u Gimnaziji Karlovac na matematičkoinformatičkom smjeru. Na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu diplomirao je 1998. godine, na smjeru strojarske konstrukcije s temom "Proračun i konstrukcija teretnog vozila nosivosti 2 tone". Tijekom studija radi na poslovima referenta prodaje alata za strojnu obradu metala. Za to vrijeme odlazi na nekoliko kraćih boravaka kod dobavljača alata sa ciljem učenja njemačkog jezika. Nakon regulirane vojne obveze, u studenom 1999. kratko se zapošljava u firmi TKL na mjestu referenta prodaje.

U siječnju 2000. prelazi u firmu ABB PPL gdje radi na projektiranju pomoćnih sustava plinske turbine. U svibnju 2001. godine odlazi na usavršavanje u Alstom Power Ltd. u Badenu, Švicarska, u trajanju od 2 godine. Po povratku u Alstom Power d.o.o. radi na projektiranju i razvoju pomoćnih sustava plinske turbine na mjestu zamjenika glavnog inžinjera. U travnju 2004. godine zapošljava se u firmi ENERSIS d.o.o. gdje radi na mjestu projektanta industrijskih termoenergetskih postrojenja za firmu MAN TURBO. Uvodi projektiranje pomoću 3D-PDMS programa u odjel pomoćnih sustava industrijske plinske turbine. Sudjeluje u aktivnostima odjela za istraživanje i razvoj kroz pronalaženje inovativnih rješenja u postojećim energetskim procesima.

U svibnju 2005. polaže stručni ispit pred komisijom Ministarstva zaštite okoliša, prostornog uređenja i graditeljstva. Nadalje se kontinuirano stručno usavršava pohađajući seminare i konferencije posvećene energetici. U rujnu 2005. upisuje postdiplomski studij Sustainable Energy Engineering na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, Sveučilištu u Zagrebu gdje se specijalizira za područje optimalnog korištenja otpadne topline u plinsko-turbinskom procesu.

U siječnju 2010. osniva novi odjel unutar firme MIKRA d.o.o. gdje radi na poslovima projektiranja i razvoja energetskih postrojenja.

Autor je jednog znanstvenog i dva stručna rada te je sudjelovao u izradi više studija i tehnoloških rješenja.

Tečno govori i piše engleski i njemački jezik. Oženjen je i otac je dvoje djece.