



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**ANALISIS EKSERGI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA PANASBUMI  
SIKLUS BINER DENGAN *REGENERATIVE ORGANIC RANKINE CYCLE*  
(*RORC*)**

**SKRIPSI**

**AYU SETYA ISMAWATI**

**0906604496**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK KIMIA  
DEPOK  
JUNI 2012**

## HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Makalah skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.**

**Nama : AYU SETYA ISMAWATI**

**NPM : 0906604496**

**Tanda Tangan :**



**Tanggal : Juni 2012**

## LEMBAR PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : Ayu Setya Ismawati  
NPM : 0906604496  
Program Studi : Teknik Kimia  
Judul Skripsi : Analisis Eksergi Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi  
Siklus Biner Dengan *Regenerative Organic Rankine Cycle*  
(RORC)

Telah berhasil dipertahankan dihadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Kimia, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

### DEWAN PENGUJI

Pembimbing 1 : Prof. Dr. Ir. Widodo W. Purwanto, DEA (  )

Pembimbing 2 : Dr. Taufan Surana, M.Eng (  )

Penguji 1 : Dr. Ir. Asep Handaya Saputra, M.Eng (  )

Penguji 2 : Ir. Kamarza Mulia M.Sc., Ph.D (  )

Penguji 3 : Dr. Ir. Setiadi, M.Eng (  )

Ditetapkan di : Depok  
Tanggal : 26 Juni 2012

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, karena atas kebaikan-Nya penulis dapat menyelesaikan makalah skripsi ini dengan baik. Makalah Skripsi yang berjudul “Analisis Eksergi Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi Siklus Biner Dengan *Regenerative Organic Rankine Cycle (RORC)*” disusun untuk memenuhi salah satu syarat untuk melaksanakan tugas akhir dan penelitian di Program Studi Teknik Kimia, Departemen Teknik Kimia, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

Dalam penyusunan makalah skripsi ini, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

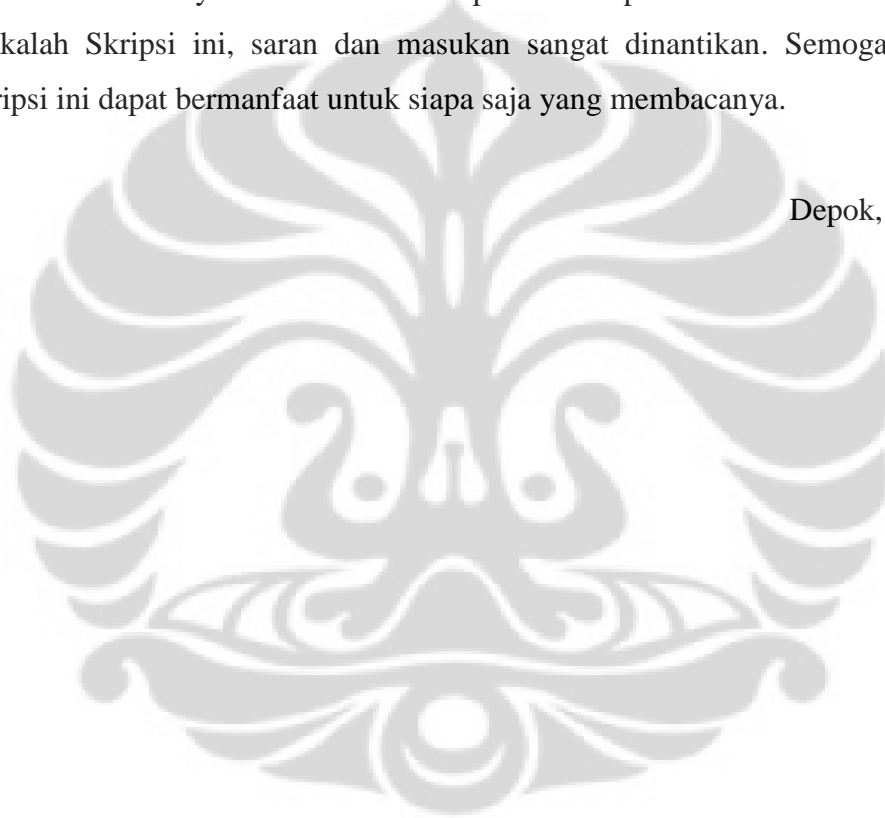
1. Prof. Dr. Ir. Widodo Wahyu Purwanto, DEA, selaku dosen pembimbing atas saran, bimbingan, arahan, dan kritiknya dalam menyusun Makalah Skripsi ini;
2. Dr. Taufan Surana, M.Eng, selaku dosen pembimbing 2 atas saran, bimbingan, dan diskusi mengenai Panasbumi yang sangat menambah pengetahuan;
3. Ir. Setiadi, M.Eng, selaku dosen pembimbing akademis atas saran dan masukannya terhadap akademis penulis;
4. Lina Agustina, ST, atas saran, bimbingan, dan tutorial untuk menjalankan program simulasi serta pengetahuan di bidang Panasbumi;
5. Rekan-rekan Teknik Kimia seperjuangan, semangat untuk kita semua dan semoga sukses untuk kedepannya;
6. Kedua Orang Tua, dan adik-adik saya, serta keluarga besar yang senantiasa selalu mendukung saya dengan segenap do'a, kasih sayang, dan dorongan yang luar biasa untuk segera lulus. Semoga Allah SWT selalu memberikan limpahan rahmatnya untuk kita sekeluarga;
7. Serta untuk Wambra Aswo Nuqramadha S.Si, atas saran, diskusi, dan dukungan, serta do'anya kepada penulis. Semoga kamu dan keluarga selalu diberikan rahmat oleh Allah SWT;

8. Sahabat-sahabat tersayang yang selalu memberikan dukungan dan do'nya kepada penulis, mereka yang menjadi penyemangat dan inspirasi dikala suka dan duka.
9. Seluruh kerabat, sahabat, dan teman-teman yang senantiasa selalu mendukung dengan semangat dan do'anya yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Akhir kata, semoga Allah SWT senantiasa membalas semua kebaikan yang telah diberikan untuk saya dan mohon maaf apabila terdapat kesalahan dalam penulisan Makalah Skripsi ini, saran dan masukan sangat dinantikan. Semoga Makalah Skripsi ini dapat bermanfaat untuk siapa saja yang membacanya.

Depok, Juni 2012

Penulis



**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS  
AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

---

---

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Ayu Setya Ismawati  
NPM : 0906604496  
Program Studi : Teknik Kimia  
Departemen : Teknik Kimia  
Fakultas : Teknik  
Jenis Karya : Skripsi

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Non-eksklusif (Non-exclusive Royalty-Free Right)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**ANALISIS EKSERGI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA PANASBUMI  
SIKLUS BINER DENGAN *REGENERATIVE ORGANIC RANKINE CYCLE*  
(*RORC*)**

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Non-eksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (database), merawat, dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok  
Pada tanggal : Juni 2012

Yang menyatakan,



**(Ayu Setya Ismawati)**

## ABSTRAK

Nama : Ayu Setya Ismawati  
Program Studi : Teknik Kimia  
Judul : Analisis Eksergi Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi  
Siklus Biner Dengan *Regenerative Organic Rankine Cycle*  
(RORC)

*Regenerative Organic Rankine Cycle* (RORC) pada siklus biner menjadi salah satu alternatif yang dapat meningkatkan performansi dan efisiensi dari siklus pada Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi (PLTP) yang memiliki entalpi rendah hingga menengah. Efisiensi suatu pembangkit tidak cukup hanya dilihat berdasarkan efisiensi energi (hukum I Termodinamika) saja, metode tersebut kurang mampu menggambarkan aspek-aspek penting dari pemanfaatan energi. Oleh karena itu, diperlukan kombinasi pendekatan eksergi (hukum II Termodinamika) dalam analisisnya.

Penelitian membandingkan tiga siklus biner konseptual yaitu basic ORC, RORC dan modifikasi RORC menggunakan *Internal Heat Exchanger* (IHE) serta menggunakan R-123 sebagai fluida kerjanya. Digunakan suatu aplikasi pemodelan sistem yang dibantu oleh *software Engineering Equation Solver* (EES). Hasil perhitungan termodinamika kemudian digunakan untuk mendefinisikan efisiensi energi dan eksergi pembangkit, menghitung daya netto, dan mengidentifikasi serta menghitung besarnya degradasi eksergi yang dihasilkan.

Dari hasil perhitungan dan simulasi diperoleh RORC dengan IHE memiliki efisiensi yang lebih tinggi, baik energi maupun eksergi dan daya yang lebih besar. Siklus ini menghasilkan 18,19 % efisiensi energi, 20,49 % efisiensi eksergi, dan daya netto sebesar 596,1 kW. Kenaikan temperatur inlet turbin, penurunan tekanan kondensor, perbedaan temperatur *pinch* evaporator dan kondensor yang lebih kecil, serta penurunan temperatur reinjeksi menghasilkan daya netto dan efisiensi yang lebih besar.

**Kata kunci** : Eksergi, Siklus Biner, *Regenerative Organic Rankine Cycle* (RORC), *Internal Heat Exchanger* (IHE)

## ABSTRACT

Name : Ayu Setya Ismawati  
Study Program : Chemical Engineering  
Title : An Exergetic Analysis Of Binary Cycle Geothermal  
Power Plant Using Regenerative Organic Rankine Cycle  
(RORC)

Regenerative Organic Cycle (RORC) on binary cycle becomes one of the alternatives that can increase the performance and efficiency from the cycle of Geothermal Power Plant (PLTP) which has low until average enthalpy. The efficiency of the power is not only be seen based on the energy efficiency (Thermodynamics Law I) only, that method is less able to describe the important aspects of energy utilization. Therefore, it is needed the combination of exergy approach (Thermodynamics Law II) in its analysis.

The study compared three conceptual binary cycles; basic ORC, RORC, and RORC modification using Internal Heat Exchanger (IHE) and also using R-123 as working fluid. It is used a modeling application system which is assisted by software Engineering Equation Solver (EES). The results of Thermodynamic calculations are then used to define energy efficiency and exergy power, calculate net power, and identify also quantify the resulted of exergy degradation.

From the calculation and simulation results obtained that RORC with IHE have higher efficiency, either energy or exergy and greater power. This cycle produces 18,19 % energy efficiency, 20,49 % exergy efficiency, and net power is about 596,1 kW. The increasing of turbin inlet temperature, condenser pressure drops, the differences of pinch evaporator temperature and smaller condenser, also the descent of reinjection temperature produces net and greater efficiency.

**Keywords :** *Exergy, Binary Cycle, Regenerative Organic Rankie Cycle (RORC), Internal Heat Exchanger (IHE).*

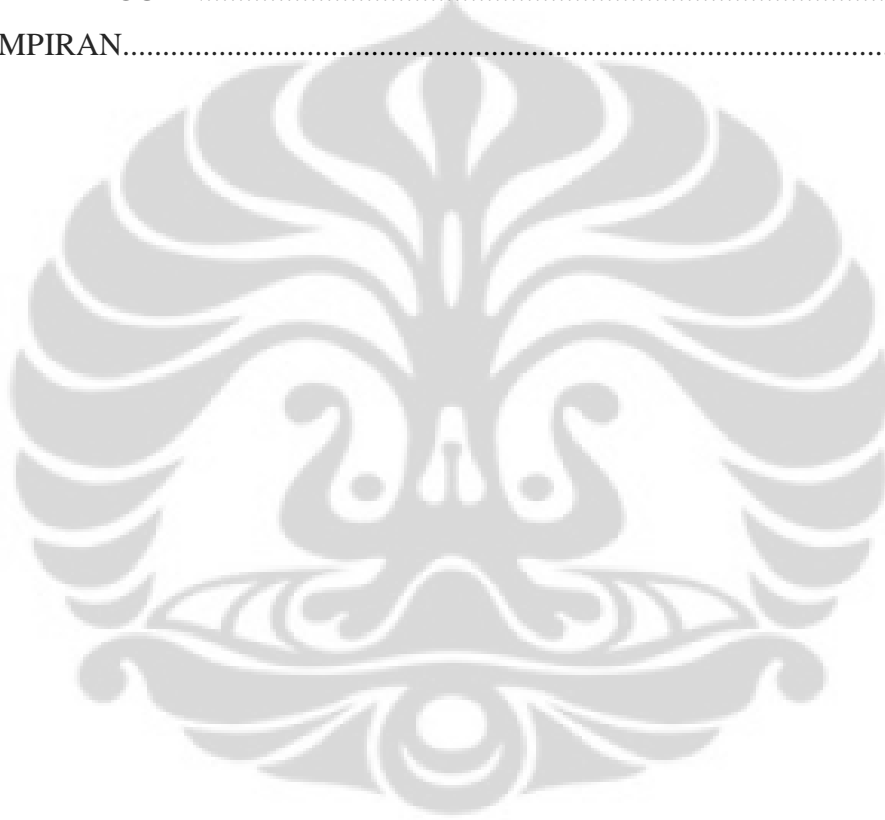


## DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN .....	iii
KATA PENGANTAR .....	iv
HALAMAN PENGESAHAN PUBLIKASI ILMIAH .....	vi
ABSTRAK .....	vii
ABSTRACT .....	viii
DAFTAR ISI .....	ix
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xiv
DAFTAR SIMBOL .....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Metodologi Penelitian.....	4
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB 2 STUDI LITERATUR.....	5
2.1 Efisiensi Hukum-Kedua.....	5
2.2 Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi (PLTP).....	6
2.2.1 PLTP Sistem Binary-Cycle .....	7
2.3 Organic Rankine Cycle (ORC).....	9
2.3.1 Pengembangan Model Binary-Cycle dengan RORC.....	10
2.4 Konsep Dasar Eksergi.....	12
2.4.1 Dead State.....	12
2.4.2 Eksergi untuk Sistem Tertutup.....	13
2.4.3 Perpindahan Eksergi Dikaitkan dengan Perpindahan Kalor.....	16
2.4.4 Keseimbangan Eksergi untuk Massa Kendali.....	19
2.5 Perhitungan Umum Analisis Energi dan Eksergi RORC.....	21
2.6 Analisis Energi dan Eksergi Sub-komponen.....	22

2.6.1	Analisis Energi dan Eksergi Model 1.....	23
2.6.1.1	Pompa.....	23
2.6.1.2	Evaporator.....	24
2.6.1.3	Turbin.....	24
2.6.1.4	Kondensor.....	24
2.6.1.5	Efisiensi siklus.....	25
2.6.1.6	Total Eksergi Siklus.....	25
2.6.1.7	Efisiensi Hukum-kedua.....	25
2.6.2	Analisis Energi dan Eksergi Model 2.....	26
2.6.2.1	Feed-water Heater.....	26
2.6.2.2	Pompa (Proses 1-2 dan 3-4).....	26
2.6.2.3	Evaporator (Proses 4-5).....	27
2.6.2.4	Turbin (Proses 5-6 dan 5-7).....	28
2.6.2.5	Kondensor.....	28
2.6.2.6	Efisiensi siklus.....	28
2.6.2.7	Total Eksergi Siklus.....	29
2.6.2.8	Efisiensi Hukum-kedua.....	29
2.6.3	Analisis Energi dan Eksergi Model 3.....	29
2.6.3.1	Evaluasi Performansi.....	30
2.7	$\Delta$ Temperatur <i>Pinch</i> .....	31
2.8	Kriteria Dalam Pemilihan Fluida Kerja.....	33
BAB 3	METODE PENELITIAN.....	36
3.1	Asumsi dan Data yang Digunakan.....	37
3.2	Desain Persamaan.....	40
3.3	Simulasi.....	43
3.4	Analisis Komparatif.....	44
BAB 4	ANALISIS HASIL SIMULASI.....	45
4.1	Analisis Hasil Simulasi.....	45
4.2	Analisis Efisiensi Energi dan Eksergi.....	51
4.2.1	Analisis Performansi Setiap Komponen.....	51
4.2.2	Degradasi Eksergi Setiap Komponen.....	52
4.2.3	Perbandingan Efisiensi Keseluruhan.....	55

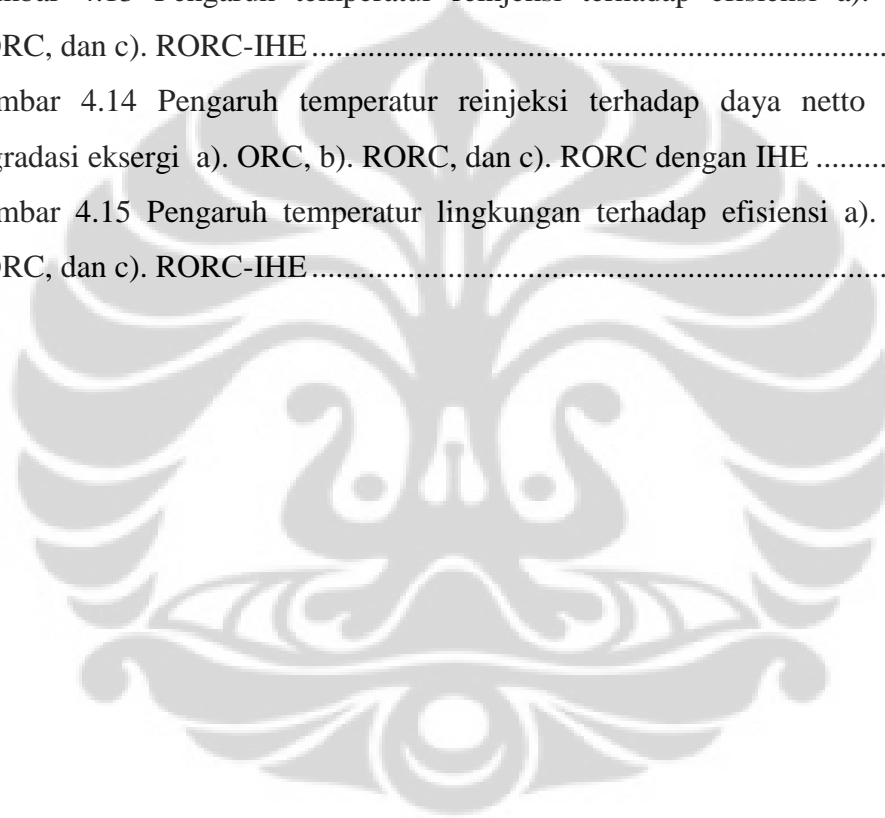
4.3 Analisis Pengaruh Inlet Turbin.....	56
4.4 Analisis Pengaruh Tekanan Kondensor.....	59
4.5 Analisis Pengaruh $\Delta$ Temperatur <i>Pinch</i> .....	61
4.6 Analisis Pengaruh Temperatur Reinjeksi Fluida Panasbumi.....	65
4.7 Analisis Pengaruh Temperatur Lingkungan Terhadap Efisiensi.....	68
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	72
5.1 Kesimpulan.....	72
5.2 Saran.....	73
DAFTAR ACUAN.....	74
LAMPIRAN.....	75



## DAFTAR GAMBAR

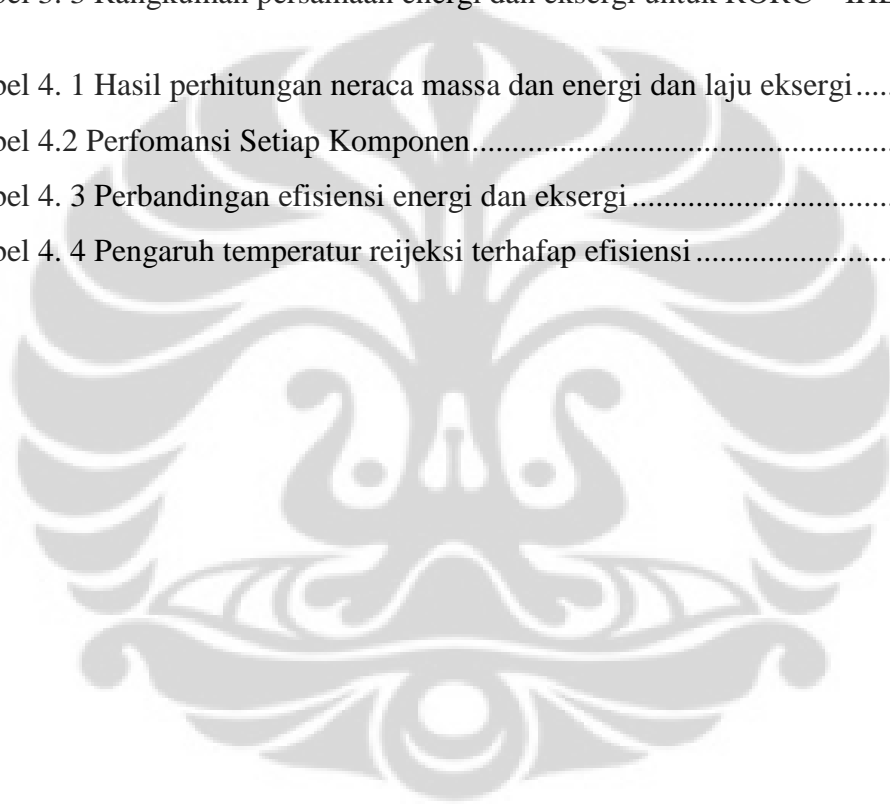
Gambar 2.1 Diagram proses <i>binary-cycle</i> secara umum .....	8
Gambar 2.2 Diagram P-h ( <i>pressure-enthalpy</i> ) untuk proses <i>binary-cycle</i> umum (DiPippo, 2008).....	8
Gambar 2.3 Model 1. Regenerative Organic Rankine Cycle tanpa IHE .....	11
Gambar 2.4 Model 2. Regenerative Organic Rankine Cycle menggunakan IHE .....	11
Gambar 2.5 Sistem tertutup .....	13
Gambar 2.6 Skematik pengembangan kerja <i>reversibel</i> .....	15
Gambar 2.7 Plot T-S menunjukkan area mewakili perpindahan eksergi dikaitkan dengan perpindahan kalor dari sistem tertutup pada temperatur konstan $T_R$ .....	17
Gambar 2.8 Plot T-S menunjukkan area dari perpindahan eksergi .....	18
Gambar 2.9 Arah perpindahan kalor Q dan perpindahan <i>Eksergi</i> $\phi$ .....	19
Gambar 2.10 Diagram dari process penukaran panas antara fluida panas bumi dengan fluida kerja ORC dalam evaporator.....	22
Gambar 2.11 Model 2. Regenerative Organic Rankine Cycle tanpa IHE .....	26
Gambar 2.12 Model 3. Regenerative Organic Rankine Cycle menggunakan IHE .....	30
Gambar 2.13 Kurva Komposit .....	32
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian.....	37
Gambar 3.2 Basic ORC.....	40
Gambar 3.2 RORC.....	41
Gambar 3.3 RORC – IHE .....	42
Gambar 4. 1 Diagram P-h a). ORC, b). RORC, dan c). RORC – IHE .....	49
Gambar 4. 2 Diagram T-s a). ORC, b). RORC, dan c). RORC – IHE.....	50
Gambar 4.3 Besar <i>Losses</i> setiap komponen a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE .....	54
Gambar 4.4 Pengaruh temperatur inlet turbin terhadap daya netto .....	57
Gambar 4. 5 Pengaruh temperatur inlet turbin terhadap efisiensi energi.....	57

Gambar 4. 6 Pengaruh temperatur inlet turbin terhadap efisiensi eksergi .....	58
Gambar 4.7 Pengaruh tekanan kondensor terhadap daya netto .....	59
Gambar 4. 8 Pengaruh tekanan kondensor terhadap efisiensi energi.....	59
Gambar 4. 9 Pengaruh tekanan kondensor terhadap efisiensi eksergi .....	60
Gambar 4.10 Proses pada alat penukar panas antara fluida panasbumi dan fluida kerja dalam evaporator a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE.....	62
Gambar 4. 11 Pengaruh $\Delta$ temperatur <i>pinch</i> terhadap efisiensi energi.....	63
Gambar 4. 12 Pengaruh $\Delta$ temperatur <i>pinch</i> terhadap efisiensi eksergi .....	64
Gambar 4.13 Pengaruh temperatur reinjeksi terhadap efisiensi a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE .....	65
Gambar 4.14 Pengaruh temperatur reinjeksi terhadap daya netto dan rasio degradasi eksergi a). ORC, b). RORC, dan c). RORC dengan IHE .....	67
Gambar 4.15 Pengaruh temperatur lingkungan terhadap efisiensi a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE .....	70



## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Efisiensi relatif dari PLTP <i>binary-cycle</i> di berbagai lokasi .....	8
Tabel 2. 2 Analisis energi dan <i>Eksergi</i> setiap sub-komponen .....	30
Tabel 2. 3 <i>Properties</i> Fluida Kerja R123 .....	35
Tabel 3. 1 Rangkuman persamaan energi dan eksergi untuk ORC.....	41
Tabel 3. 2 Rangkuman persamaan energi dan eksergi untuk RORC.....	42
Tabel 3. 3 Rangkuman persamaan energi dan eksergi untuk RORC – IHE .....	43
Tabel 4. 1 Hasil perhitungan neraca massa dan energi dan laju eksergi.....	45
Tabel 4.2 Perpomansi Setiap Komponen.....	51
Tabel 4. 3 Perbandingan efisiensi energi dan eksergi.....	55
Tabel 4. 4 Pengaruh temperatur reijeksi terhafap efisiensi .....	66



## DAFTAR SIMBOL

$A$	Luas perpindahan panas	$m^2$
$C$	Kapasitas fluida	$\text{kJ/kg K}$
$E$ atau $E_x$	Eksergi	$\text{kJ}$
$e$ atau $e_x$	Eksergi spesifik	$\text{kJ/kg}$
$\dot{E}$	Laju Eksergi	$\text{kW}$
$G$	Percepatan gravitasi	$\text{m/s}^2$
$H$	Entalpi spesifik	$\text{kJ/kg}$
$H$	Entalpi	$\text{kJ}$
$I$	<i>Irreversibility/exergy losses</i>	$\text{kJ}$
$M$	Berat molekul	$\text{kg/mol}$
$M$	Massa	$\text{Kg}$
$\dot{m}$	Laju alir massa	$\text{kg/s}$
$p$	Daya	$\text{kW}$
$P$	Tekanan	$\text{kPa}$
$P_{critical}$	Tekanan kritis	$\text{Mpa}$
$P_{maximum}$	Tekanan maksimum yang dapat diterapkan	$\text{Mpa}$
$P_{ext}$	<i>Absolute turbine extraction pressure</i>	$\text{kPa}$
$Q$	Kalor spesifik	$\text{kJ/kg}$
$\dot{Q}$	Kalor	$\text{kW}$
$\rho$	Massa jenis	$\text{kg/m}^3$
$S$	Entropi spesifik	$\text{kJ/kg K}$
$S$	Entropi	$\text{kJ/K}$
$T$	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
$T_{bp}$	Temperatur didih	$^{\circ}\text{C}$
$T_{critical}$	Temperatur kritis	$^{\circ}\text{C}$
$T_{maximum}$	Temperatur maksimum yang dapat diterapkan	$^{\circ}\text{C}$
$T_L$	Temperatur dari <i>low-temperature reservoir</i>	$\text{K}$
$T_H$	Temperatur dari <i>high-temperature reservoir</i>	$\text{K}$
$T_0$	Temperatur lingkungan	$^{\circ}\text{C}$
$T_j$	Temperatur boundary	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T$	Selisih temperatur	$\text{K}$
$P_0$	Tekanan lingkungan	$\text{Bar}$
$U$	Koefisien perpindahan panas	$\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
$\dot{W}$	Kerja	$\text{kW}$
$\eta$	Efisiensi	$\%$
$\psi$	<i>Rational efficiency</i>	
$\Phi$	<i>Availability</i> pada sistem tertutup	$\text{kJ}$
$\phi$	Spesifik <i>availability</i> pada sistem tertutup	$\text{kJ}$
$V$	Volume spesifik	$\text{m}^3/\text{kg}$
$X$	Fraksi massa	$\%$
$Y$	Fraksi dari laju alir yang masuk kedalam OFOF dari turbin	
$Y$	<i>Exergy destruction ratio</i>	

### **Subskrip**

<i>C</i>	Kondensor
<i>Cycle</i>	Siklus
<i>E</i>	Evaporator
<i>Exit</i>	Keluaran
<i>Ideal</i>	Ideal
<i>Inlet</i>	Masukan
<i>P</i>	Pompa
<i>O</i>	Ambien
<i>T</i>	Turbin
<i>0</i>	<i>Dead state</i>
<i>1,2,3,..</i>	Lokasi siklus
<i>D</i>	Destruction
<i>Ext</i>	Extraction
<i>Geo</i>	Fluida panasbumi
<i>I</i>	Hukum pertama
<i>II</i>	Hukum kedua
<i>OFOH</i>	<i>Open feed-organic heater</i>
<i>R</i>	<i>Reinjection</i>
<i>S</i>	Isentropik
<i>Pp</i>	<i>Pinch point</i>

### **Singkatan**

<i>IHE</i>	Internal Heat Exchanger
<i>OFOH</i>	Open feed-water heater
<i>ORC</i>	Organic Rankine Cycle
<i>RORC</i>	Regenerative Organic Rankine Cycle
<i>EES</i>	Engineering Equation Solver



# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Energi panasbumi merupakan sumber daya alam terbarukan yang memiliki potensi besar dalam mengatasi krisis energi terutama kebutuhan yang terjadi saat ini. Indonesia menyimpan potensi panasbumi terbesar yaitu 40% dari potensi dunia dan berdasarkan data dari Badan Geologi pada tahun 2011, potensi panas bumi Indonesia adalah 29.308 MW. Sampai dengan saat ini baru sekitar 1.196 MW (4%) yang dimanfaatkan untuk menghasilkan listrik. Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi (PLTP) merupakan alternatif untuk memenuhi urgensi kebutuhan listrik nasional.

Saat ini, terdapat tiga jenis utama pembangkit listrik yang beroperasi, yaitu *dry-steam plants*, *flash-steam plants*, *binary-cycle plants* dimana *binary* dan kombinasi dari *flash/binary plants* merupakan desain pembangkit yang relatif lebih baru. Meski demikian, dengan teknologi yang ada saat ini, tidak banyak desain PLTP baru yang dapat dikembangkan. Hal yang dapat dilakukan adalah dengan meningkatkan efisiensi dari desain-desain yang ada saat ini.

PLTP *binary-cycle* adalah teknologi pembangkit yang sangat efektif untuk diterapkan dalam pemanfaatan energi panasbumi skala kecil (*enthalpy* rendah sampai dengan menengah dengan temperatur 120-180 °C), dengan menggunakan fluida kerja yang memiliki titik lebih rendah daripada air. Berbagai jenis fluida kerja dapat digunakan untuk sistem PLTP, tetapi saat ini fluida kerja untuk *enthalpy* rendah hingga menengah banyak menggunakan *Organic Rankine Cycle* (ORC) yang merupakan modifikasi siklus rankine dengan fluida kerja dari bahan organik (Refrigeran).

Banyak usaha yang telah dilakukan untuk menjadikan ORC sebagai fluida panasbumi yang optimal dan efisien bila dibandingkan dengan fluida panasbumi

yang telah lalu. Pada penelitian sebelumnya telah dianalisa mengenai semua jenis fluida organik yang dapat digunakan dalam ORC dan menunjukkan performansi dari masing-masing fluida organik yang dibandingkan[1,2,3]. R123 merupakan fluida kerja yang memiliki performa baik pada temperatur rendah hingga menengah, tidak beracun, dan ramah lingkungan.

*Losses* atau energi termal yang masih banyak terbuang dari Evaporator pada ORC membuat *Regenerative Organic Rankine Cycle* (RORC) menjadi salah satu alternatif yang dapat meningkatkan performansi dan efisiensi dari siklus. Penambahan komponen *Open Feed-Water Heater* dapat mengurangi beban dari Evaporator sehingga energi termal yang hilang dapat dikurangi dan terkonversi menjadi energi listrik. Penelitian sebelumnya telah menganalisa penggunaan RORC sebagai pengembangan dari sistem ORC yang telah ada dengan menggunakan kombinasi dari hukum I dan II termodinamika, dan membandingkan performansi serta efisiensi termal keduanya[4].

Penggunaan temperatur fluida panasbumi yang relatif lebih rendah bila dibanding dengan jenis PLTP konvensional yang ada dan memiliki temperatur yang tinggi, memberikan efisiensi energi/*thermal* yang relatif rendah. Untuk mengetahui efisiensi suatu PLTP, tidak cukup jika hanya mengacu pada efisiensi energi saja (yang didasarkan pada hukum I Termodinamika), karena metode tersebut kurang mampu menggambarkan aspek-aspek penting dari pemanfaatan energi. Karena itu perlu dikombinasikan dengan pendekatan eksergi yang berdasarkan hukum II Termodinamika. DiPippo dalam jurnalnya telah melakukan kajian tentang hukum II Termodinamika dari PLTP *binary-cycle*. Hasilnya didapatkan bahwa performansi PLTP *binary-cycle* memiliki efisiensi eksergi yang tinggi meskipun fluida panasbumi yang digunakan memiliki temperatur rendah [5]. Analisis eksergi juga dapat digunakan untuk mengidentifikasi jenis, penyebab, dan lokasi terjadinya kerugian (*losses*) pada sistem dan sub-sistem termal, sehingga perbaikan-perbaikan serta peningkatan kualitas dapat dilakukan[6].

## 1.2. Rumusan Masalah

*Losses* dan efisiensi termal yang dihasilkan dari pembangkit siklus konvensional *binary-cycle* masih dapat di optimalkan. Penggunaan *Regenerative Organic Rankine Cycle* (RORC) dengan atau tanpa *Internal Heat Exchanger* (IHE) merupakan salah satu pengembangan dari siklus *binary-cycle*. Analisis energi dan eksergi diperlukan untuk memperoleh optimalisasi sistem ini untuk meningkatkan efisiensi termal secara lebih baik dari siklus yang dibandingkan.

## 1.3. Tujuan Penelitian

- a) Mendapatkan model ideal PLTP *binary-cycle* dengan *Regenerative Organic Rankine Cycle* (RORC) dengan efisiensi yang paling baik
- b) Mendapatkan hasil perhitungan analisis energi dan eksergi untuk mengetahui efisiensi pembangkit dari ketiga siklus yang dibandingkan
- c) Memberikan rekomendasi pilihan model dengan efisiensi terbesar untuk diterapkan dalam PLTP aktual baik PLTP berskala kecil maupun besar

## 1.4. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang ditentukan untuk menghindari kesalahpahaman dan mengarahkan pembahasan :

1. Penelitian ini difokuskan pada analisis eksergi dari *Regenerative Organic Rankine Cycle*
2. Kondisi dalam sistem adalah tunak (steady state) dengan turbin uap, pompa, kondensor, evaporator sebagai alat penyusun utama dan R-123 sebagai fluida kerja
3. Penambahan komponen *Internal Heat Exchanger* (IHE) untuk mengurangi *Losses* dan beban evaporator serta meningkatkan efisiensi pembangkit
4. Kerja pompa dan turbin adalah isentropis
5. Penurunan tekanan dapat diabaikan
6. Tidak ada kebocoran dalam sistem
7. Perubahan energi kinetik dan potensial dapat diabaikan

### 1.5. Metodologi Penelitian

Secara umum metode penelitian yang dilakukan dalam penyusunan tugas akhir ini adalah melakukan rancangan efisiensi eksergi dari tiap-tiap model yang telah dibuat dengan menerapkan persamaan-persamaan analisis eksergi. Kemudian pengumpulan data-data dan parameter yang akan dipergunakan dalam simulasi serta membuat asumsi-asumsi yang diperlukan. Kemudian dilakukan analisis dengan menggunakan software Engineering Equation Solver (EES) untuk penyelesaian seluruh persamaan. Hasil yang diharapkan dari penyelesaian persamaan analisis eksergi masing-masing model adalah untuk menjawab tujuan penelitian tugas akhir ini,

### 1.6. Sistematika Penulisan

#### BAB 1 : Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang penelitian, tujuan dilakukannya penelitian, batasan masalah, dan metodologi yang digunakan.

#### BAB 2 : Studi Literatur

Membahas tentang literatur dasar mengenai model ideal *binary-cycle* serta model konseptual *binary-cycle* dengan *Regenerative Organic Rankine Cycle* dengan atau tanpa IHE. Selanjutnya teori mengenai fluida kerja R123, kemudian diteruskan dengan konsep dasar eksergi. Bagian terakhir tentang analisis energi dan eksergi model konseptual.

#### BAB 3 : Metodologi Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam menganalisis eksergi dan menghitung efisiensi dari ketiga model yang dibandingkan.

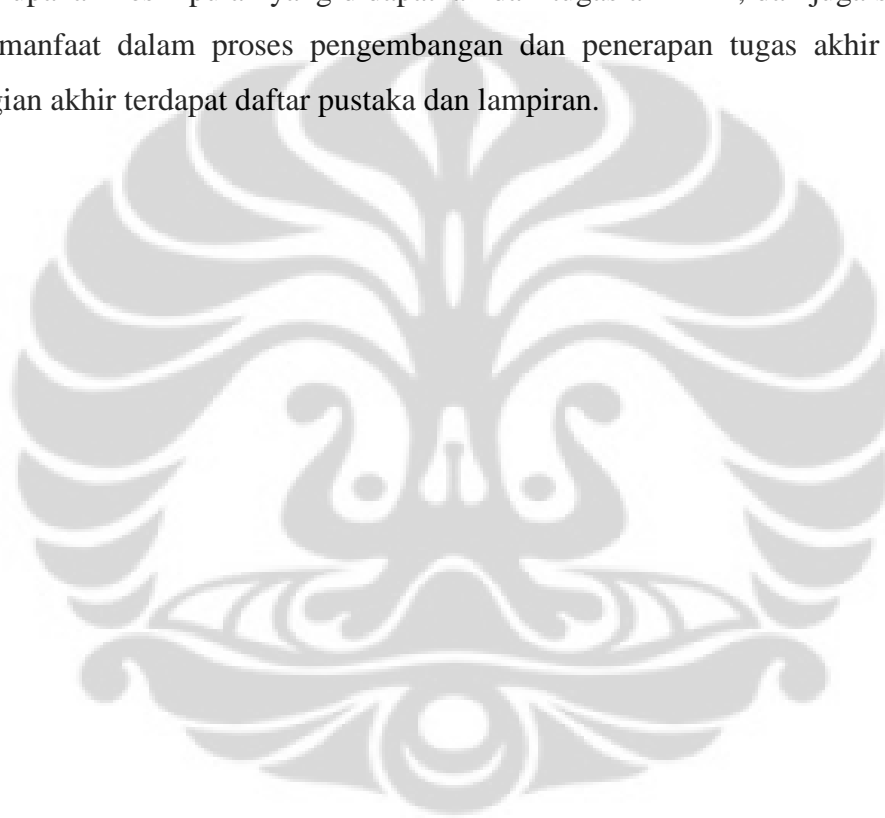
#### BAB 4 : Analisis Hasil Simulasi

Merupakan simulasi siklus biner dan modifikasinya pada PLTP yang dilakukan dengan EES. Perhitungan neraca massa dan energi dilakukan terlebih dahulu untuk mengetahui properti dari termodinamika masing-masing siklus untuk mengetahui efisiensi dan daya netto yang dihasilkan serta degradasi energi masing-

masing komponen. Kemudian dicari hubungan antara temperatur inlet turbin, tekanan evaporator,  $\Delta$  temperatur pinch, daya netto dan efisiensi ditampilkan dalam bentuk grafik ataupun tabel, supaya lebih mudah dipahami. Pada akhir bab ini, diberikan analisis dan simulasi untuk perbaikan dari siklus sebelum dan dianalisis penyebabnya

## BAB 5 : Kesimpulan dan Saran

Merupakan kesimpulan yang didapatkan dari tugas akhir ini, dan juga saran yang bermanfaat dalam proses pengembangan dan penerapan tugas akhir ini. Pada bagian akhir terdapat daftar pustaka dan lampiran.



## BAB 2 STUDI LITERATUR

### 2.1 Efisiensi Hukum-Kedua[7]

Hukum pertama efisiensi  $\eta$ , mengekspresikan rasio dari kuantitas energi. Pada konsep *availability* menggunakan hukum kedua efisiensi  $\eta_{II}$  atau hukum kedua efektifitas  $\varepsilon$ . Pada hukum pertama menyatakan bagaimana energi digunakan dibandingkan dengan proses ideal, sedangkan efektifitas mengindikasikan bagaimana *availability* digunakan sebaik-baiknya.

Hukum pertama dan kedua efisiensi berbeda satu sama lainnya. Hukum pertama berdasar pada prinsip kekekalan. Disisi lain entropi dan *availability* dari pandangan hukum-kedua adalah sifat yang tidak kekal. Dengan kehadiran *irreversibility*, entropi dihasilkan dan *availability* dimusnahkan. Efek pembentukan diukur dengan produksi entropi  $\sigma$ , dan efek akhir diukur dengan *irreversibility I*. Oleh karena itu hukum-kedua efisiensi mengukur kerugian / *losses* selama proses berlangsung. Definisi umum dari hukum-kedua efisiensi ( $\eta_{II}$ ) adalah :

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\text{useful availability out}}{\text{availability in}} \\ &= 1 - \frac{\text{availability destruction and losses}}{\text{availability input}} \dots\dots\dots (2.1) \end{aligned}$$

Dimana kerugian menyatakan perpindahan *nonuseful* /tidak bermanfaat melintasi boundary. Pendekatannya selanjutnya, khususnya *useful* untuk perangkat *steady-state*, adalah :

$$\eta_{II} = \varepsilon = \frac{\text{rate of availability output}}{\text{availability input}} \dots\dots\dots (2.2)$$

Hukum kedua menekankan pada fakta bahwa bentuk dari dua kuantitas energi yang sama bisa saja memiliki nilai *availability* yang berbeda. Energi ini merupakan nilai ‘berat’ menurut *availability*-nya. Tidak seperti pada hukum-pertama efisiensi, efektifitas mengukur kerugian dalam kapasitas kerja selama proses berlangsung. Diperhatikan, apa yang menjadi input, dan apa yang dihitung

sebagai kerugian. Sebagai contoh untuk penggunaan konsep *availability* pada analisis hukum-kedua sebuah mesin kalor yang beroperasi diantara dua reservoir termal pada  $T_H$  dan  $T_L$ . Untuk keadaan siklus aktual (reversibel)  $W_{act} = \eta_{th,act} \cdot Q_H$ . jika siklusnya adalah reversibel, maka :

$$W_{ref} = \eta_{carnot} \cdot Q_H = \left[ 1 - \frac{T_L}{T_H} \right] Q_H \dots\dots\dots (2.3)$$

Karena *availability* dikaitkan dengan kerja shaft adalah nilai dari kerja shaft itu sendiri, dapat didefinisikan efektivitas dari siklus *power* dan rasio *availability*-nya  $W_{act} / W_{rev}$ . Maka,

$$\varepsilon = \frac{W_{act}}{W_{rev}} = \frac{\eta_{uh,act}}{\eta_{carnot}} = \frac{\eta_{uh,act}}{1 - (T_L/T_H)} \dots\dots\dots (2.4)$$

## 2.2 Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi (PLTP)

Pada umumnya pembangkit listrik panas bumi berdasarkan jenis fluida kerja panas bumi yang diperoleh dibagi menjadi 3, yaitu:

1. *Vapor dominated system* (sistem dominasi uap)
2. *Flushed steam system*
3. *Binary cycle system* (sistem siklus biner)

Proses dalam pembangkit dimulai dari uap yang diambil dari panas bumi yang digunakan untuk memutar turbin. Jika uap tersebut bertemperatur diatas  $370^\circ\text{C}$  maka PLTP menggunakan *vapor dominated system* dimana uap dari panas bumi langsung digunakan untuk memutar turbin. Jika bertemperatur sekitar  $170^\circ\text{C} - 370^\circ\text{C}$  maka menggunakan *flushed steam system* dimana uap masih mengandung cairan dan harus dipisahkan dengan flush separator sebelum memutar turbin. Dalam *binary-cycle system* uap panas bumi digunakan untuk memanaskan gas dalam heat exchanger kemudian gas ini yang akan memutar turbin.

Prinsip kerja PLTP hampir sama dengan PLTU. Hanya saja uap yang digunakan adalah uap panas bumi yang berasal langsung dari perut bumi, sehingga tidak melalui proses pemanasan oleh boiler. Karena itu, PLTP biasanya dibangun di

daerah pegunungan atau dekat gunung berapi, namun PLTP memerlukan biaya investasi yang besar terutama untuk biaya eksplorasi dan pengeboran perut bumi.

### 2.2.1 PLTP Sistem *Binary-Cycle*

Dalam bentuk yang paling sederhana, sebuah pembangkit *binary-cycle* mengikuti diagram alur skematik yang diberikan dalam Gambar 2.2. Sumur produksi dilengkapi dengan pompa yang diletakkan di atas kepala sumur untuk menarik fluida panas bumi dalam hal ini *brine* yang kemudian dialirkan ke dalam *Pre-heater / Heat-Exchanger* (HE), dimana energi termal ditransfer kepada fluida kerja. Setelah keluar dari HE, *brine* tersebut akan kembali diinjeksikan ke dalam bumi.

Terdapat dua langkah dalam proses pemanasan-pendidihan, dilakukan di dalam HE dimana fluida kerja dipanaskan hingga titik didihnya dan dalam evaporator yang kemudian keluar sebagai uap jenuh. Fluida panas bumi di seluruh sistem dijaga pada tekanan di atas titik nyala untuk temperatur fluida agar mencegah keluarnya uap dan gas *noncondensable* yang dapat menyebabkan timbulnya kalsifikasi *scale* pada pipa. Lebih lanjut, temperatur fluida tidak diperbolehkan untuk turun ke titik di mana silika *scale* dapat terbentuk pada *Pre-heater* dan didalam sistem perpipaan bahkan dalam sumur injeksi.

Proses termodinamis yang dialami oleh fluida kerja akan ditampilkan dalam Gambar. 2.2 dan Gambar 2.3, tekanan-entalpi, P-h diagram. Jenis diagram yang paling sering digunakan untuk siklus pendinginan dan penyejuk udara, dan juga sangat baik diterapkan untuk panas bumi pada sistem *binary-cycle*. Tabel 2.1 merupakan gambaran besarnya efisiensi energi/*thermal*, dan efisiensi ideal dari PLTP *binary cycle* yang berada pada beberapa lokasi [5, 6].

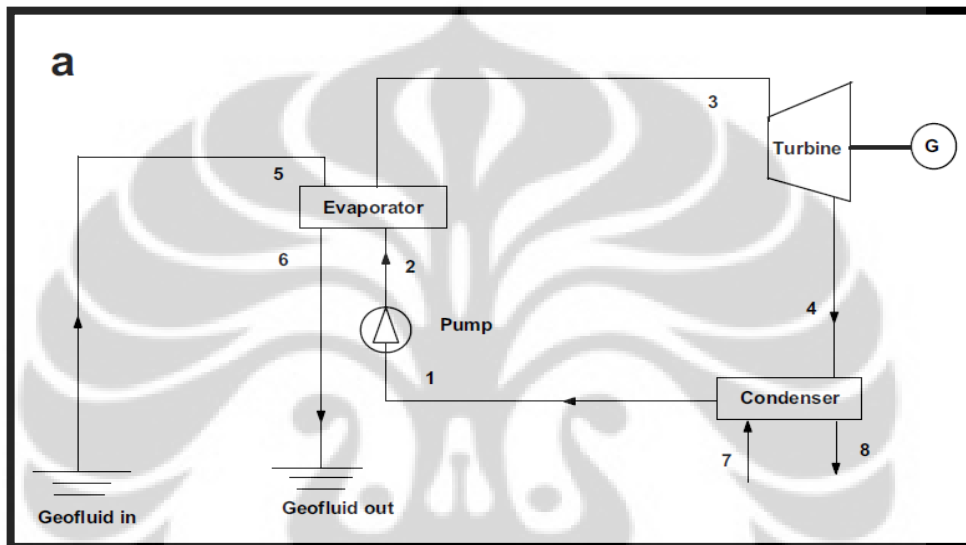


Tabel 2. 1 Efisiensi relatif dari PLTP *binary-cycle* di berbagai lokasi

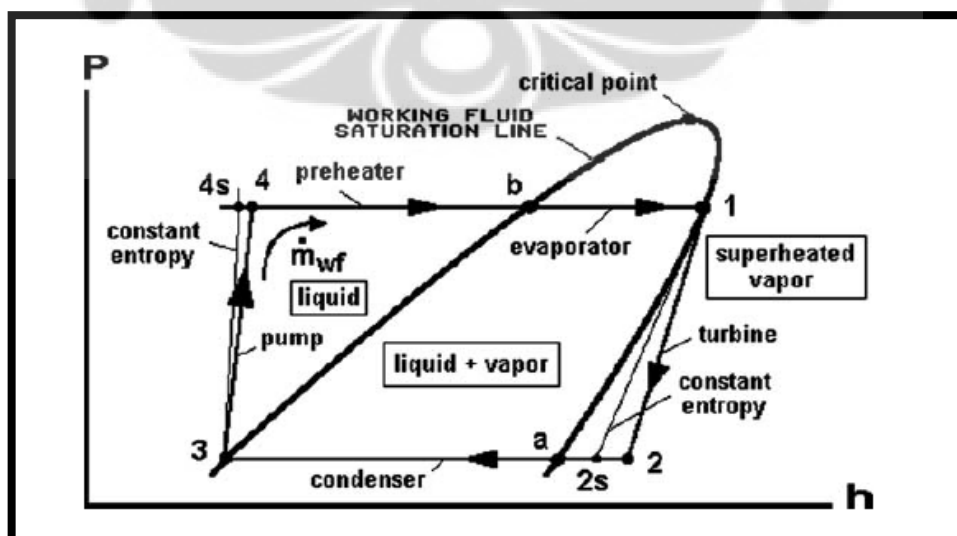
Plant and location	Cooling method	$T_H$ (°C)	$T_0$ (°C)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{th,max}^{TRI}$ (%)	$\eta_{rel}$ (%)
Brady Bottom Cycle, NV, USA	ACC	108	16.8	8.0	13.6	59
Heber SIGC, CA, USA	WCT	165	15	13.0	24.8	52
Husavik Kalina, Iceland	WOT	122	5	10.6	17.4	61
Miravalles Unit 5, Costa Rica	WCT	165	23.9	12.8–16.3	19.2	67–85
Nigorikawa, Hokkaido, Japan	WCT	140	13	9.8	18.2	54
Steamboat, NV, USA <sup>a</sup>	ACC	152	23	7.9	14.4	44

ACC, air-cooled condenser; WCT, water cooling tower; WOT, water once-through.  
<sup>a</sup> Data from R. Campbell (personal communication), 28 September 2005.

[Sumber : DiPippo (Geothermics) 36, 2007]

Gambar 2. 1 Diagram proses *binary-cycle* secara umum

(Yari, 2009)

Gambar 2. 2 Diagram P-h (*pressure-enthalpy*) untuk proses *binary-cycle* umum

(DiPippo, 2008)

### 2.3 Organic Rankine Cycle (ORC)

Suatu pembangkit listrik dapat menggunakan sumber panas yang bertemperatur dan tekanan rendah yaitu dengan sistem pembangkit *Organic Rankine Cycle*. Umumnya sumur-sumur uap yang berada dilokasi Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi (PLTP) sebagian besar menghasilkan uap dengan tekanan dan temperatur rendah ( $P_{\text{steam}} < 3\text{bar}$ ,  $T < 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) sehingga tidak dapat digunakan penggerak turbin uap pada PLTP. Turbin uap pada PLTP umumnya beroperasi pada tekanan diatas 5 bar, sehingga steam dari sumur-sumur yang berkualitas rendah ini dapat digunakan sebagai pemanas evaporator pada ORC untuk menghasilkan listrik. Namun sebagian besar panas bumi di indonesia memiliki kualitas uap yang kurang baik dimana masih mengandung air (35% air dan 65% uap), temperatur antara  $78\text{ }^{\circ}\text{C} - 125\text{ }^{\circ}\text{C}$  dan tekanan rendah dibawah 3 bar, sehingga dengan menggunakan sistem pembangkit *Organic Rankine Cycle* sehingga dapat mengoptimalkan sumber panas yang disediakan oleh alam.

Dalam ORC terdapat 4 komponen utama yaitu Turbin uap, Pompa, Evaporator dan Kondesor. Turbin uap berfungsi untuk mengerakkan generator untuk menghasilkan listrik dengan mengekspansi uap refrigeran dari tekanan tinggi ke rendah. Sedangkan pompa menaikkan tekanan refrigerant cair dari kondesor ke evaporator untuk diubah menjadi refrigerant uap. Perbedaan utama siklus Rankine dan ORC yaitu pada siklus Rankine menggunakan fluida kerja air untuk menghasilkan uap sedang pada ORC menggunakan fluida kerja organik (Refrigerant). Pada siklus Rankine menggunakan boiler sebagai tempat penambahan panas sedangkan pada sistem ORC menggunakan evaporator sebagai tempat penyerapan panas sehingga pada siklus ini kita tidak menggunakan suatu wadah untuk proses pembakaran sehingga tidak menghasilkan polusi udara akibat dari proses pembakaran.

Penelitian tentang Regenerative Organic Rankine Cycle (RORC) telah dilakukan oleh Pedro J. Mago untuk menganalisis sistem *Regenerative ORC* (RORC) dengan menggunakan Dry Fluid[4]. Penelitian ini mengkaji pengaruh irrevisibility sistem ORC terhadap efisiensi siklus. Hukum-pertama dan kedua thermodynamika

digunakan untuk mengetahui kesetimbangan energi dan sifat irreversibilitas dari suatu sistem.

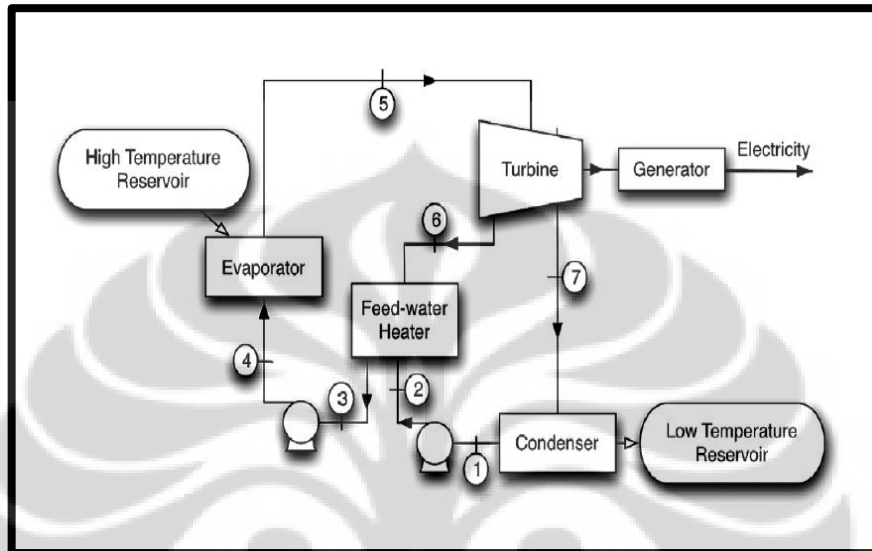
Dengan melakukan pemanasan kembali (reheat) atau dengan siklus regeneratif maka efisiensi dari siklus akan meningkat. Penelitian tentang ORC telah banyak dilakukan dengan berbagai sumber panas yang digunakan dan pada penelitian ini akan dibuat suatu sistem ORC dengan melakukan reverse engineering terhadap keempat komponen utama dari sistem, serta uji eksperimental dilakukan untuk mendapatkan daya dan efisiensi siklus, dan melakukan modifikasi terhadap kompresor refrigrasi menjadi turbin uap yang akan digunakan panas sistem ORC.

### 2.3.1 Pengembangan Model *Binary-Cycle* dengan RORC

Pada sistem *binary-cycle*, energi termal akan ditransfer oleh fluida panas bumi melalui penukar panas ke fluida kerja sekunder untuk digunakan dalam ORC. ORC merupakan gambaran dari siklus Rankin uap tradisional, tetapi menggunakan fluida organik (isobutene, isopentana, R113, R123, dll) sebagai fluida kerja menggantikan air. Berbeda dengan siklus Rankin tradisional, ekspansi dari fluida organik tidak berhenti sebagai uap jenuh tetapi dalam fase gas di atas temperatur kondensor.

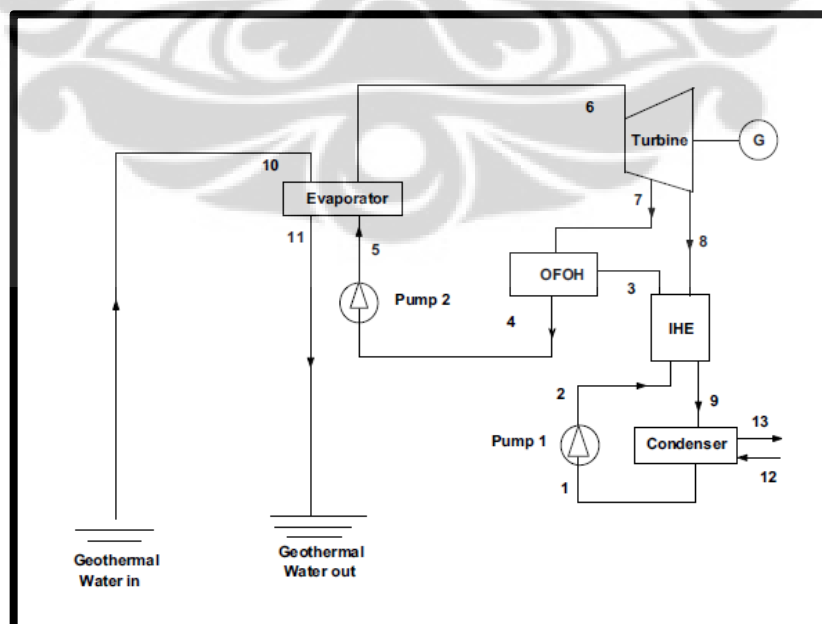
Oleh sebab itu, sebuah penukar panas internal (IHE) sering digunakan untuk meningkatkan efisiensi dari sistem. Dalam penelitian sebelumnya sebagian besar berfokus dengan menggunakan ORC sebagai dasar dari sistem. Untuk meningkatkan kinerja dari ORC, sistem dengan siklus regeneratif ORC digunakan. Skema dari penggunaan RORC ditunjukkan pada Gambar 2.4 dan 2.5 [8]. Seperti dapat dilihat pada Gambar 2.5, Evaporator melakukan tahap pemanasan awal, mengevaporasi, dan menjadikan fluida organik kedalam fasa superheated. Uap superheated ini diekspansi dalam expander, untuk menghasilkan kerja mekanik. Uap yang terkspansi didinginkan dalam suatu penukar panas internal (IHE). Setelah kondensasi ini, pompa 1 dipompakan ke IHE. Ini pemanasan awal fluida kerja, dimana fluida organik akan dipanaskan kembali. Selanjutnya dipanaskan dalam siklus tertutup pemanas *feed-organic* oleh fluida

yang diekstraksi. kemudian pompa 2 akan memompa fluida kerja kembali. Evaluasi dari RORC mencakup efek dari konfigurasi sistem ini pada keseluruhan efisiensi termal siklus, irreversibilitas total siklus, jumlah *waste-heat* yang dibutuhkan untuk mengoperasikan siklus, dan efisiensi berdasarkan sistem hukum-kedua[8].



Gambar 2. 3 Model 1. Regenerative Organic Rankine Cycle tanpa IHE

(Mago, 2007)



Gambar 2. 4 Model 2. Regenerative Organic Rankine Cycle menggunakan IHE

(Yari, 2009)

## 2.4 Konsep Dasar Eksergi[7]

Eksergi merupakan energi yang dapat dimanfaatkan (*available energy*) atau ukuran ketersediaan energi untuk melakukan kerja. Eksergi suatu sumber daya memberikan indikasi seberapa besar kerja yang dapat dilakukan oleh sumber daya tersebut pada suatu lingkungan tertentu. Konsep eksergi secara eksplisit memperlihatkan kegunaan (kualitas) suatu energi dan zat sebagai tambahan selain apa yang dikonsumsi dalam tahapan-tahapan pengkonversian atau transfer energi. Salah satu kegunaan utama dari konsep eksergi adalah keseimbangan eksergi dalam analisis sistem termal. Keseimbangan eksergi (analisis eksergi) dapat dipandang sebagai pernyataan hukum energi degradasi. Analisis eksergi adalah alat untuk identifikasi jenis, lokasi dan besarnya kerugian termal. Identifikasi dan kualifikasi kerugian ini memungkinkan untuk evaluasi dan perbaikan desain sistem termal.

Metode analisis eksergi dapat menunjukkan kualitas dan kuantitas kerugian panas dan lokasi degradasi energi (mengukur dan mengidentifikasi penyebab degradasi energi). Sebagian besar kasus ketidaksempurnaan termodinamika tidak dapat dideteksi dengan analisis energi. Persamaan kerja aktual dan kerja reversibel sering diformulasikan dalam persamaan fungsi eksergi untuk sebuah sistem terbuka dan sistem tertutup. Sampai saat ini dianggap penting untuk menentukan kerja potensial dari sebuah sistem pada keadaan tertentu menuju kesetimbangan dengan lingkungan sementara sejumlah kalor yang dipindahkan merupakan satu-satunya interaksi dengan lingkungan.

### 2.4.1 Dead State

Ketika sistem dan lingkungan berada pada kesetimbangan, tidak ada perubahan *state* pada sistem secara mendadak yang bisa terjadi, dan dengan demikian tidak ada kerja yang dilakukan. Karena proses yang telah dijelaskan di atas memberikan kerja reversibel maksimum atau kerja potensial yang berhubungan dengan *state* sebuah sistem maka ketika sistem dan lingkungannya telah mencapai kesetimbangan satu sama lain, sistem dikatakan pada kondisi *dead state*. Khususnya, sebuah sistem pada *dead state* secara termal dan mekanikal setimbang

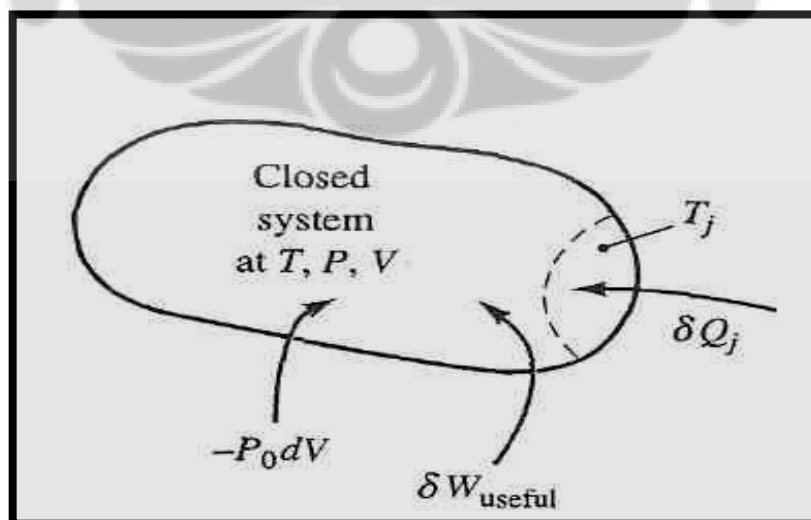
dengan lingkungan pada  $T_0$  dan  $P_0$ . nilai numerik ( $T_0$ ,  $P_0$ ) direkomendasikan untuk *dead state* /kedudukan mati adalah yang berada pada atmosfer standar, 298.15 K dan 1.01325 bar (1atm).

Syarat tambahan *dead state* adalah kecepatan dari fluida sistem tertutup atau arus fluida adalah nol dan energi gravitasi potensial juga nol. Syarat ini akan dipenuhi dengan merubah pengaturan beberapa ketinggian dari bumi, seperti ketinggian air laut atau tanah menjadi nol. Pembatasan temperatur, tekanan, kecepatan, dan karakter ketinggian adalah sebuah pembatasan *dead state* yang berhubungan dengan kesetimbangan termomekanikal dengan atmosfer. Dengan demikian pembatasan pada pengertian keseimbangan kimia dengan lingkungan

Metode yang digunakan untuk mengevaluasi eksergi dan pertukaran eksergi untuk sistem tertutup dan sistem steady-state terbuka, seperti halnya proses perpindahan kalor adalah dengan mengevaluasi perpindahan-eksergi yang berhubungan dengan interaksi kerja terhadap lingkungan. Konsekuensinya, perpindahan-eksergi yang berhubungan dengan perpindahan kerja nyata (tidak termasuk kerja terhadap lingkungan) sama dengan kerja-bermanfaat itu sendiri.

#### 2.4.2. Eksergi untuk Sistem Tertutup

Situasi umum untuk sistem tertutup ditunjukkan oleh gambar dibawah ini.



Gambar 2. 5 Sistem tertutup

(Culp, 1989)

Perpindahan kalor  $\delta Q_j$  melewati batasan sistem pada temperatur  $T_j$ . Karena tidak ada aliran arus yang dihubungkan dengan sistem tertutup [control mass (cm)], sehingga kerja-bermanfaat netto menjadi :

$$\dot{W}_u = \frac{d(E + P_0V - T_0S)_{cv}}{dt} - \sum_{j=1}^n \dot{Q}_j \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] + T_0 \dot{\sigma}_{cv} \dots \dots \dots (2.5)$$

Catat bahwa E dapat digantikan dengan U untuk sistem *stationery*, dan simbol cv digantikan dengan cm. Untuk perubahan *state* kondisi *finite*,

$$\delta \dot{W}_u = d(E + P_0V - T_0S)_{cv} - \sum_{j=1}^n \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \delta \dot{Q}_j + T_0 \delta \dot{\sigma}_{cv} \dots \dots \dots (2.6)$$

Integrasi dari persamaan di atas antara state 1 dan 2 pada sistem tertutup menghasilkan

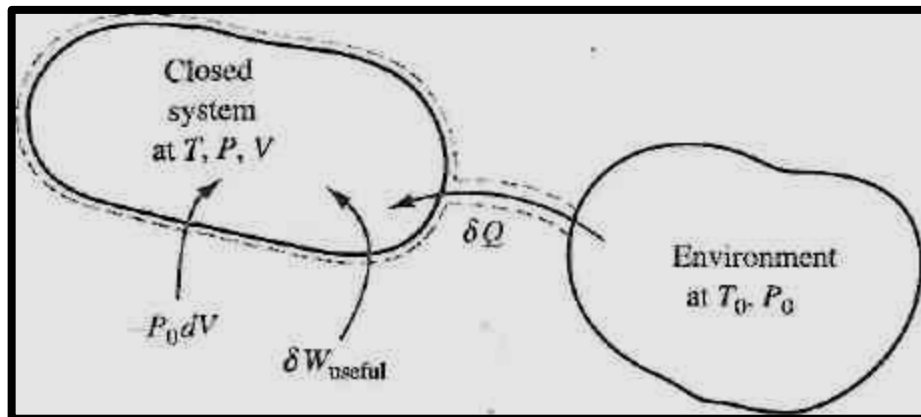
$$\begin{aligned} \dot{W}_u &= \Delta E + P_0 \Delta V - T_0 \Delta S - \int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_b} \right] \delta \dot{Q} + T_0 \dot{\sigma}_{cm} \\ &= E_2 - E_1 + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) - \int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_b} \right] \delta \dot{Q} + T_0 \dot{\sigma} \dots \dots \dots (2.7) \end{aligned}$$

Terlihat  $T_i$  telah digantikan dengan  $T_b$ , temperatur batas adalah *uniform* ketika perpindahan kalor terjadi. Inilah satu-satunya batasan pada pengembangan dari persamaan di atas. Dalam basis unit-massa dapat dituliskan menjadi

$$\begin{aligned} \dot{W}_u &= \Delta e + P_0 \Delta v - T_0 \Delta s - \int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_b} \right] \delta q + T_0 \dot{\sigma}_m \\ &= e_2 - e_1 + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) - \int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_b} \right] \delta q + T_0 \dot{\sigma} \dots \dots \dots (2.8) \end{aligned}$$

Persamaan ini akan mengevaluasi kerja-bermanfaat reversibel dengan mengatur  $\sigma = 0$ . Di dalam kondisi ini, persamaan memprediksi nilai maksimum output kerja-bermanfaat atau nilai input minimum kerja-bermanfaat yang berhubungan dengan perubahan kedudukan yang diberikan.

Aplikasi dari persamaan [2.7] dan [2.8] pada dasarnya untuk menentukan perpindahan kerja-bermanfaat reversibel yang terjadi ketika sistem tertutup merubah energi sebagai satu-satunya perpindahan kalor dengan lingkungan pada  $T_0$ . Keadaan seperti ini ditunjukkan oleh gambar di bawah ini,



Gambar 2. 6 Skematik pengembangan kerja reversibel

(Culp, 1989)

dimana boundary/ batasan digambar mengitari sistem tertutup dan wilayah perpindahan kalor. Perlu dicatat bahwa temperatur boundary  $T_b$  dimana perpindahan kalor yang terjadi adalah seragam dan konstan. Dengan demikian, pengintegralan dari persamaan [2.7] dan [2.8] adalah nol jika keseluruhan proses adalah reversibel, maka nilai dari  $\sigma$  juga nol. Sehingga persamaan [2.5] menjadi

$$W_{rev,u} = E_2 - E_1 + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \dots \dots \dots (2.9)$$

Persamaan ini memberikan penjelasan hubungan dari eksergi pada sistem tertutup.

Eksergi dari sebuah sistem tertutup pada state yang ditentukan didefinisikan sebagai kerja output maksimum yang bermanfaat yang mungkin diperoleh dari kombinasi sistem-atmosfer seperti halnya sistem berjalan dari state setimbang yang diberikan terhadap dead state oleh sebuah proses dimana letak perpindahan kalor terjadi hanya dengan atmosfer.

Untuk sistem tertutup yang berjalan dari state yang diberikan relatif terhadap dead state dalam sebuah proses dimana perpindahan kalor terjadi hanya dengan lingkungan, kerja bermanfaat reversibel diperoleh langsung dari persamaan [2.9], maka hasilnya adalah

$$W_{rev,u} = E_0 - U + P_0(V_0 - V) - T_0(S_0 - S) \dots \dots \dots (2.10)$$



Dimana  $E_0$ ,  $V_0$  dan  $S_0$  merupakan properties dari sistem tertutup pada *dead state*. Menurut standar konvensi penandaan,  $=W_{u,in} = -W_{u,out}$ . Oleh karena itu, output kerja-bermanfaat reversibel diberikan oleh tanda negatif dari persamaan [2.10]. menjadi

$$W_{rev,u,out} = E - U_0 + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana "output reversibel" menyatakan "output maksimum". Catatan hasil ini hanya terbatas pada *dead state*. Persamaan ini kemudian mengukur eksergi pada sistem tertutup. Eksergi pada sistem tertutup diberikan simbol  $\Phi$  dan dapat dihitung dari hubungan berikut ini

$$\begin{aligned} \Phi &= E - U_0 + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \\ \Phi &= (E + P_0V - T_0S) - (U_0 + P_0V_0 - T_0S_0) \dots\dots\dots (2.12) \end{aligned}$$

Dimana  $E = U + KE + PE$  adalah total energi pada sistem tertutup, dan kemudian eksergi spesifik dapat dituliskan sebagai berikut

$$\phi = \frac{\Phi}{m} = e - u_0 + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimensi dan unit dari eksergi dan eksergi spesifik sama seperti energi dan energi spesifik, secara berurutan. Dengan menggunakan persamaan [2.12] sebagai *state* awal dan akhir 1 dan 2 pada sistem tertutup, didapat

$$\Delta\Phi = \Delta U + P_0\Delta V - T_0\Delta S = m(\Delta u + P_0\Delta v - T_0\Delta s) \dots\dots\dots (2.14)$$

Persamaan [2.14] akan digunakan pada pengembangan keseimbangan eksergi.

#### 2.4.3 Perpindahan Eksergi Dikaitkan dengan Perpindahan Kalor

Perpindahan entropi yang dikaitkan dengan perpindahan kalor  $Q_j$  melintasi batasan sistem pada  $T_j$  digambarkan dengan nilai  $Q_j/T_j$ . Perpindahan eksergi juga dikaitkan dengan perpindahan kalor. Pada temperatur  $T_R$  maka

$$W_{pot} = Q\eta_{carnot} = Q \left[ 1 - \frac{T_0}{T_R} \right]$$

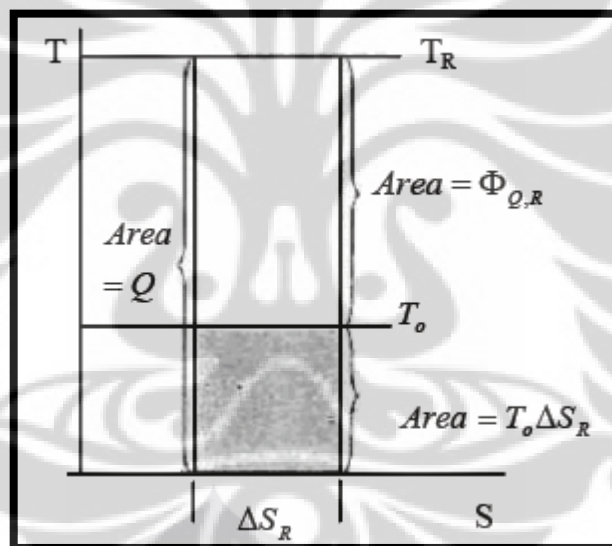
Dimana temperatur penampung adalah  $T_0$  pada lingkungan dan  $W_{pot}$  bernilai positif. Tetapi kerja potensial pada kondisi relatif terhadap *dead state* adalah nilai eksergi-nya. sehingga

$$\Phi_{Q,R} = Q \left[ 1 - \frac{T_0}{T_R} \right] \dots\dots\dots (2.15)$$

Dengan  $\Phi_{Q,R}$  simbol dari perpindahan eksergi yang berkaitan dengan perpindahan kalor  $Q$  masuk atau keluar pada sistem tertutup dengan temperatur  $T_R$  konstan. Persamaan untuk  $\Phi_{Q,R}$  memiliki interpretasi sebagai berikut pada TS diagram gambar 2.8. Pertama, persamaan [2.15] dapat dituliskan seperti

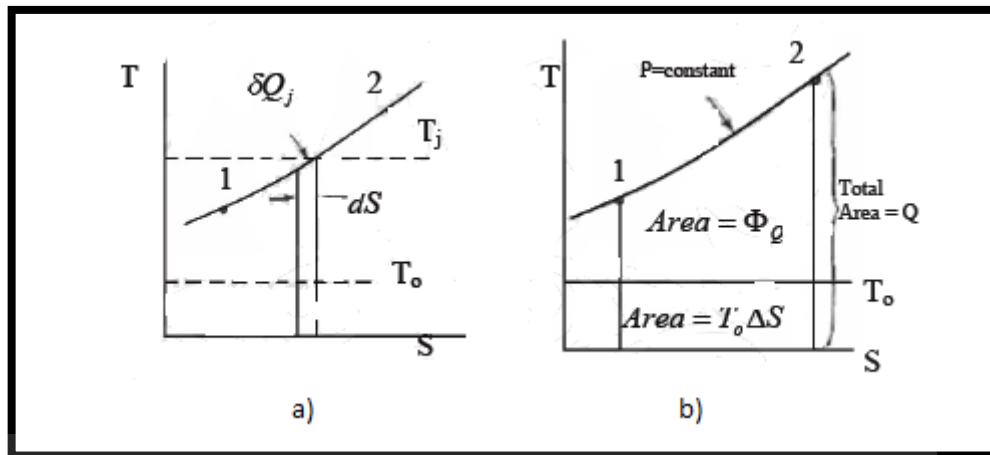
$$\Phi_{Q,R} = Q - T_0 \left[ \frac{Q}{T_R} \right] = Q - T_0 \Delta S_R$$

Dimana  $\Delta S$  adalah perubahan entropi selama proses reversibel pada sistem. tertutup pada temperatur konstan  $T_R$ . Setiap variabel persamaan diatas diwakili oleh area kotak pada gambar 2.8 dan perpindahan kalor  $Q = T_R \cdot \Delta S_R$ .



Gambar 2. 7 Plot T-S menunjukkan area mewakili perpindahan eksergi dikaitkan dengan perpindahan kalor dari sistem tertutup pada temperatur konstan  $T_R$  (Culp, 1989)

Pada situasi umum dimana temperatur sistem tertutup bervariasi selama proses berlangsung, seperti perubahan temperatur konstan yang ditunjukkan pada gambar 2.9 (a) dibawah ini.



Gambar 2. 8 Plot T-S menunjukkan area dari perpindahan eksergi (Culp, 1989)

Kita harus mempertimbangkan penambahan perpindahan kalor  $\delta Q_j$  yang dipindahkan dari sistem pada temperatur  $T_j$  serta kerja reversibel untuk penambahan pada perpindahan kerja, sehingga persamaannya adalah

$$\delta W_{rev} = \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \delta Q_j = \delta Q_j - \frac{T_0 \delta Q_j}{T_j}$$

Pada proses terbatas antar *state* 1 dan 2, sehingga :

$$\Phi_Q = \int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \delta Q_j \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana  $\phi_Q$  didefinisikan sebagai perpindahan eksergi yang berkaitan dengan perpindahan kalor Q ke dan dari sistem tertutup yang uniform pada temperatur  $T_j$ . Temperatur batas adalah uniform ketika perpindahan kalor terjadi, temperatur batasnya dapat diwakili oleh  $T_b$ , sehingga persamaannya menjadi

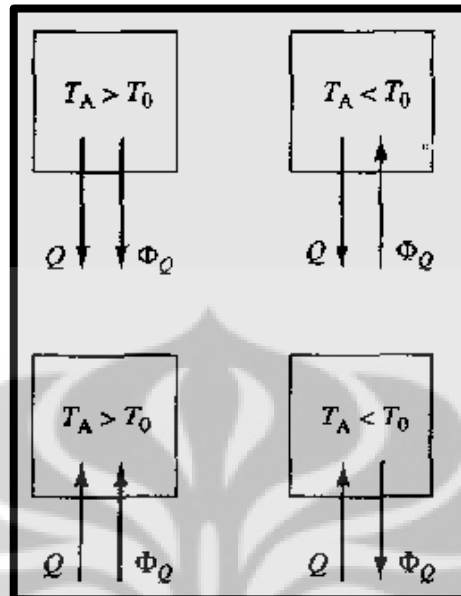
$$\Phi_Q = \int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_b} \right] \delta Q \dots\dots\dots (2.17)$$

Untuk perpindahan *Eksergi*  $\phi_Q$  pada basis unit massa, dapat ditulis dengan

$$\Phi_Q = \int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \delta q_j \dots\dots\dots (2.18)$$

Hal penting dari persamaan [2.16] dan [2.18] adalah jika temperatur sistem ( $T_A$ ) lebih besar dari  $T_0$ , maka sistem mendapat eksergi ketika perpindahan kalor ke sistem, dan sebaliknya. Bagaimanapun juga, jika temperatur sistem  $T_A$  lebih kecil

dari  $T_0$ , kemudian terjadi kerugian eksergi sistem ketika perpindahan kalor ke sistem. Jadi aliran energi dan aliran eksergi berlawanan arah, ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 2. 9 Arah perpindahan kalor  $Q$  dan perpindahan *Eksergi*  $\phi$  (Culp, 1989)

2.4.4 Keseimbangan *Eksergi* untuk Massa Kendali

Persamaan [2.5] dikembangkan untuk mencari nilai kerja-bermfaat  $W_u$  yang berkaitan dengan sistem tertutup dimana perpindahan kalor  $Q_j$  melintasi permukaan kendali pada temperatur uniform  $T_b$  dan hasilnya adalah

$$\dot{W}_u = -\sum_{j=1}^n \dot{Q}_j \left[ 1 - \frac{T_0}{T_b} \right] + \frac{d(E + P_0V - T_0S)}{dt} + T_0 \dot{\sigma}_{cm}$$

Untuk sistem tertutup stationery, energy kinetik dan energi potensial tidak berubah, dan E dapat digantikan dengan U. Untuk perubahan finite pada state pada kasus ini adalah

$$\dot{W}_u = -\int_1^2 \left[ 1 - \frac{T_0}{T_b} \right] \delta \dot{Q} + (\Delta U + P_0 \Delta V - T_0 \Delta S) + T_0 \dot{\sigma}_{cm} \dots \dots \dots (2.19)$$

Tapi term kedua bagian kanan didefinisikan oleh persamaan [2.16] sebagai  $\phi_Q$ , dan term kedua bagaian kanan didefinisikan oleh persamaan [2.14] sebagai  $\Delta\phi$  dan yang terakhir didefinisikan sebagai *irreversibility*  $I_{cm}$  didalam sistem tertutup. Maka persamaan tersebut menjadi

$$\Delta\Phi_{cm} = \Phi_Q + W_u - I_{cm} \dots\dots\dots (2.20)$$

Disini  $I_{cm}$  mengukur eksergi (*availability*) *destruction*/ penghancuran ketersediaan didalam sistem tertutup. Dengan kata lain, persamaan tersebut menyatakan bahwa

*[availability change of a control mass] = [availability transfer with heat transfer into system] + [availability transfer with useful work into system] – [availability destruction within MCs]*

Dengan demikian persamaan [2.19] dan [2.20] menyatakan keseimbangan eksergi untuk massa kendali yang berkaitan dengan perpindahan kalor dan interaksi kerja. Semua *irreversibility* akan menghancurkan eksergi dan dapat dievaluasi langsung dari keseimbangan eksergi dengan menuliskan persamaan [2.20] dengan format

$$I_{cm} = W_u - (\Delta\Phi_{cm} - \Phi_Q) \dots\dots\dots (2.21)$$

Sebagai tambahan, persamaan diatas dapat ditulis sebagai interaksi kerja. Untuk proses reversibel, dimana  $I_{cm} = 0$ .

$$W_{rev,u} = (\Delta\Phi_{cm} - \Phi_Q)$$

Substitusi pada persamaan diatas untuk  $W_{rev,u}$  ke persamaan [2.21] akan Menghasilkan

$$I_{cm} = W_u - W_{rev,u} \dots\dots\dots (2.22)$$

Kedua hubungan diatas untuk  $I$  adalah ekuivalen terhadap persamaan [2.20]. dan juga berguna dalam menghasilkan persamaan spesifik untuk *irreversibility* terhadap proses perpindahan kalor yang berasal dari persamaan [2.20]. Untuk perpindahan panas, baik  $\Delta\Phi_{cm}$  dan  $W_u$  adalah bernilai nol. Oleh sebab itu perpindahan kalor antara dua wilayah dengan temperatur diketahui, keseimbangan eksergi menjadi

$$I_Q = \Phi_{Q,in} - \Phi_{Q,out} \dots\dots\dots (2.23)$$

Perpindahan eksergi ini dikaitkan dengan perpindahan kalor pada boundary perpindahan-kalor adalah semata-mata menentukan *irreversibility* di dalam wilayah.

Peningkatan entropi pada sistem terisolasi menyatakan bahwa

$$\Delta S_{isol} = \sigma_{isol} \geq 0$$

Sama halnya, ketika  $Q$  dan  $W$  adalah nol pada sistem terisolasi, keseimbangan Eksergi oleh persamaan [2.20] menjadi

$$\Delta\Phi_{isol} = -I_{isol} \dots\dots\dots (2.24)$$

Karena  $I_{isol}$  harus selalu bernilai positif pada proses aktualnya, maka nilai *Eksergi* berubah untuk sistem terisolasi menjadi negatif. Maka

$$\Delta\Phi_{isol} \leq 0 \dots\dots\dots (2.25)$$

Ini adalah rumus untuk peningkatan pada prinsip entropi sistem terisolasi.

## 2.5 Perhitungan Umum Analisis Energi dan Eksergi[8]

Kesetimbangan Massa, energi dan *Eksergi* untuk setiap volume kendali pada keadaan tunak dengan mengabaikan perubahan energi kinetik dan potensial dapat dinyatakan, masing-masing, dengan :

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (2.26)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \dots\dots\dots (2.27)$$

$$\dot{E}_{heat} - \dot{W} = \sum \dot{E}_{out} - \sum \dot{E}_{in} + \dot{E}_D \dots\dots\dots (2.28)$$

Dimana  $\dot{Q}$  dan  $\dot{W}$  merupakan *net heat input* dan *work output*,  $\dot{m}$  adalah laju alir massa dari fluida,  $h$  adalah entalpi, tanda in dan out merupakan relasi dari masukan dan keluaran,  $\dot{E}_D$  merupakan laju *Eksergi destruction / losses*, dan  $\dot{E}_{heat}$  adalah *net Eksergi* yang dipindahkan oleh panas pada temperatur  $T$ , yang diberikan oleh

$$\dot{E}_{heat} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana  $T$  adalah temperatur dimana perpindahan panas dimulai. Laju *Eksergi* spesifik dan laju dari total *Eksergi* diberikan

$$e = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \dots\dots\dots (2.30)$$

$$\dot{E} = \dot{m} . e \dots\dots\dots (2.31)$$

Dimana subskrip 0 merupakan batasan *dead state* dan  $T_0$  adalah temperatur *dead state*. Efisiensi dari energi dan *Eksergi* secara umum dapat dijabarkan dalam persamaan

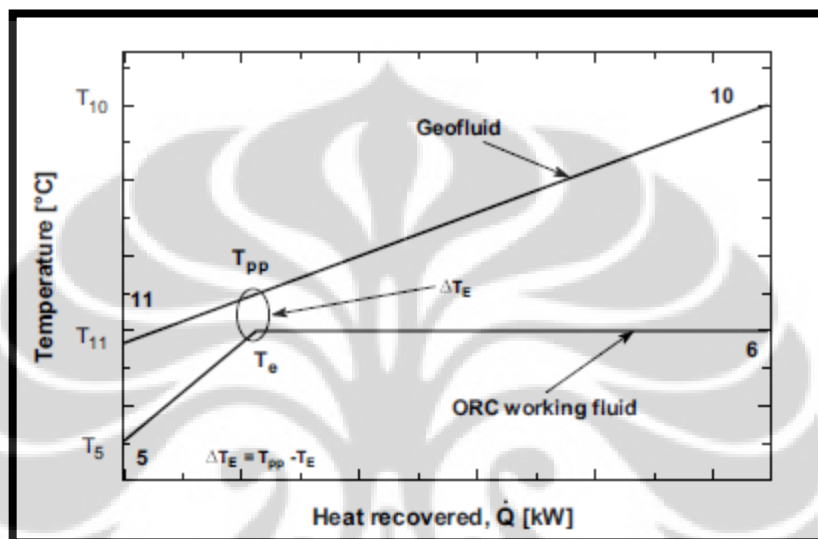
$$\eta_I = \frac{[energy\ in\ product]}{[total\ energy\ input]} \dots\dots\dots (2.32)$$

$$\eta_{II} = \frac{[exergy\ in\ product]}{[total\ exergy\ input]} \dots\dots\dots (2.33)$$

Kriteria desain untuk evaporator dapat didefinisikan sebagai

$$\Delta T_E = T_{pp} - T_E \dots\dots\dots (2.34)$$

Dimana,  $\Delta T_E$  pada gambar 2.11 merupakan selisih kurva minimum temperatur antar fluida panas bumi dan fluida kerja ORC.



Gambar 2. 10 Diagram dari process penukaran panas antara fluida panasbumi dengan fluida kerja ORC dalam evaporator

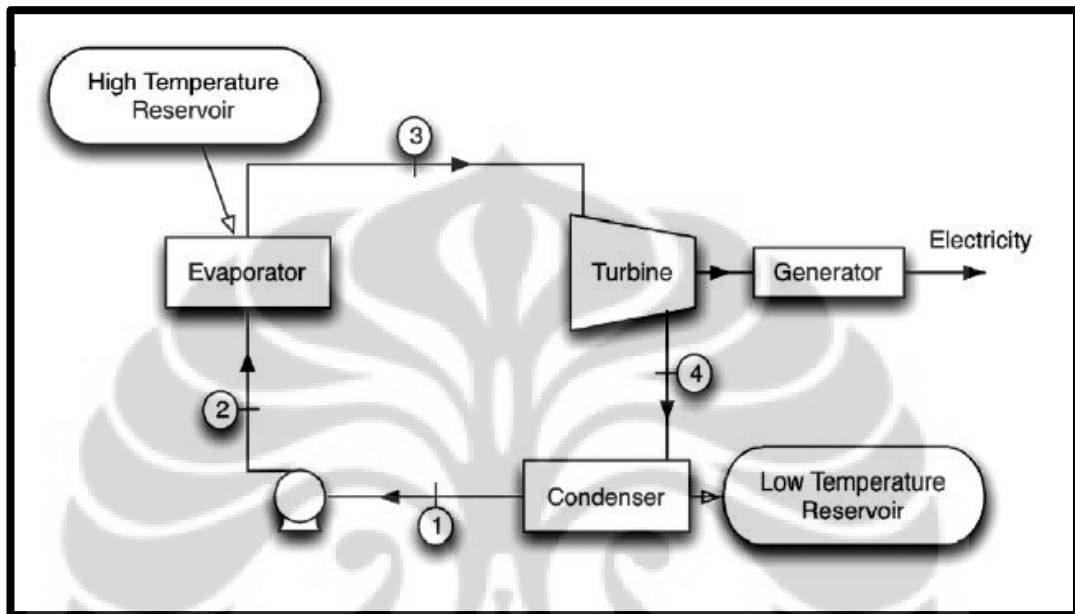
(Yari, 2010)

## 2.6 Analisis Energi dan Eksergi Sub-komponen[8]

Untuk analisis energi dan eksergi rinci dalam penelitian ini, pembangkit listrik sistem biner panas bumi dibagi menjadi subsistem. Massa, energi dan eksergi saldo dan berbagai efisiensi didasarkan baik dengan energi dan eksergi.

**2.6.1 Analisis Energi dan Eksergi Model 1**

Untuk persamaan energi dan eksergi model ini merujuk kepada persamaan yang telah disajikan oleh Mago, Chamra, Srinivasan, Somayaji dalam jurnal mereka yang berjudul “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”[4].



Gambar 2. 11 Model 1. Basic Organic Rankine Cycle

2.6.1.1. Pompa (Proses 1-2)

Power dari Pompa I (proses 1-2) dapat dituliskan sebagai

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_{2s})}{\eta_p} \dots\dots\dots (2.36)$$

Dimana  $\dot{W}_{p,ideal}$  adalah daya ideal dari pompa  $\dot{m}$  adalah laju alir dari fluida kerja,  $\eta_p$  adalah efisiensi isentropik dari pompa, sedangkan  $h_1$  dan  $h_{2s}$  adalah entalpi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran dari pompa untuk keadaan ideal.

Laju eksergi dari pompa didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_p = T_0 \dot{m}(s_1 - s_2) \dots\dots\dots (2.39)$$

Dimana  $s_1$  dan  $s_2$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran dari pompa pada kondisi aktual.



### 2.6.1.2. Evaporator (Proses 2-3)

Pada evaporator perpindahan panas terjadi pada tekanan yang konstan. Evaporator memanaskan Laju perpindahan panas dari evaporator digambarkan sebagai

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_3 - h_2) \dots\dots\dots (2.40)$$

dimana  $h_3$  dan  $h_2$  adalah entalpi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran evaporator.

Laju eksergi dari evaporator didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_e = T_0 \dot{m} \left[ (s_3 - s_2) - \frac{(h_3 - h_2)}{T_H} \right] \dots\dots\dots (2.41)$$

dimana  $s_2$  dan  $s_3$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran evaporator, dan  $T_H$  adalah temperatur dari temperatur tertinggi reservoir.

Demikian pula untuk konfigurasi lainnya, temperatur ini dianggap sama dengan

$$T_H = T_3 + \Delta T_H.$$

### 2.6.1.3. Turbin (Proses 3-4)

Power turbin diberikan oleh persamaan

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,ideal} \eta_t = \dot{m} \eta_t (h_3 - h_{4s}) \dots\dots\dots (2.42)$$

dimana  $\dot{W}_{t,ideal}$  adalah power ideal turbin, turbin  $\eta_t$  adalah efisiensi isentropik turbin,  $h_3$  adalah entalpi dari fluida kerja pada masukan turbin, dan  $h_{4s}$  adalah entalpi fluida kerja pada keluaran dari turbin untuk keadaan yang ideal.

Laju eksergi dari turbin didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_t = T_0 \dot{m} (s_4 - s_3) \dots\dots\dots (2.43)$$

dimana  $s_3$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan turbin, dan  $s_4$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada keluaran turbin pada kondisi aktual.

### 2.6.1.4. Kondensor

Laju panas dari kondensor dapat digambarkan dalam persamaan

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_1 - h_4) \dots\dots\dots (2.44)$$

dimana  $h_1$  dan  $h_4$  adalah entalpi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran kondensor.

Laju eksergi dari kondensor didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_c = T_0 \dot{m} (1 - X_1) \left[ (s_1 - s_7) - \frac{(h_1 - h_7)}{T_L} \right] \dots \dots \dots (2.45)$$

dimana  $s_1$  dan  $s_7$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran kondensor, dan  $T_L$  adalah temperatur dari temperatur terendah reservoir. Demikian pula untuk konfigurasi lainnya, temperatur ini dianggap sama dengan  $T_L = T_1 + \Delta T_L$

#### 2.6.1.5. Efisiensi Siklus

Efisiensi termal dapat digambarkan dengan persamaan

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_t + \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \dots \dots \dots (2.46)$$

Substitusi dari persamaan (2.38), (2.40), dan (2.42), kedalam persamaan (2.55) sehingga menjadi persamaan

$$\eta_{cycle} = \frac{\eta_t [(h_3 - h_{4s}) + \eta_p^{-1} (h_1 - h_{2s})]}{(h_3 - h_2)} \dots \dots \dots (2.47)$$

#### 2.6.1.6. Total Eksergi Siklus

Total exegi dapat diperoleh dengan menambahkan persamaan (2.39), (2.41), (2.43), dan (2.45) sebagai berikut

$$\begin{aligned} \dot{I}_{cycle} &= \sum_j \dot{I}_j = \dot{I}_p + \dot{I}_e + \dot{I}_t + \dot{I}_c \\ &= T_0 \dot{m} \left[ \left( -\frac{(h_3 - h_2)}{T_H} \right) - \left( \frac{(h_1 - h_4)}{T_L} \right) \right] \dots \dots \dots (2.48) \end{aligned}$$

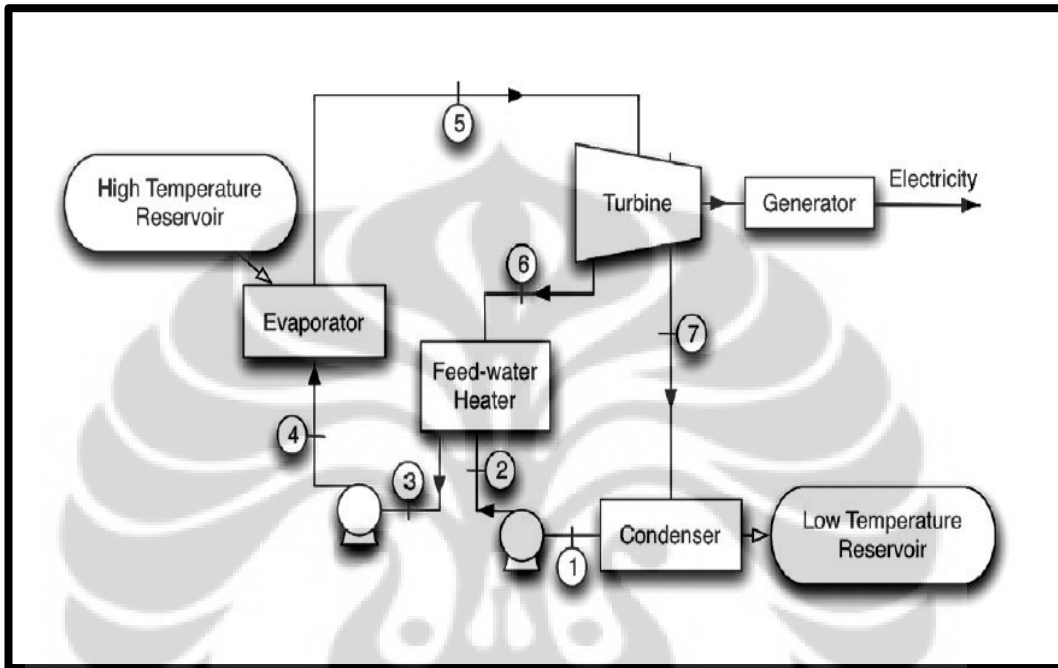
#### 2.6.1.7. Efisiensi Hukum-kedua

Efisiensi hukum-kedua untuk RORC dapat dinyatakan sebagai

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e \left( 1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} = \left( \frac{\eta_t [(h_3 - h_{4s}) + (h_1 - h_{2s}) \eta_p^{-1}]}{(h_3 - h_2) \left( 1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} \right) \dots \dots \dots (2.49)$$

2.6.2 Analisis Energi dan Eksergi Model 2

Untuk persamaan energi dan eksergi model ini merujuk kepada persamaan yang telah disajikan oleh Mago, Chamra, Srinivasan, Somayaji dalam jurnal mereka yang berjudul “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”[4].



Gambar 2. 11 Model 2. Regenerative Organic Rankine Cycle tanpa IHE (Mago, 2007)

2.6.2.1. Feed-water Heater

Untuk menentukan fraksi dari laju aliran yang masuk ke *Feed-water Heater* dan fraksi yang masuk ke dalam massa dan kesetimbangan energi kondensator diterapkan dalam pemanas air umpan. Fraksi dari laju aliran yang masuk ke *Feed-water Heater* diberikan oleh

$$X_1 = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} \dots\dots\dots (2.35)$$

2.6.2.2. Pompa (Proses 1-2 dan 3-4)

Power dari Pompa I (proses 1-2) dapat dituliskan sebagai

$$\dot{W}_{p,1} = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{(1-X_1)\dot{m}(h_1-h_{2s})}{\eta_p} \dots\dots\dots (2.36)$$

dan power dari Pompa II (proses 3-4) dapat dituliskan sebagai

$$\dot{W}_{p,2} = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_3-h_{4s})}{\eta_p} \dots\dots\dots (2.37)$$

Penggabungan dari pers. 2.36 dan 2.37 dapat menghasilkan power total Pompa yang digambarkan dalam persamaan

$$\dot{W}_p = \dot{m} \left[ \frac{(1-X_1)(h_1-h_{2s})(h_3-h_{4s})}{\eta_p} \right] \dots\dots\dots (2.38)$$

Laju eksergi dari pompa didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_p = T_0 \dot{m} [(1-X_1)(s_1-s_2)(s_3-s_4)] \dots\dots\dots (2.39)$$

Dimana  $s_1$  dan  $s_2$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran dari Pompa I pada kondisi aktual,  $s_3$  dan  $s_4$  adalah entropi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran dari Pompa II pada kondisi aktual.

### 2.6.2.3. Evaporator (Proses 4-5)

Laju perpindahan panas dari evaporator digambarkan sebagai

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_5-h_4) \dots\dots\dots (2.40)$$

dimana  $h_4$  dan  $h_5$  adalah entalpi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran evaporator.

Laju eksergi dari evaporator didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_e = T_0 \dot{m} \left[ (s_5-s_4) - \frac{(h_5-h_4)}{T_H} \right] \dots\dots\dots (2.41)$$

dimana  $s_4$  dan  $s_5$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran evaporator, dan  $T_H$  adalah temperatur dari temperatur tertinggi reservoir.

Demikian pula untuk konfigurasi lainnya, temperatur ini dianggap sama dengan

$$T_H = T_3 + \Delta T_H.$$

#### 2.6.2.4. Turbin (Proses 5-6 dan 5-7)

Power turbin diberikan oleh persamaan

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,ideal} \eta_t = \dot{m} \eta_t [(h_5 - h_{7s}) + X_1 (h_{7s} - h_{6s})] \dots\dots\dots (2.42)$$

dimana  $\dot{W}_{t,ideal}$  adalah power ideal turbin, turbin  $\eta_t$  adalah efisiensi isentropik turbin,  $h_5$  adalah entalpi dari fluida kerja pada masukan turbin, dan  $h_{6s}$  dan  $h_{7s}$  adalah entalpi fluida kerja pada keluaran dari turbin untuk kasus yang ideal.

Laju eksergi dari turbin didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_t = T_0 \dot{m} [(s_7 - s_5) + X_1 (s_6 - s_7)] \dots\dots\dots (2.43)$$

dimana  $s_5$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan turbin, dan  $s_6$  dan  $s_7$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada keluaran turbin pada kondisi aktual.

#### 2.6.2.5. Kondensor

Laju panas dari kondensor dapat digambarkan dalam persamaan

$$\dot{Q}_c = \dot{m} (1 - X_1) (h_1 - h_7) \dots\dots\dots (2.44)$$

dimana  $h_1$  dan  $h_7$  adalah entalpi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran kondensor.

Laju eksergi dari kondensor didefinisikan dalam persamaan

$$\dot{I}_c = T_0 \dot{m} (1 - X_1) \left[ (s_1 - s_7) - \frac{(h_1 - h_7)}{T_L} \right] \dots\dots\dots (2.45)$$

dimana  $s_1$  dan  $s_7$  adalah spesifik entropi dari fluida kerja pada masukan dan keluaran kondensor, dan  $T_L$  adalah temperatur dari temperatur terendah reservoir. Demikian pula untuk konfigurasi lainnya, temperatur ini dianggap sama dengan

$$T_L = T_1 + \Delta T_L$$

#### 2.6.2.6. Efisiensi Siklus

Efisiensi termal dapat digambarkan dengan persamaan

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_t + \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \dots\dots\dots (2.46)$$

Substitusi dari persamaan (2.38), (2.40), dan (2.42), kedalam persamaan (2.55) sehingga menjadi persamaan

$$\eta_{cycle} = \frac{\eta_t[(h_5 - h_{7s}) + X_1(h_{7s} - h_{6s})] + (1 - X_1)(h_1 - h_{2s}) + (h_3 - h_{4s})\eta_p^{-1}}{(h_5 - h_4)} \dots\dots\dots (2.47)$$

#### 2.6.2.7. Total Eksergi Siklus

Total exegi dapat diperoleh dengan menambahkan persamaan (2.39), (2.41), (2.43), dan (2.45) sebagai berikut

$$\dot{i}_{cycle} = T_0 \dot{m} \left[ \left( -\frac{(h_5 - h_4)}{T_H} \right) - (1 - X_1) \left( \frac{(h_1 - h_7)}{T_L} \right) \right] \dots\dots\dots (2.48)$$

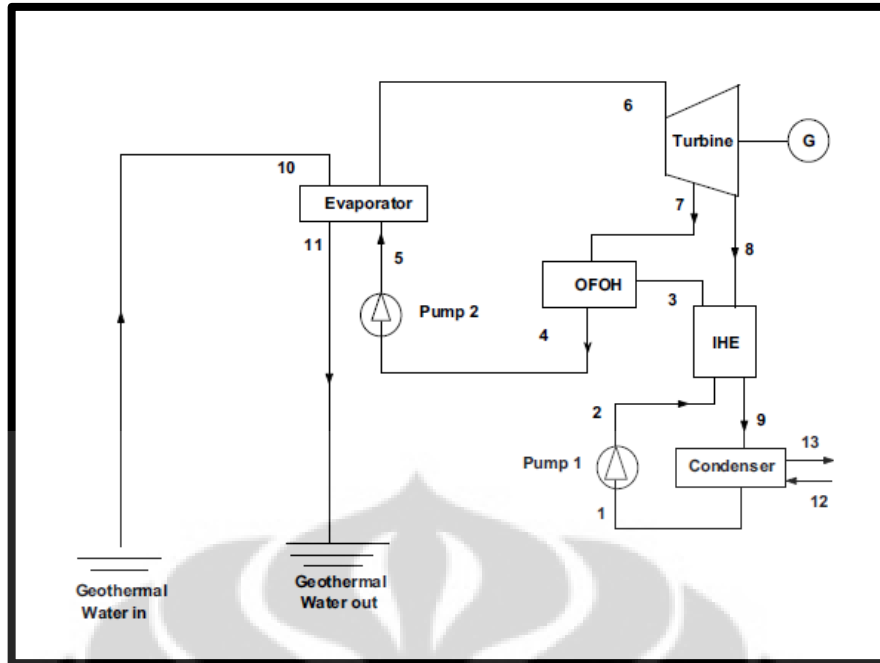
#### 2.6.2.8. Efisiensi Hukum-kedua

Efisiensi hukum-kedua untuk RORC dapat dinyatakan sebagai

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e \left( 1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} = \left( \frac{\eta_t[(h_5 - h_{7s}) + X_1(h_{7s} - h_{6s})] + (1 - X_1)(h_1 - h_{2s}) + (h_3 - h_{4s})\eta_p^{-1}}{(h_5 - h_4) \left( 1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} \right) \dots\dots\dots (2.49)$$

### 2.6.3 Analisis Energi dan Eksergi Model 3

Untuk persamaan energi dan eksergi model ini merujuk kepada rangkuman yang telah disajikan oleh Yari dalam jurnalnya berjudul “Exergetic analysis of various types of geothermal power plants”[8]. Diberikan dalam tabel Tabel 2.2.



Gambar 2. 12 Model 3. Regenerative Organic Rankine Cycle menggunakan IHE (Yari, 2009)

Tabel 2. 2 Analisis energi dan Eksergi setiap sub-komponen

Subsystems	Energy relations	Exergy relations
Pump	$\eta_p = \frac{\eta(h_2-h_1)}{h_2-h_1} = \frac{\eta(h_2-h_1)}{h_2-h_1}, W_p = \dot{m}_3[(1-y)(h_2-h_1) + (h_5-h_4)]$	$\dot{E}_{0,p} = T_0 \dot{m}_3[(1-y)(s_2-s_1) + (s_5-s_4)]$
Evaporator	$Q_E = \dot{m}_5(h_6-h_5) = \dot{m}_{10}(h_{10}-h_{11})$	$\dot{E}_{0,E} = T_0[\dot{m}_5(s_6-s_5) + \dot{m}_{10}(s_{11}-s_{10})]$
Turbine	$\eta_T = \frac{h_6-h_7}{h_6-h_{7s}} = \frac{h_6-h_7}{h_6-h_{7s}}, W_T = \dot{m}_6[(h_6-h_7) + (1-y)(h_7-h_8)]$	$\dot{E}_{0,T} = T_0 \dot{m}_6[y s_7 + (1-y)s_8 - s_6]$
Open feed-organic heater (OFOH)	$y = \frac{h_2-h_1}{h_2-h_3}, Q_{OFOH} = \dot{m}_8(h_8-h_9) = \dot{m}_2(h_3-h_2)$	$\dot{E}_{0,OFOH} = T_0 \dot{m}_8[s_4 - y s_7 - (1-y)s_3]$
Internal heat exchanger (IHE)	$\epsilon = \frac{h_2-h_1}{h_2-h_3}, Q_{IHE} = \dot{m}_8(h_8-h_9) = \dot{m}_2(h_3-h_2)$	$\dot{E}_{0,IHE} = T_0[\dot{m}_2(s_2-s_3) + \dot{m}_8(s_9-s_8)]$
Condenser	$Q_C = \dot{m}_9(h_9-h_1) = \dot{m}_{12}(h_{13}-h_{12})$	$\dot{E}_{0,C} = T_0[\dot{m}_8(s_1-s_9) + \dot{m}_{12}(s_{13}-s_{12})]$
Reinjection	-	$\dot{E}_{0,r} = \dot{m}_{11}(h_{11}-h_0) - T_0(s_{11}-s_0)$

(Yari, 2009)

### 2.6.3.1 Evaluasi Performansi

Secara umum, hukum pertama efisiensi dari pembangkit panas bumi dapat dituliskan

$$\eta_{I,1} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{geo}(h_{geo} - h_0)} \dots\dots\dots (2.50)$$

Dimana denominator adalah gambaran dari energi yang masuk ke pembangkit, diekspresikan sebagai entalpi dari fluida panas bumi sehubungan dengan keadaan lingkungan dikalikan dengan massa kecepatan aliran air panas bumi. Menggunakan aliran, menjadi

$$\eta_{I,1} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_0)} \dots\dots\dots (2.51)$$

Efisiensi pertama hukum dapat dinyatakan berdasarkan perpindahan panas ke ORC

$$\eta_{I,2} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_5(h_6 - h_5)} \dots\dots\dots (2.52)$$

Menggunakan eksergi dari fluida panasbumi sebagai masukan eksergi ke pembangkit, hukum-kedua efisiensi pembangkit listrik tenaga panas bumi dapat didefinisikan sebagai

$$\eta_{II,1} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]} \dots\dots\dots (2.53)$$

Untuk *binary-cycle*, efisiensi hukum-kedua dapat didefinisikan berdasarkan penurunan eksergi dari fluida panasbumi atau kenaikan eksergi dari fluida kerja dalam evaporator :

$$\eta_{II,2} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{10}[(h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11})]} \dots\dots\dots (2.54)$$

$$\eta_{II,3} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_5[(h_6 - h_5) - T_0(s_6 - s_5)]} \dots\dots\dots (2.55)$$

Tingkat *destruction rate* di eksergi siklus ditentukan dari

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{D,P} + \dot{E}_{D,E} + \dot{E}_{D,T} + \dot{E}_{D,OF0H} + \dot{E}_{D,IHE} + \dot{E}_{D,C} + \dot{E}_{D,r} + \dot{E}_{D,CA}$$

Untuk perbandingan yang lebih baik, digunakan eksergi yang rasio *destruction rate*,  $Y_{D,i}$ , yang merupakan *destruction rate* dalam komponen dibandingkan dengan tingkat eksergi bahan bakar yang diberikan kepada sistem secara keseluruhan. Sehingga menjadi,

$$Y_{D,i} = \frac{\dot{E}_{D,i}}{\dot{E}_{Fuel}} = \frac{\dot{E}_{D,i}}{\dot{E}_{in}} \dots\dots\dots (2.56)$$

Dimana  $\dot{E}_{in}$  adalah eksergi dari fluida panasbumi.

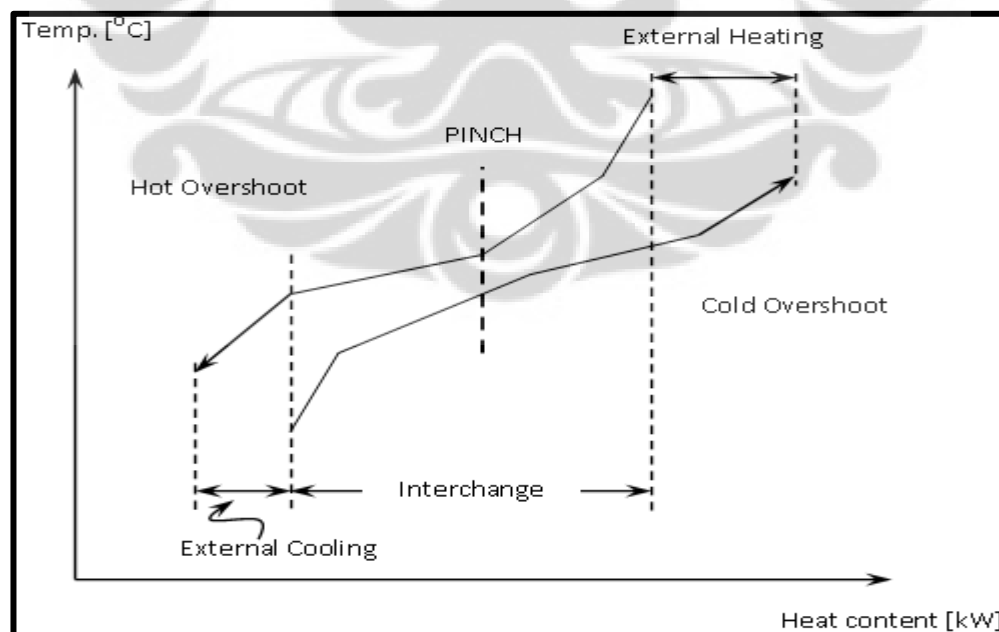
## 2.7 $\Delta$ Temperatur *Pinch* [14]

*Pinch technology* adalah suatu metodologi yang didasarkan pada prinsip-prinsip termodinamika untuk mengurangi pemakaian energi pada overall suatu proses.



Teknologi *pinch* digunakan untuk merancang dan mengembangkan jaringan alat penukar panas, dengan mengintegrasikan aliran panas (sebagai sumber panas) dengan aliran dingin (sebagai penyerap panas). Tujuan yang ingin dicapai adalah pemanfaatan panas yang ada di dalam aliran proses semaksimal mungkin atau penggunaan energi seminimal mungkin. Hasil analisa dengan teknologi pinch, mulai diaplikasikan didalam industri pada tahun 1980-an.

Tahap awal pada analisis *pinch* adalah diketahuinya neraca massa dan neraca panas pada suatu peralatan/proses, sehingga dapat tentukan peluang-peluang utama (target) untuk penghematan energi dan selanjutnya dibuat suatu desain dari *Heat Exchanger Network* (HEN). Salah satu yang perlu diketahui untuk merencanakan sebuah penggunaan energi secara maksimal adalah kurva komposit, yaitu sebuah kurva yang menggambarkan suatu aliran proses yang membutuhkan pendinginan atau dengan satu istilah aliran panas, dan aliran proses yang membutuhkan pemanas, yaitu aliran dingin. Kedua aliran proses tersebut adalah dari sistem secara keseluruhan. Dalam suatu proses perubahan energi, dapatlah dibuat sebuah kurva komposit seperti digambarkan pada Gambar 2.13.



Gambar 2. 13 Kurva Komposit

(B. Linnhoff, 1985)

Pada dasarnya aliran panas dan aliran dingin dalam sebuah proses dapat diwakili oleh sebuah grafik Temperatur-Entalpi (T-H grafik), dimana temperatur input dan output serta flowrate diketahui. Karena sifat alami dari sebuah kurva, maka kedua proses aliran tersebut akan saling mendekat sampai sedekat mungkin pada satu titik. Pada daerah yang mempunyai jarak terdekat dari kurva disebut sebagai *Pinch*. Temperatur dimana terjadinya *Pinch* ini disebut sebagai temperatur *pinch*, sedangkan beda temperatur minimum antara aliran panas dan aliran dingin dinamakan  $\Delta T$  *Pinch*.

## 2.8 Kriteria Dalam Pemilihan Fluida Kerja[9]

Fluida kerja adalah fluida yang memiliki energi untuk melakukan kerja pada peralatan mekanik. Pada PLTP siklus biner, fluida kerja digunakan untuk menggerakkan turbin. Alasan penggunaan fluida kerja pada PLTP siklus biner dikarenakan fluida brine tidak bisa digunakan langsung untuk menggerakkan turbin.

Hal tersebut bisa disebabkan oleh fluida brine mengandung senyawa-senyawa (baik berupa padatan, cairan, gas) yang dapat merusak turbin ataupun karena kondisi brine (tekanan dan temperatur sumur) yang tidak cukup tinggi untuk memutar turbin konvensional/uap.

Dalam aplikasi PLTP siklus biner, tidak ada fluida kerja ideal yang dapat memenuhi seluruh kriteria, namun begitu ada beberapa kriteria utama yang harus dipenuhi diantaranya:

- a. Properti termodinamik yang cocok

### • Temperatur kritis

Temperatur kritis adalah temperatur dimana fase cair dan fase gas suatu senyawa tidak dapat dibedakan lagi. Fluida kerja yang baik memiliki temperatur kritis yang lebih rendah dari temperatur kritis brine, karena akan memberikan *driving force* perpindahan panas yang baik.

• **Tekanan kondensasi**

Tekanan kondensasi adalah tekanan dimana sebuah fluida mulai terkondensasi. Semakin rendah tekanan kondensasi suatu fluida kerja maka akan semakin murah biaya peralatan (HE and piping) dan operasionalnya (*pumping cost*), asalkan tidak lebih rendah dari tekanan atmosfer, karena dapat mengakibatkan udara masuk ke dalam sistem.

• **Faktor I**

Faktor I adalah suatu parameter yang menjelaskan kondisi fasa fluida ketika meninggalkan turbin, parameter ini didefinisikan oleh Kihara dan Fukunaga (1975) dalam bentuk persamaan berikut:

$$I = 1 - \frac{T_{cond} / C_p}{(dT / ds)_{sat,vap}} \dots\dots\dots (2.57)$$

Bila nilai faktor  $I < 1$ , kondisi fluida kerja keluar turbin masih dalam kondisi superheat. Namun jika faktor  $I > 1$ , sebagian fluida tersebut sudah mulai terkondensasi. Selain dapat menurunkan efisiensi turbin, fluida kerja yang terkondensasi juga dapat menimbulkan kerusakan serius pada turbin.

- b. Tidak mengotori (non fouling)
- c. Tidak korosif
- d. Tidak beracun
- e. Tidak mudah terbakar
- f. Mudah didapatkan
- g. Harga terjangkau

Berdasarkan kriteria-kriteria di atas, maka beberapa senyawa yang memiliki potensi sebagai fluida kerja yang ideal ditunjukkan pada Lampiran 1.

Sifat termodinamika lain yang diinginkan dari fluida adalah besarnya panas laten dan panas spesifik fluida yang rendah-atau mendekati vertikal dari *garis saturated liquid*-sehingga panas yang paling besar diperoleh sepanjang perunahan dari fasa tanpa membutuhkan kerumitan untuk memanaskan umpan secara regeneratif agar

mencapai efisiensi siklus yang tinggi. Disamping itu keadaan dimana mendekati vertikal dari garis *saturated liquid* diinginkan, dan disisi lain, sedikit kelembaban yang dihasilkan selama ekspansi, tidak seharusnya mengkondensasikan uap superheated. Pada akhirnya, ini cocok digunakan pada temperatur uap menengah dalam jarak 0.1-2.5 Mpa dalam unit penukar-panas.

Untuk fluida kerja yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan Fluida Refrijeran R123 yang memiliki *properties* seperti pada tabel 2.3 dibawah[4]

Tabel 2. 3 *Properties* Fluida Kerja R123

Organic fluid	R123 [18]
$M$ (kg/mol)	152.93
$T_{bp}$ (°C)	27.82
$P_{critical}$ (MPa)	3.66
$T_{critical}$ (°C)	183.68
$\rho_{critical}$ (kg/m <sup>3</sup> )	550.00
$T_{minimum}$ (°C)	-107.20
$T_{maximum}$ (°C)	326.90
$P_{maximum}$ (MPa)	40.00

(Mago, 2007)

R123 merupakan fluida kerja yang memiliki performa baik pada temperatur rendah hingga menengah, tidak beracun, dan ramah lingkungan seperti yang ditunjukkan pada hasil penelitian Mazza dan Mazza pada jurnal mereka berjudul “Working Fluids In Non-Steady Flows for Waste Energy Recovery Systems” dan “Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems[2,3]. Dalam penelitian tersebut diperbandingkan fluida-fluida ideal yang dapat digunakan pada PLTP serta efisiensi yang dihasilkan dan evaluasi dari sifat termodinamikanya. Berbagai penelitian lanjutan guna mendapatkan optimasi dari penggunaan ORC dan pemanfaatan energi lainnya dalam siklus pembangkit.

### BAB 3

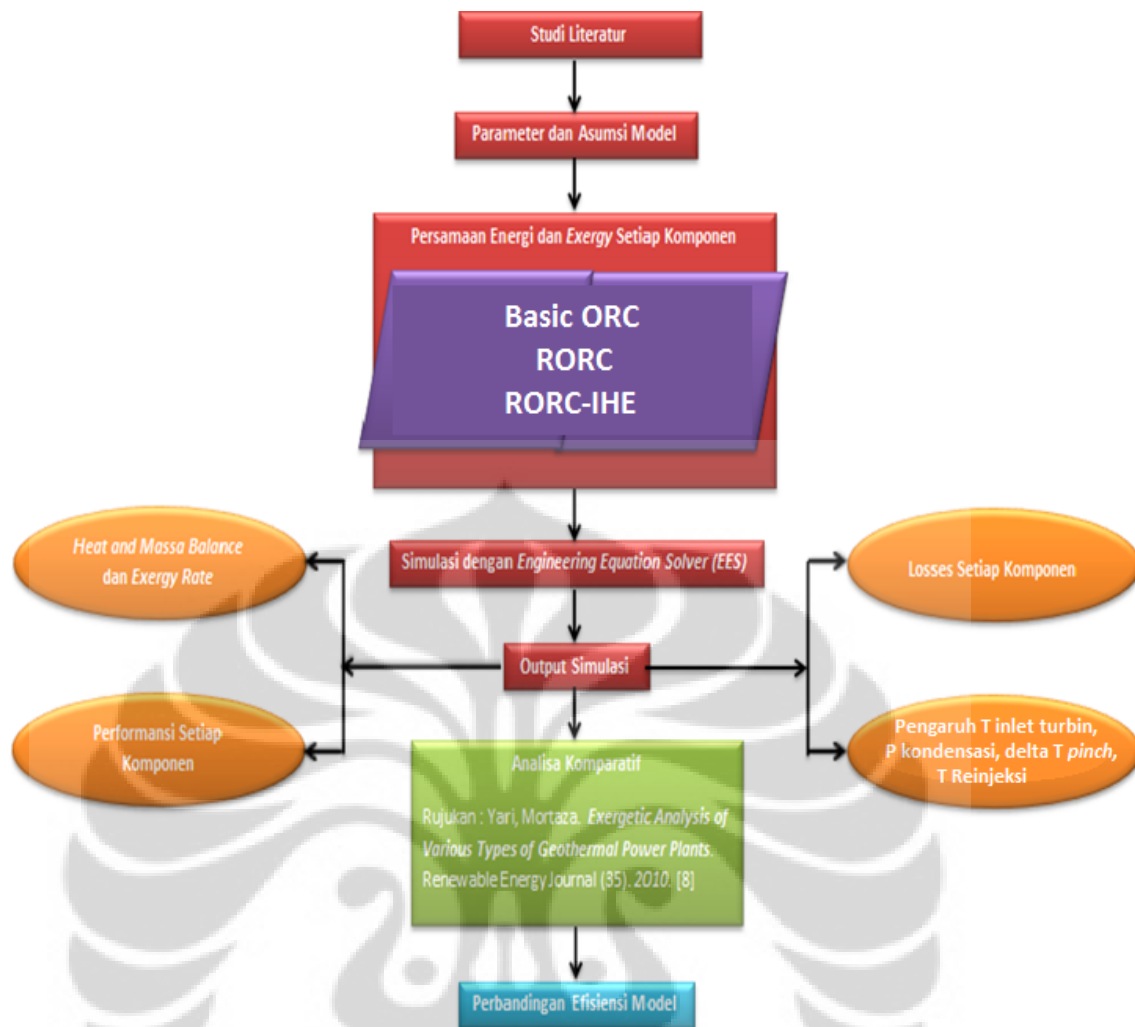
#### METODE PENELITIAN

Secara umum metode penelitian yang dilakukan dalam penyusunan tugas akhir ini adalah melakukan rancangan efisiensi eksergi dari tiap-tiap model yang telah dibuat dengan menerapkan persamaan-persamaan analisis eksergi. Kemudian pengumpulan data-data dan parameter yang akan dipergunakan dalam simulasi serta membuat asumsi-asumsi yang diperlukan.

Setelah semua data dan asumsi telah dibuat validasi modelnya maka akan dilakukan simulasi optimasi dengan menggunakan software *Engineering Equation System* (EES), dimana software ini dapat mengevaluasi *properties* dari termodinamika dan menyelesaikan persamaan dari persamaan non-linear.

Hasil yang diharapkan dari penyelesaian persamaan analisis eksergi masing-masing model adalah untuk menjawab tujuan penelitian tugas akhir ini, yang dimana akan digambarkan sebagai; hasil perhitungan *heat and mass balance* dan *Eksergi rate*, performansi tiap komponen, gambaran tentang temperatur dibandingkan dengan panas yang berhasil dikembalikan (*T versus Heat Recovered*), besarnya *losses* setiap komponen.

Dari hasil diatas, kita dapat membandingkan efisiensi kedua model berdasarkan hukum-pertama dan kedua termodinamika. Sehingga didapatkan model dengan efisiensi eksergi terbaik yang untuk selanjutnya dapat diaplikasikan untuk mengetahui efisiensi eksergi PLTP aktual. Seluruh rangkaian metodologi ini digambarkan dalam diagram alir penelitian pada Gambar 3.1.



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

### 3.1 Asumsi dan Data yang Digunakan

Perbandingan siklus yang akan dianalisa ini menggunakan R123 sebagai fluida kerjanya. Data dan asumsi yang digunakan diperoleh dari data pada Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi di Lahendong, Sulawesi Utara yang didapatkan dari data BPPT dan sumber sekunder [11]. PLTP ini menggunakan *brine* hasil pemisahan separator sebagai sumber panasnya. Dalam proses simulasi, diperlukan asumsi dan parameter untuk menyederhanakan dan menyelesaikan permasalahan. Berikut ini adalah asumsi dan parameter yang digunakan dalam proses simulasi :

Parameter	Nilai
$P_0$ (bara)	0,89
$T_0$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	25
$T_{\text{brine in}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	170
$T_{\text{brine out}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	140
Laju alir brine (ton/h)	100
$T_{\text{Cooling water in}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	25
$T_{\text{Cooling water out}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	35
$P_{\text{Ext}}$ (bar)	5,812 untuk RORC dengan IHE 4,945 untuk RORC tanpa IHE
$\eta$ isentropik Pompa (%)	75
$\eta$ isentropik Turbin (%)	75

- 1) Keadaan masuk turbin adalah uap jenuh (fraksi uap = 1).  
Apabila keadaan masuk turbin tidak uap jenuh (masih mengandung air) akan menyebabkan kerusakan pada sudu turbin karena mengalami erosi. Erosi tersebut akan mengganggu performa turbin yang akan mengakibatkan rontoknya sudu turbin. Pembangkit listrik perlu dihentikan operasinya apabila melakukan proses perbaikan pada turbin, sehingga pasokan listrik menjadi terganggu.
- 2) Keadaan masuk evaporator adalah cair jenuh (fraksi uap = 0).  
Evaporator berfungsi untuk mengubah fasa dari cair jenuh menjadi uap jenuh. Kalor yang terjadi adalah kalor laten, yaitu kalor yang diperlukan untuk mengubah fasa fluida.
- 3) Temperatur keluar evaporator disyaratkan berada dibawah temperatur kritis dari fluida kerja, yang nanti nilainya dapat diubah sesuai dengan temperatur *pinch point* evaporator yang disyaratkan.
- 4) Keadaan masuk pompa adalah cair jenuh (fraksi uap = 0).  
Pompa akan mengalami kerusakan apabila kondisi fluida masuk masih mengandung udara / uap. Uap tersebut dapat pecah dan merusak sudu pompa, sehingga performa dari pompa akan menurun dan pada akhirnya pompa tersebut menjadi tidak berfungsi.

- 5) Tekanan keluar kondensor merupakan referensi dari tekanan kondensasi dari fluida kerja, yang nanti nilainya dapat berubah sesuai dengan temperatur *pinch point* kondensor yang disyaratkan.
- 6) Efisiensi isentropik turbin adalah 75 persen.  
Umumnya rentang efisiensi isentropik adalah antara 70 – 90 persen. Pada proses simulasi ini digunakan efisiensi isentropik 75 persen yang masih berada dalam rentang yang diijinkan. Nilai efisiensi tersebut sudah umum digunakan dalam proses perancangan turbin. Nilai efisiensi isentropik menunjukkan seberapa dekat kondisi yang dihasilkan terhadap kondisi idealnya.
- 7) Efisiensi isentropik pompa adalah 75 persen.  
Nilai efisiensi isentropik pompa yang akan digunakan dalam proses simulasi adalah 75 persen.
- 8) Tekanan absolut ekstraksi turbin merupakan tekanan yang disyaratkan untuk memasuki OFOH dengan keadaan uap jenuh ( $X=1$ ). Untuk RORC adalah 4,945 bar dan RORC dengan IHE adalah 5,812 bar.
- 9) Temperatur dan tekanan *dead state* adalah 25 °C dan 0.89 bar absolut (bara). Data temperatur dan tekanan diperoleh dari rata-rata nilai harian yang terjadi di pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP) di daerah Lahendong, Sulawesi Utara.
- 10) *Pinch Temperature* di kondensor dan evaporator adalah sebesar 6 °C. Pembatasan *pinch temperature* ini digunakan untuk meminimalisir energi yang dikonsumsi oleh alat penukar panas. Nilai 6 °C didapatkan dari *Rule of Thumb* perancangan alat penukar panas dan telah umum digunakan dalam alat penukar panas PLTP.
- 11) Perubahan energi kinetik dan potensial serta penurunan tekanan pada alat penukar panas diabaikan. Hal ini dikarenakan pengaruhnya terhadap perubahan efisiensi kecil, sehingga asumsi ini dapat diterima
- 12) Kerja dari pompa produksi dan reinjeksi diabaikan.  
Kerja dari pompa tersebut bervariasi dan bergantung pada kondisi geologi dan tidak dapat dengan tepat diprediksi hingga sumur panasbumi dieksplorasi, sehingga nilainya dapat diabaikan.



13) Fluida panasbumi diasumsikan sebagai air.

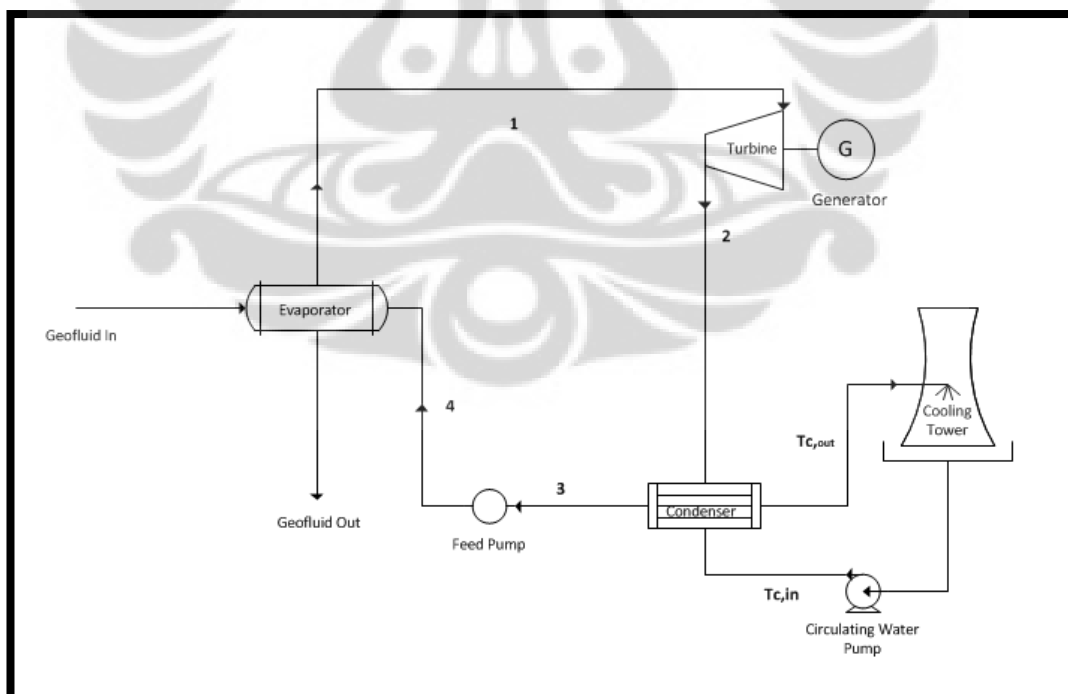
Silika dan kontaminan lainnya dalam fluida panasbumi bervariasi tergantung dari sumur produksinya. Pengabaian ini tidak menghasilkan kontribusi yang signifikan pada perhitungan, karena fraksi yang diperhitungkan kecil. Pengotor dalam evaporator tidak diperhitungkan dalam simulasi ini.

14) Efisiensi generator adalah 100%.

Daya listrik yang dihasilkan oleh generator berkaitan dengan *net output* dari keseluruhan siklus dan dianggap memiliki efisiensi 100%. Secara umum, generator memiliki efisiensi lebih dari 90% dan beberapa generator baru memiliki efisiensi 99%. Efisiensi yang rendah dapat menghasilkan daya listrik yang rendah pula.

### 3.2 Desain Persamaan

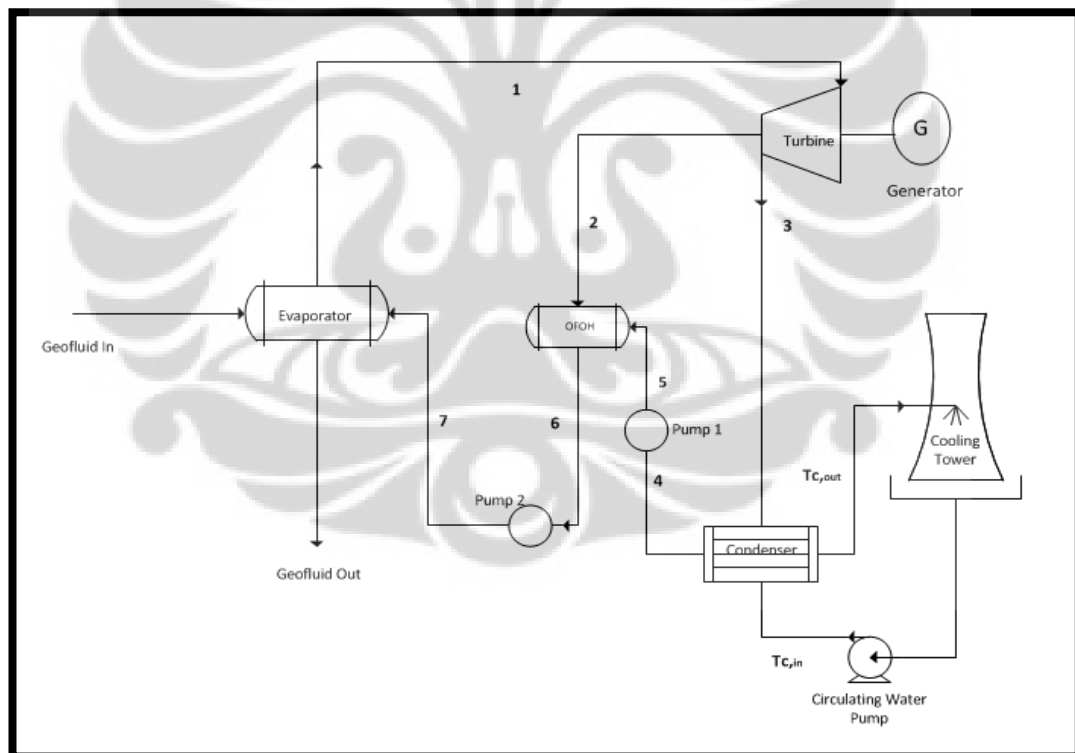
Berikut ini adalah desain persamaan yang akan diselesaikan dengan EES. Model 1 dan 2 merupakan modifikasi dari persamaan yang telah dirujuk pada literatur[4], dan model 3 adalah persamaan yang telah dirujuk pada literatur[8].



Gambar 3.2 Basic ORC

Tabel 3. 1 Rangkuman persamaan energi dan eksergi untuk ORC

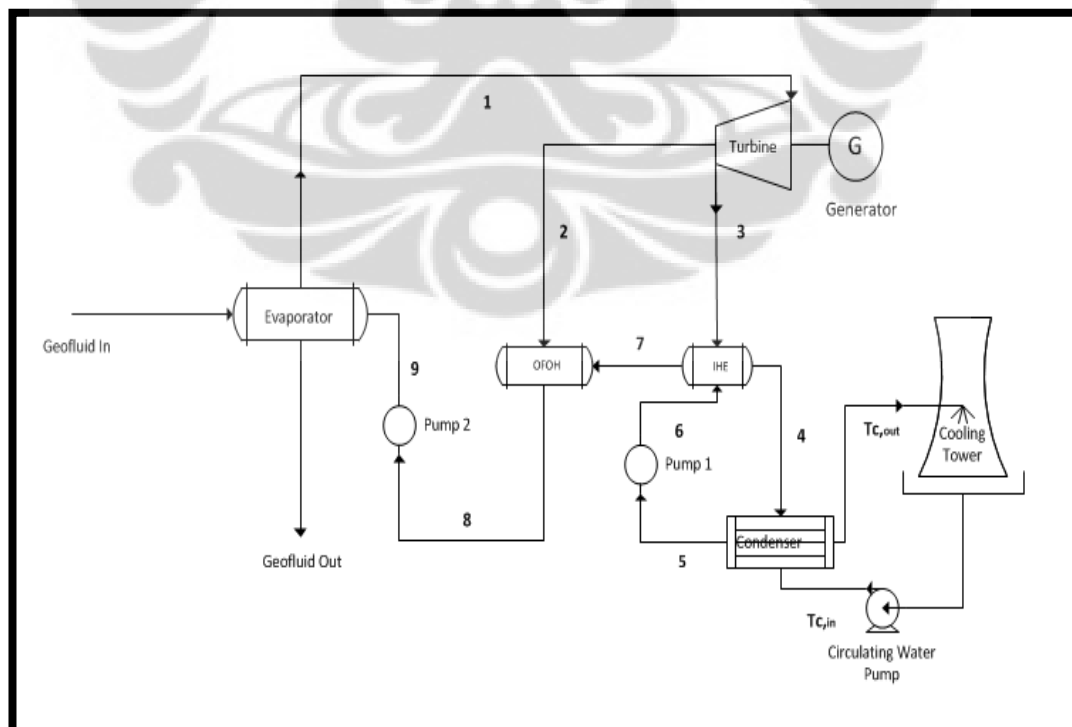
Komponen	Persamaan Energi	Persamaan Eksergi
Pump	$\eta_P = \frac{v_3(P_4 - P_3)}{h_4 - h_3}$ $\dot{W}_P = \frac{\dot{m}_{WF}(h_4 - h_3)}{\eta_P}$	$\dot{E}_{D,P} = T_0 \dot{m}_{WF}(s_4 - s_3)$
Evaporator	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{WF}(h_1 - h_4) = \dot{m}_{Brine}(h_{Brine,in} - h_{Brine,out})$	$\dot{E}_{D,E} = T_0[\dot{m}_{WF}(s_1 - s_4) + \dot{m}_{Brine}(s_{Brine,in} - s_{Brine,out})]$
Turbine	$\eta_T = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})}$ $\dot{W}_T = \dot{m}_{WF} \eta_T (h_1 - h_{2s})$	$\dot{E}_{D,T} = T_0 \dot{m}_{WF}(s_1 - s_2)$
Condensor	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{WF}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{CW}(h_{CW,out} - h_{CW,in})$	$\dot{E}_{D,C} = T_0[\dot{m}_{WF}(s_2 - s_3) + \dot{m}_{CW}(s_{CW,out} - s_{CW,in})]$
Reinjection	-	$\dot{E}_{D,r} = \dot{m}_{Brine}[(h_{Brine,out} - h_0) + T_0(s_{Brine,out} - s_0)]$



Gambar 3. 3 RORC

Tabel 3. 2 Rangkuman persamaan energi dan eksergi untuk RORC

Komponen	Persamaan Energi	Persamaan Eksergi
Pump	$\eta_P = \frac{v_7(P_7 - P_6)}{h_7 - h_6} = \frac{v_5(P_5 - P_4)}{h_5 - h_4}$ $\dot{W}_P = \dot{m}_{WF} [(1-X)(h_5 - h_4) + (h_7 - h_6)]$	$\dot{E}_{D,P} = T_0 \dot{m}_{WF} [(1-X)(s_5 - s_4) + (s_7 - s_6)]$
Evaporator	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{WF} (h_1 - h_7) = \dot{m}_{Brine} (h_{Brine,in} - h_{Brine,out})$	$\dot{E}_{D,E} = T_0 [\dot{m}_{WF} (s_1 - s_7) + \dot{m}_{Brine} (s_{Brine,in} - s_{Brine,out})]$
Turbine	$\eta_T = \frac{(h_1 - h_2)}{h_1 - h_{2s}} = \frac{(h_2 - h_3)}{h_2 - h_{3s}}$ $\dot{W}_T = \dot{m}_{WF} [(h_1 - h_2) + (1-X)(h_2 - h_3)]$	$\dot{E}_{D,T} = T_0 \dot{m}_{WF} [(s_1 - s_2) + X(s_2 - s_3)]$
Open feed-organic heater (OFOH)	$X = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5}$	$\dot{E}_{D,OFOH} = T_0 \dot{m}_{WF} [s_6 - Xs_2 - (1-X)s_5]$
Condensor	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{WF} (h_3 - h_4) = \dot{m}_{CW} (h_{CW,out} - h_{CW,in})$	$\dot{E}_{D,C} = T_0 [\dot{m}_{WF} (s_3 - s_4) + \dot{m}_{CW} (s_{CW,out} - s_{CW,in})]$
Reinjection	-	$\dot{E}_{D,r} = \dot{m}_{Brine} [(h_{Brine,out} - h_0) + T_0 (s_{Brine,out} - s_0)]$



Gambar 3. 4 RORC – IHE

Tabel 3. 3 Rangkuman persamaan energi dan eksergi untuk RORC – IHE

Komponen	Persamaan Energi	Persamaan Eksergi
Pump	$\eta_P = \frac{v_9(P_9 - P_8)}{h_9 - h_8} = \frac{v_6(P_6 - P_5)}{h_6 - h_5}$ $\dot{W}_P = \dot{m}_{WF}[(1-X)(h_6 - h_5) + (h_9 - h_8)]$	$\dot{E}_{D,P} = T_0 \dot{m}_{WF} [(1-X)(s_6 - s_5) + (s_9 - s_8)]$
Evaporator	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{WF}(h_1 - h_9) = \dot{m}_{Brine}(h_{Brine,in} - h_{Brine,out})$	$\dot{E}_{D,E} = T_0[\dot{m}_{WF}(s_1 - s_9) + \dot{m}_{Brine}(s_{Brine,in} - s_{Brine,out})]$
Turbine	$\eta_T = \frac{(h_1 - h_2)}{h_1 - h_{2s}} = \frac{(h_2 - h_3)}{h_2 - h_{3s}}$ $\dot{W}_T = \dot{m}_{WF}[(h_1 - h_2) + (1-X)(h_2 - h_3)]$	$\dot{E}_{D,T} = T_0 \dot{m}_{WF} [(s_1 - s_2) + X(s_2 - s_3)]$
Open feed-organic heater (OFOH)	$X = \frac{h_8 - h_7}{h_2 - h_7}$	$\dot{E}_{D,OFOH} = T_0 \dot{m}_{WF} [s_8 - Ys_2 - (1-X)s_7]$
Internal heat exchanger (IHE)	$\varepsilon = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_6}$ $\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_2(h_3 - h_2)$	$\dot{E}_{D,IHE} = T_0[\dot{m}_2(s_2 - s_3) + \dot{m}_8(s_9 - s_8)]$
Condensor	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{WF}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{WF}(h_7 - h_6)$	$\dot{E}_{D,C} = T_0 \dot{m}_{WF} [X(s_3 - s_4) + (s_7 - s_6)]$
Reinjection	-	$\dot{E}_{D,r} = \dot{m}_{Brine} [(h_{Brine,out} - h_0) + T_0(s_{Brine,out} - s_0)]$

### 3.3 Simulasi

Pada penelitian yang telah dilakukan sebelumnya[11] didapatkan bahwa tekanan turbin optimum ditemukan pada RORC dan dapat ditunjukkan melalui hukum-pertama efisiensi maksimum ( $\eta_I$ ) untuk ekstraksi keluar tekanan turbin yg yang diberikan:

$$\text{Maksimalisasi } \eta_I(P_{EXT}) \quad 200 \leq P_{EXT} \leq 800 \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

Persamaan untuk energi dan kesetimbangan massa untuk komponen lain dari siklus dan untuk sifat termodinamika dapat ditambahkan ke dalam persamaan (3.1) untuk membentuk sistem non-linear persamaan, dan dilakukan dengan menetapkan batas-batas pada setiap variabel.

Efisiensi energi dapat dihitung dengan persamaan :

$$\eta_I = \frac{W_{net}}{m_{WF}(h_{evap,out} - h_{evap,in})} \dots\dots\dots (3.2)$$

$$\eta_I = \frac{W_{net}}{m_{Brine}(h_{brine,in} - h_{brine,out})}$$

Sedangkan untuk efisiensi eksergi dapat dihitung dengan persamaan :

$$\eta_{II,plant1} = \frac{W_{net}}{Ex_{Brine,in}} \dots\dots\dots (3.3)$$

$$\eta_{II,plant2} = \frac{W_{net}}{Ex_{Brine,in} - Ex_{Brine,out}} \dots\dots\dots (3.3)$$

$$\eta_{II,plant2} = \frac{W_{net}}{m_{WF}((h_{evap,out} - h_{evap,in}) - (T_0(s_{evap,out} - s_{evap,in})))}$$

Penentuan daya netto dapat dihitung dengan persamaan :

$$W_{net} = W_{turbin} - W_{pompa} \dots\dots\dots (3.4)$$

Proses simulasi dilakukan dengan menggunakan EES (Engineering Evaluation Solver) Program [10], dengan memasukkan semua rancangan persamaan diatas dan persamaan umum eksergi seperti pada tinjauan pustaka, yang kemudian mengevaluasi sifat termodinamika dan memecahkan sistem persamaan non-linier. Proses optimasi diulang beberapa kali pada setiap model dengan memvariasikan tebakan awal, kriteria akhir, atau memperbaharui metode hingga optimasi keseluruhan ditemukan. Hasil perhitungan dari beberapa optimasi yang dijalankan dikaji ulang melalui perhitungan tangan.

### 3.4 Analisis Komparatif

Untuk melakukan validasi pada siklus, hasil yang didapatkan kemudian divalidasi dengan merujuk kepada penelitian-penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. [4,8]. Tujuannya adalah untuk mengetahui apakah performansi dan simulasi dari data yang dimodelkan memiliki trend yang sama dengan penelitian sebelumnya, dan perubahan perubahan yang terjadi dapat dianalisis lebih lanjut.

## BAB 4

### ANALISA HASIL SIMULASI

#### 4.1 Analisa Hasil Simulasi

Perhitungan simulasi didasarkan sebagai sebuah *control volume* yang berada dalam kondisi tetap (*steady state*). Dalam Tabel 4.1 memberikan hasil perhitungan termodinamika dari siklus yaitu temperatur, tekanan, dan laju alir, serta laju eksergi pada setiap keadaan berdasarkan perhitungan neraca massa dan kesetimbangan energi.

Tabel 4. 1 Hasil perhitungan neraca massa dan energi dan laju eksergi

a. ORC

Nomer Aliran	Fluida	Fasa	T (deg. C)	P (bar abs)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	m (kg/s)	ex (kJ/kg)	Ex (kW)
0	Brine	Dead state	25,00	0,89	104,80	0,370			
0'	R123	Dead state	25,00	0,89	398,00	1,699			
0''	Air	Dead state	25,00	0,89	104,80	0,370			
1	R123	Saturated	151,70	21,68	466,30	1,712	14,70	55,500	816,50
2	R123	Superheated	74,42	1,69	432,90	1,743	14,70	12,790	187,90
3	R123	Saturated	39,64	1,69	241,50	1,141	14,70	0,798	11,72
4	R123	Liquid	40,86	21,68	243,40	1,143	14,70	2,226	32,71
5	Brine	Saturated	170,00	10,20	719,30	2,042	25,20	115,400	2909,00
6	Brine	Saturated	140,00	10,20	589,20	1,739	25,20	75,710	1908,00
7	Air	Liquid	25,00	0,89	104,80	0,367	67,23	0,000	0,00
8	Air	Liquid	35,00	0,89	146,20	0,504	67,23	0,718	48,28

## b. RORC

Nomer Aliran	Fluida	Fasa	T (deg. C)	P (bar abs)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	m (kg/s)	ex (kJ/kg)	Ex (kW)
0	Brine	Dead state	25,00	0,89	104,80	0,370			
0'	R123	Dead state	25,00	0,89	398,00	1,699			
0''	Water	Dead state	25,00	0,89	104,80	0,370			
1	R123	Saturated	147,90	20,27	464,90	1,711	18,48	54,390	1005,00
2	R123	Saturated	98,51	4,95	446,60	1,727	3,97	31,470	124,90
3	R123	Superheated	67,88	1,70	427,80	1,728	14,51	12,200	177,00
4	R123	Saturated	39,89	1,70	241,80	1,142	14,51	0,817	11,78
5	R123	Liquid	40,08	4,95	242,10	1,142	14,51	1,044	15,15
6	R123	Saturated	80,38	4,95	286,00	1,274	18,48	5,855	108,20
7	R123	Saturated	81,59	20,27	287,60	1,275	18,48	7,091	131,10
8	Brine	Saturated	170,00	10,20	719,30	2,042	25,20	115,400	2909,00
9	Brine	Saturated	140,00	10,20	589,20	1,739	25,20	75,710	1908,00
10	Water	Liquid	25,00	0,89	104,80	0,367	82,99	0,000	0,00
11	Water	Liquid	35,00	0,89	146,60	0,505	82,99	0,718	59,02

## c. RORC – IHE

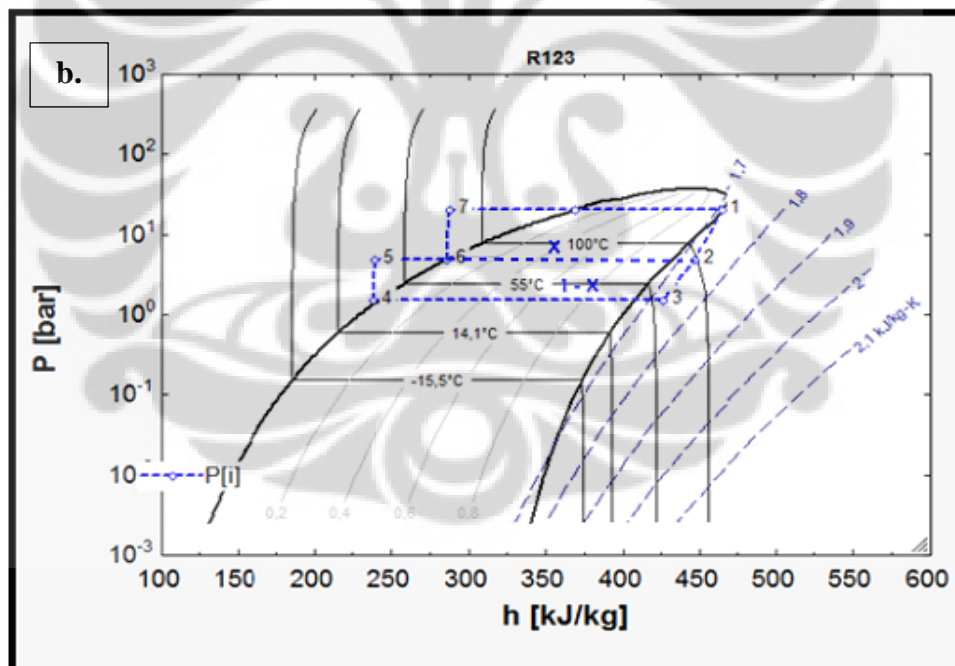
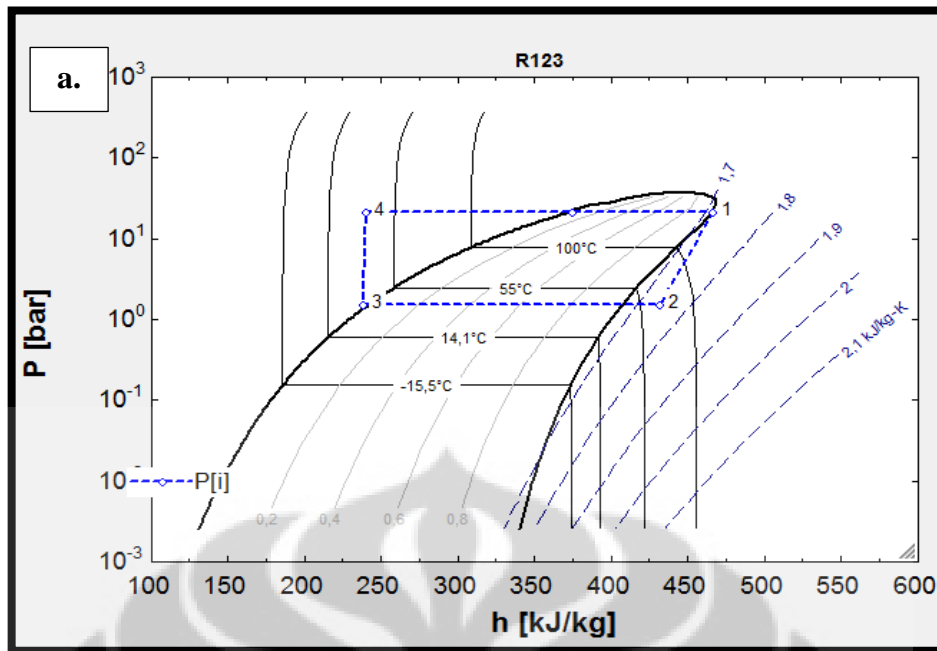
Nomer Aliran	Fluida	Fasa	T (deg. C)	P (bar abs)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	m (kg/s)	ex (kJ/kg)	Ex (kW)
0	Brine	Dead state	25,00	0,89	104,80	0,370			
0'	R123	Dead state	25,00	0,89	398,00	1,699			
0''	Air	Dead state	25,00	0,89	104,80	0,370			
1	R123	Saturated	147,00	19,94	464,80	1,711	19,30	54,190	1046,00
2	R123	Saturated	102,90	5,81	448,90	1,725	3,20	34,280	109,80
3	R123	Superheated	69,42	1,76	428,90	1,730	16,10	12,840	206,70
4	R123	Superheated	43,89	1,76	409,50	1,671	16,10	10,870	175,00
5	R123	Saturated	40,89	1,76	242,80	1,145	16,10	0,872	14,03
6	R123	Liquid	41,14	5,81	243,20	1,146	16,10	1,163	18,72
7	R123	Liquid	59,20	5,81	262,60	1,205	16,10	2,749	44,25
8	R123	Saturated	86,95	5,81	293,50	1,294	19,30	7,179	138,50
9	R123	Saturated	88,15	19,94	295,00	1,295	19,30	8,343	161,00
10	Brine	Saturated	170,00	10,20	719,30	2,042	25,20	115,400	2909,00
11	Brine	Saturated	140,00	10,20	589,20	1,739	25,20	75,710	1908,00
12	Air	Liquid	25,00	0,89	104,80	0,367	76,89	0,000	0,00
13	Air	Liquid	35,00	0,89	146,60	0,505	76,89	0,718	55,21

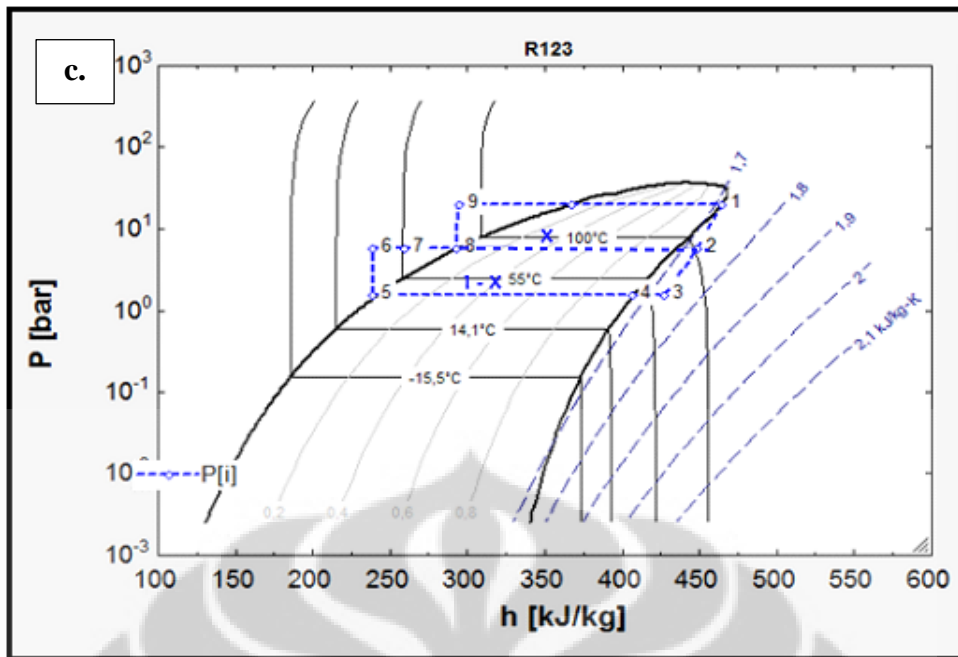
Perbedaan pada pengembangan dari siklus biner terletak pada penambahan komponen OFOH dan IHE. Dalam RORC uap jenuh diekspansikan dengan tekanan tinggi ke dalam turbin pada temperatur 147,9 °C dan tekanan 20,27 bar. Keluaran turbin dipisahkan dengan fraksi aliran yang selanjutnya uap jenuhnya akan diekstraksi oleh OFOH dan fasa superheatnya akan masuk kedalam kondensor, pada proses ini terjadi penurunan tekanan. Keluaran uap jenuh dari kondensor akan dipompakan bertekanan rendah kedalam OFOH dengan menaikkan tekanan fluida sehingga hampir mencapai kondisi isothermalnya. Cair jenuh keluaran dari OFOH akan dipompakan kedalam pompa bertekanan tinggi untuk menaikkan tekanannya. Selanjutnya RORC akan bekerja dalam siklus Rankin seperti pada ORC.

Pada RORC dengan IHE, keluaran turbin dengan fasa superheat temperatur 69,42 °C akan masuk kedalam IHE dan menurunkan temperaturnya hingga 43,89 °C pada tekanan tetap 1,8 bar. Keluaran dari IHE masih memiliki fasa superheat yang nantinya akan masuk kedalam kondensor untuk didinginkan dengan temperatur keluaran 40,89 °C dalam fasa cair jenuh. Tekanan fluida kerja kemudian akan dinaikkan oleh pompa bertekanan rendah kembali kedalam IHE sehingga fluidanya berubah menjadi cair dengan kondisi hampir isothermal. Fluida kerja keluaran dari IHE yang masuk ke OFOH memiliki temperatur yang lebih tinggi yaitu dari 41,14 °C menjadi 59,20 °C dalam fasa cair dengan tekanan tetap. Selanjutnya siklus akan berjalan seperti contoh sebelumnya

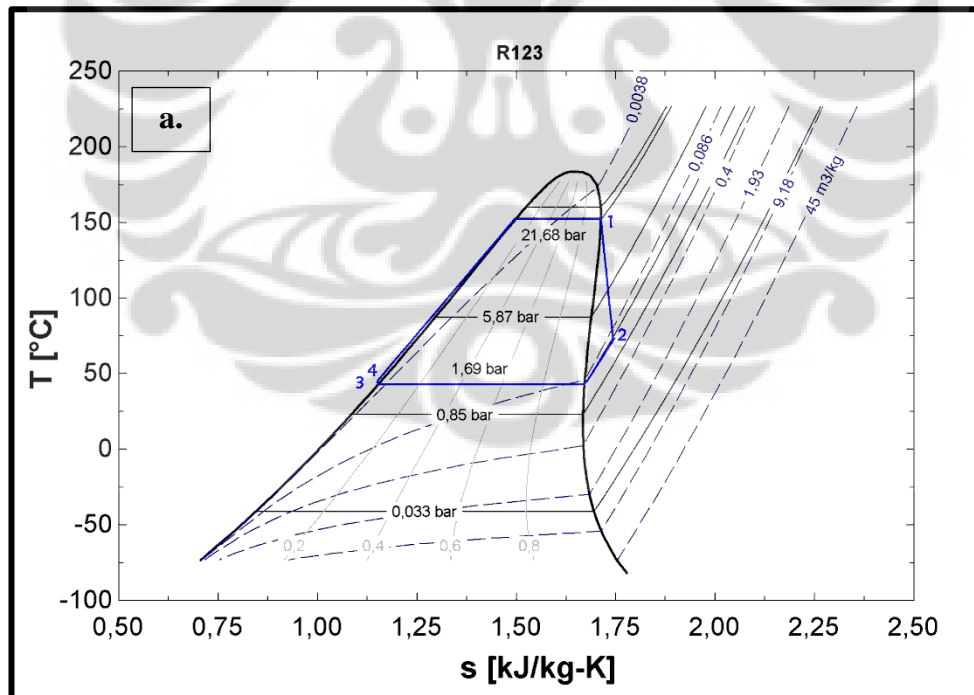
Dapat terlihat bahwa penambahan komponen seperti OFOH dan IHE, akan mengurangi beban kerja komponen-komponen dalam siklus biner sederhana (ORC), sehingga implikasinya dapat menaikkan efisiensi termal dan memanfaatkan energi termal dengan maksimal.

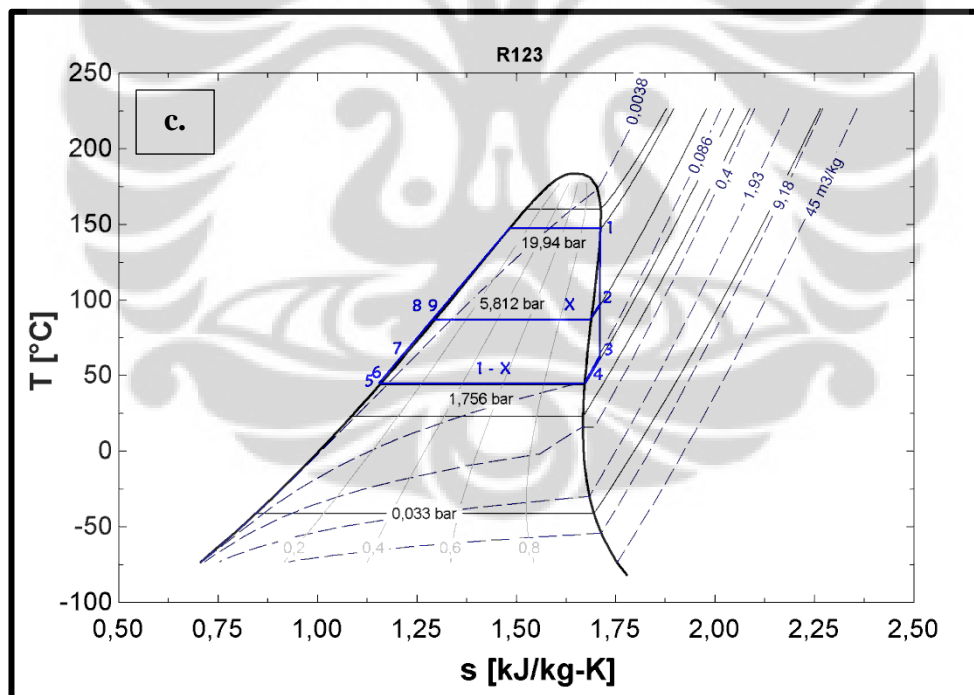
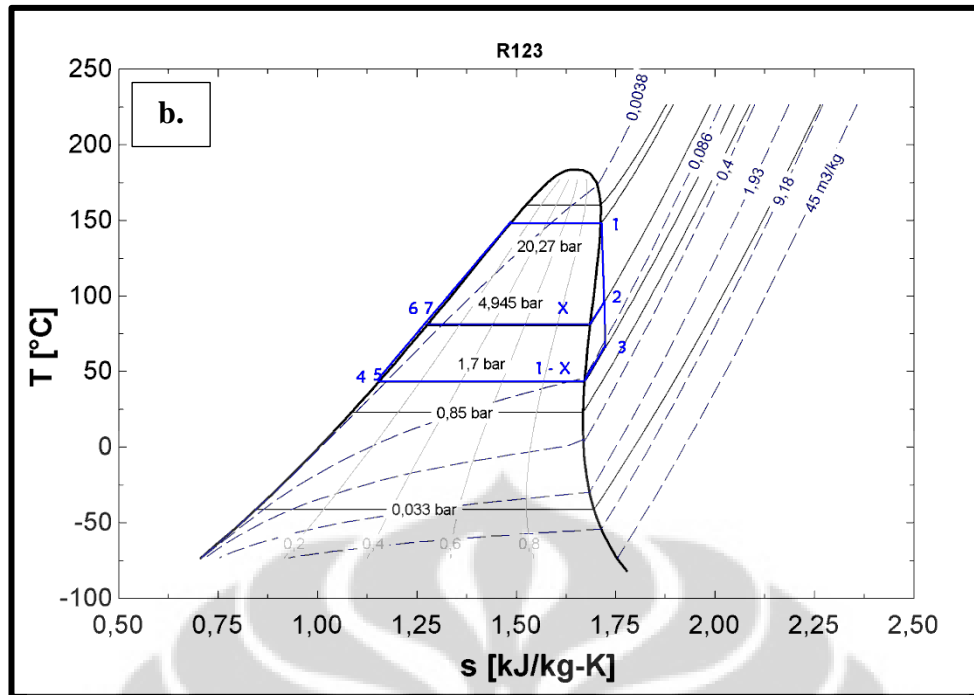






Gambar 4. 1 Diagram P-h a). ORC, b). RORC, dan c). RORC – IHE





Gambar 4. 2 Diagram T-s a). ORC, b). RORC, dan c). RORC – IHE

Siklus fluida kerja R123 pada T-s dan P-h diagram ditunjukkan oleh Gambar 4.1 dan 4.2. Dari diagram T-s, garis uap jenuh dari R123 memiliki *slope* yang positif dan memastikan bahwa keluaran dari turbin memiliki fasa uap superheat. Dengan

demikian, tidak ada uap air yang terdapat dalam pengoperasian turbin. Ini merupakan salah satu alasan mengapa R123 dari golongan refrigeran sesuai sebagai fluida kerja pada siklus biner dan pengembangannya.

## 4.2 Analisis Efisiensi Energi dan Eksergi

### 4.2.1 Analisis Performansi Setiap Komponen

Hasil simulasi eksergi keseluruhan dan setiap komponen dari ketiga siklus yang dibandingkan terangkum dalam Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Performansi Setiap Komponen

#### 1. ORC

Komponen	Degradasi Eksergi (kW)	Efisiensi Eksergi (%)	Rasio Degradasi	Efisiensi Energi/ isentropik (%)	Perpindahan Panas (kW)
Evaporator	216,9	78,32	7,46		3277
Kondensor	128,4	27,14	4,41		2813
Turbine	136,8	78,23	4,70	75	491,7
Pompa Fluda Kerja	6,42	76,57	0,22	75	27,41

#### 2. RORC

Komponen	Degradasi Eksergi (kW)	Efisiensi Eksergi (%)	Rasio Degradasi	Efisiensi Energi/ isentropik (%)	Perpindahan Panas (kW)
Evaporator	126,4	87,37	4,35		3277
Kondensor	106,9	35,35	3,68		2700
Turbine	100,9	78,64	3,20	75	610,1
Pompa Fluda Kerja	7,249	83,84	0,24	75	31,21
OFOH	31,86	18	1,10		1274

#### 3. RORC – IHE

Komponen	Degradasi Eksergi (kW)	Efisiensi Eksergi (%)	Rasio Degradasi	Efisiensi Energi/ isentropik (%)	Perpindahan Panas (kW)
Evaporator	115,9	88,41	3,99		3277
Kondensor	106,3	34,02	3,65		2683
Turbine	93,13	84,45	3,48	75	628,3
Pompa Fluda Kerja	7,072	84,13	0,25	75	32,28
OFOH	15,49	29,88	0,54		995,4
IHE	7,366	80,63	0,25		311,7

Besarnya energi atau kerja yang hilang dari tiap komponen untuk tiap siklus memiliki kecenderungan yang sama dimana evaporator memiliki nilai yang paling

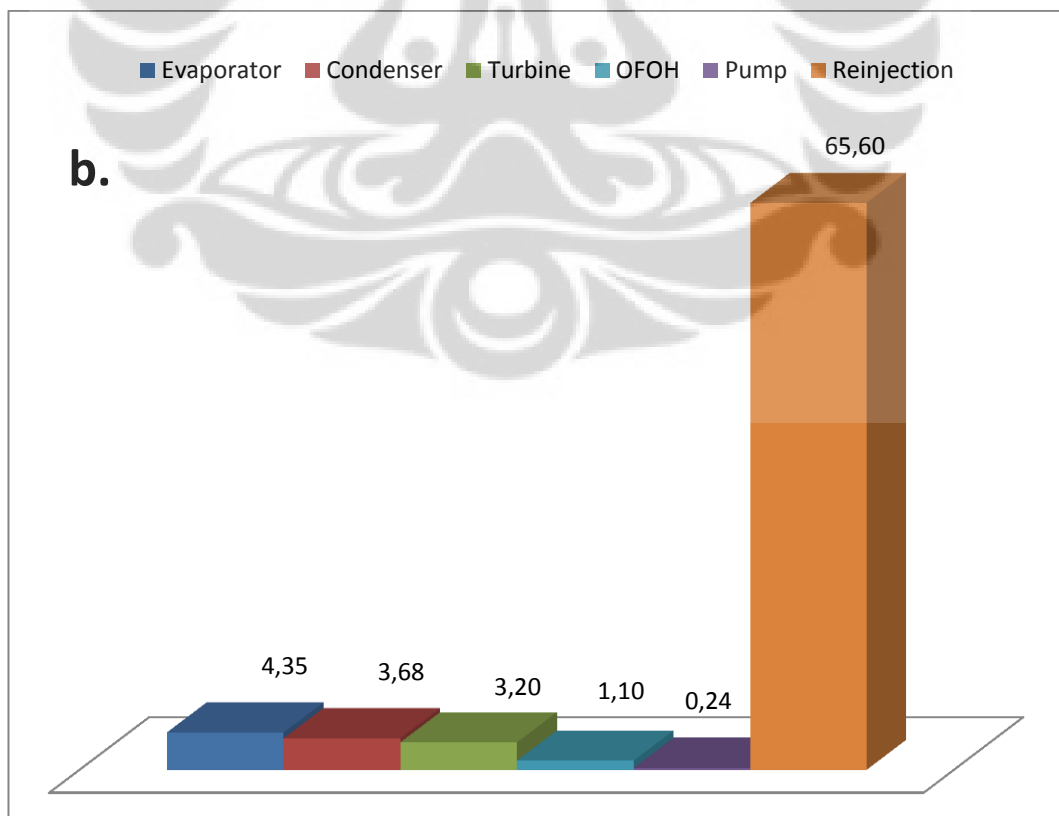
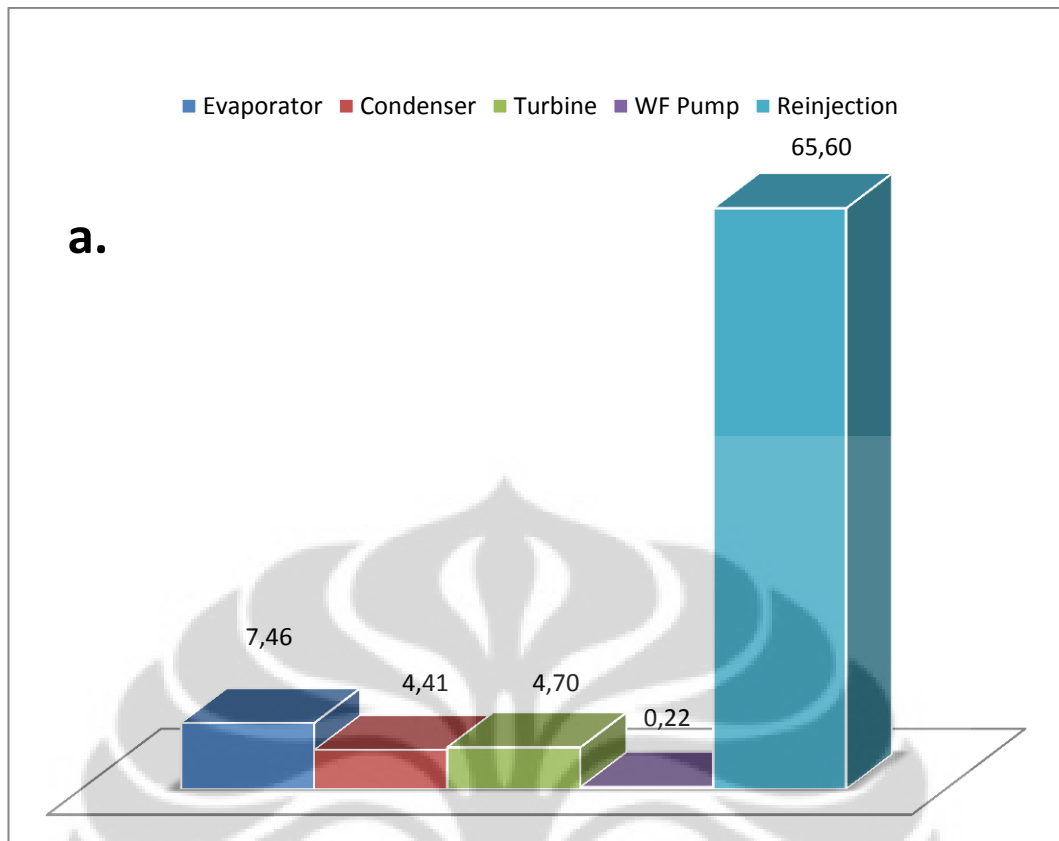
besar dibandingkan komponen lainnya. Pertukaran panas di evaporator memerlukan energi yang besar, karena proses yang terjadi memerlukan kenaikan temperatur dari fluida kerja secara signifikan dengan tekanan yang tinggi.

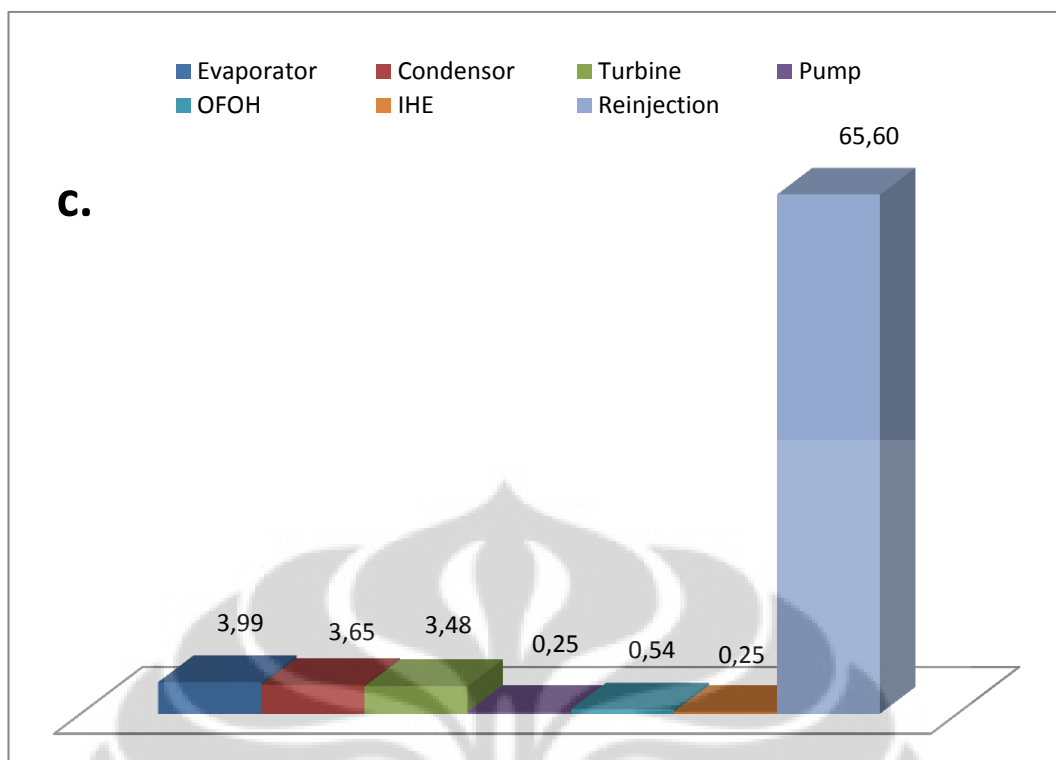
Pada pembangkit siklus biner, alat penukar panas merupakan komponen yang memegang peranan penting, maka performansi individu dapat mempengaruhi performansi keseluruhan siklus. Untuk mengurangi energi yang hilang di evaporator dapat disiasati dengan menurunkan temperatur reinjeksi dari fluida panasbumi, sehingga panas buangan dapat dimanfaatkan secara maksimal atau mengatur  $\Delta$  temperatur *pinch*, yang lebih lanjut akan dibahas dibagian selanjutnya.

Hasil analisa dari efisiensi eksergi pada keseluruhan siklus dapat dianggap tinggi dan mengindikasikan bahwa performansi dari alat penukar panas dari siklus memuaskan. Kondensor untuk keseluruhan siklus memiliki efisiensi paling rendah dari semua bagian komponen. Efisiensi eksergi yang rendah disebabkan oleh rendahnya perbedaan temperatur yang dipertukarkan antara fluida kerja R123 dan fluida pendingin. Temperatur fluida pendingin mengacu ke temperatur lingkungan. Kehilangan panas pada kondensor juga cenderung lebih rendah, karena sebagian besar panas dilepaskan oleh pertukaran dengan fluida pendingin dan juga tidak terjadi perubahan tekanan pada kondensor. Sama halnya dengan komponen OFOH yang memiliki efisiensi eksergi cukup rendah, dikarenakan pertukaran panas yang belum maksimal. Lebih lanjut kedua komponen itu dapat dilakukan pengkajian untuk meningkatkan efisiensi dari eksergi masing-masing.

#### 4.2.2 Degradasi Eksergi Setiap Komponen

Rasio degradasi eksergi merupakan besarnya degradasi eksergi dari suatu komponen dibagi dengan besarnya eksergi yang dibawa oleh fluida panasbumi untuk masuk kedalam siklus. Rasio degradasi pada tabel performansi kemudian di plot kedalam grafik pada Gambar 4.3 untuk menunjukkan perbandingan *losses* masing-masing komponen.





Gambar 4.3 Besar *Losses* setiap komponen a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE

Dari perbandingan ketiga siklus terlihat bahwa komponen reinjeksi memiliki *losses* yang paling besar, dikarenakan temperatur reinjeksi yang cukup tinggi dan selanjutnya akan dibahas kemudian. Selain itu komponen yang memiliki degradasi eksergi yang cukup besar adalah evaporator, kondensor, dan turbin, yang disebabkan panas yang dibuang dan dimanfaatkan lebih dari 95%. Hal ini sudah sangat baik untuk sebuah siklus biner sedangkan untuk mencapai 100% merupakan hal yang cukup sulit. Pertimbangan efisiensi komponen itu sendiri menjadi hal yang utama, selain itu desain peralatan juga menjadi faktor penting.

Penambahan komponen penukar panas seperti OFOH dan IHE dapat mengurangi degradasi energi dengan signifikan pada masing-masing komponen untuk keseluruhan siklus. Komponen utama seperti evaporator, kondensor, turbin, dan pompa fluida kerja dapat dibandingkan secara langsung. Dampak penambahan komponen penukar panas terlihat jelas pada penurunan rasio degradasi energi pada evaporator ORC dibandingkan dengan RORC dan RORC dengan IHE,

sehingga dapat disimpulkan, panas dimanfaatkan secara maksimal oleh OFOH dan IHE pada siklus sehingga panas buang dapat berkurang.

Pada penambahan IHE, degradasi energi dari turbin dan pompa fluida kerja sedikit meningkat, dikarenakan laju alir massa fluida kerja meningkat saat memasuki turbin dan juga meningkatkan kerja dari pompa fluida kerja. Hasil ini berbeda dengan yang ditunjukkan oleh penelitian Yari, dimana turbin dan pompa mengalami penurunan. Meskipun demikian, penambahan komponen tersebut juga dapat mengurangi beban komponen beban turbin dan beban evaporator, dimana komponen tersebut memiliki kerja lebih berat untuk pertukaran panas dan menghasilkan listrik. Sehingga dapat disimpulkan bahwa ORC masih memilih panas buang yang cukup besar dan belum dimanfaatkan secara maksimal.

#### 4.2.3 Perbandingan Efisiensi Energi dan Eksergi Keseluruhan

Daya yang dihasilkan dan perbandingan efisiensi energi dan eksergi dari siklus yang dibandingkan ditunjukkan dalam Tabel 4.3.

Tabel 4. 3 Perbandingan efisiensi energi dan eksergi

Parameter Performansi	ORC	RORC	RORC dengan IHE
Daya Netto (kW)	464,30	578,8	596,1
$\eta_{I,plant}$ (%)	14,17	17,66	18,19
$\eta_{II,plant,1}$ (%)	15,96	19,90	20,49
$\eta_{II,plant,2}$ (%)	46,38	57,84	59,56
$\eta_{II,binary}$ (%)	59,24	66,21	67,21

Efisiensi energi untuk ORC, RORC, dan RORC dengan IHE berturut-turut adalah 14,17 %, 17,66 %, dan 18,19 %. Hal ini berarti lebih dari 81% energi yang dibuang dan belum dimanfaatkan. Efisiensi Eksergi yang dihasilkan oleh ketiga siklus masih tergolong cukup rendah, sedangkan untuk meningkatkan efisiensi, menaikkan performansi siklus, dan daya turbin kemampuan memanfaatkan eksergi sangat penting. Yari pada jurnalnya yang juga membandingkan RORC dan RORC dengan IHE menggunakan fluida kerja yang sama dengan temperatur fluida panas bumi yang masuk 180 °C dan temperatur reinjeksi 113,6 °C [8].



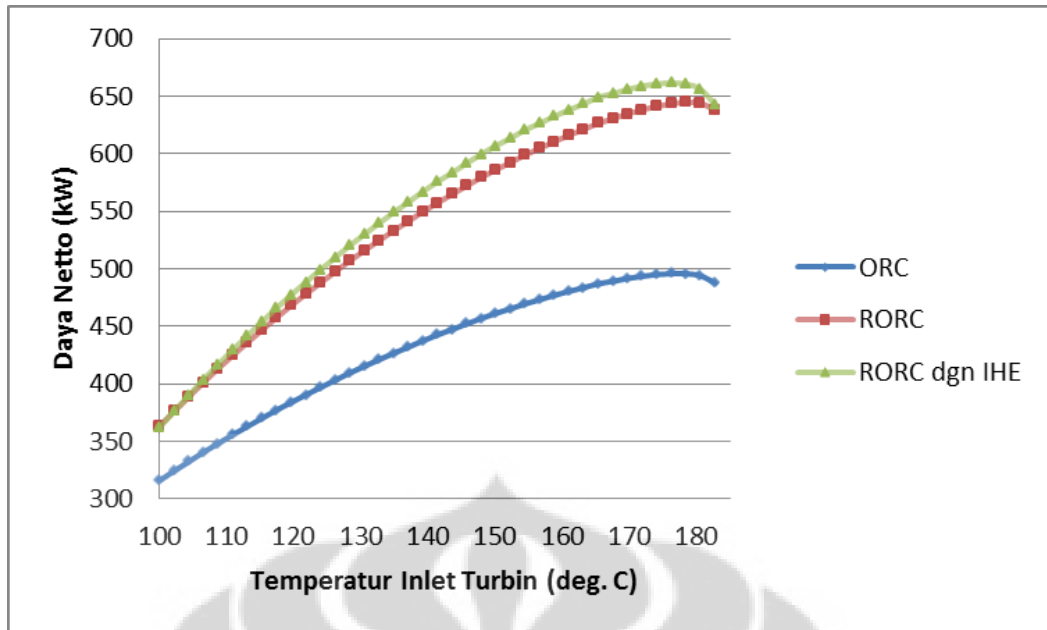
Efisiensi keseluruhan siklus baik energi maupun eksergi lebih kecil bahkan dengan temperatur reinjeksi yang lebih kecil dibandingkan dengan hasil simulasi ini. Oleh karena itu dapat disimpulkan bahwa pada simulasi ini memiliki efisiensi yang lebih baik untuk gambaran siklus biner. Kemungkinan peningkatan efisiensi juga masih dapat dilakukan dengan memperbaiki *losses* pada masing-masing komponen.

Penambahan komponen OFOH dan IHE juga menaikkan daya netto yang dihasilkan oleh siklus. Daya netto yaitu daya yang dihasilkan oleh turbin dikurangi daya yang dihasilkan oleh pompa. Pada Tabel 4.3 dapat dilihat bahwa daya netto naik dengan signifikan dari ORC ke RORC. Sedangkan pada RORC dengan IHE hanya menaikkan daya  $\pm 20$  kW dari RORC dengan penambahan IHE. Dalam menghasilkan daya, RORC dengan IHE tidak begitu signifikan, tetapi penurunan rasio degradasi eksergi untuk masing-masing komponen cukup besar, sehingga masih patut dipertimbangkan dalam desain pembangkit. Kenaikan daya netto turbin juga diiringi dengan kenaikan efisiensi energi dan efisiensi eksergi dari siklus.

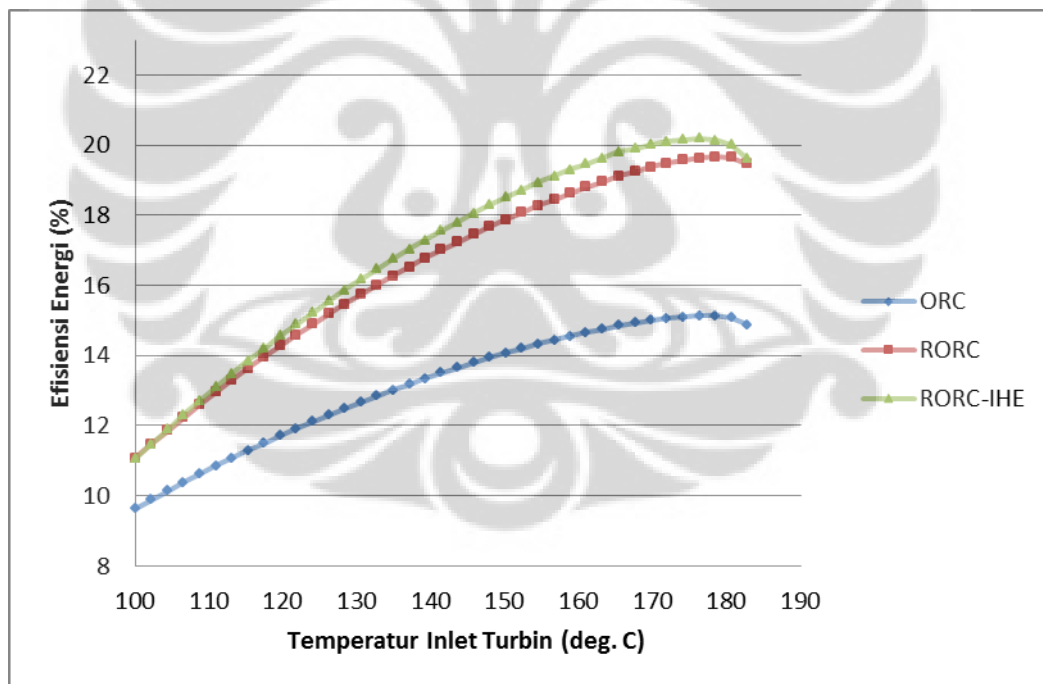
Pengaruh temperatur lingkungan juga perlu dikaji dalam peningkatan efisiensi. Temperatur lingkungan yang lebih rendah akan meningkatkan baik efisiensi energi maupun eksergi [6]. Temperatur lingkungan yang lebih rendah hanya terdapat di daerah-daerah daratan tinggi atau daerah dingin seperti Islandia yang juga memiliki potensi panasbumi yang besar dengan kualitas yang baik. Temperatur lingkungannya rata-rata sebesar 5 °C, sedangkan untuk Indonesia temperatur rata-rata daerah potensi panas bumi adalah 23-25 °C. Nantinya perubahan temperatur ini akan sangat terlihat pada komponen kondensor.

### **4.3 Analisis Pengaruh Temperatur Inlet Turbin**

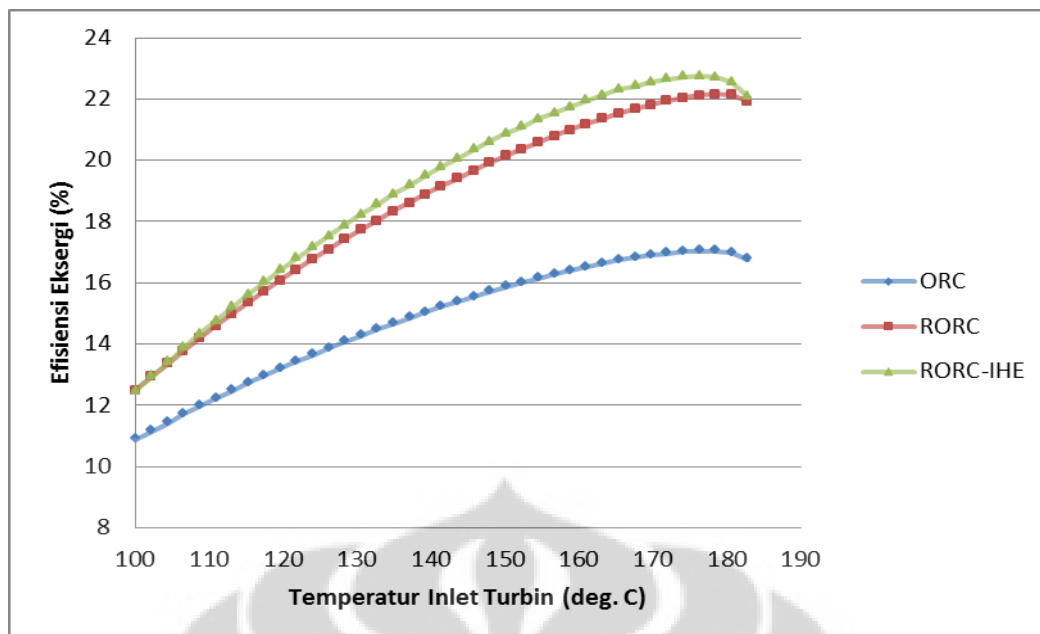
Sebagai bagian dari simulasi, dianalisis juga efek dari temperatur inlet turbin terhadap daya netto serta efisiensi energi dan eksergi yang dihasilkan oleh siklus.



Gambar 4.4 Pengaruh temperatur inlet turbin terhadap daya netto



Gambar 4. 5 Pengaruh temperatur inlet turbin terhadap efisiensi energi



Gambar 4. 6 Pengaruh temperatur inlet turbin terhadap efisiensi eksergi

Dari hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan kenaikan temperatur inlet turbin maka daya netto dari siklus juga akan meningkat. Disebabkan oleh tingginya efisiensi eksergi pada turbin, dimana sekitar 80% nilai eksergi di turbin diubah secara maksimal menjadi energi mekanik untuk memutar turbin dan menghasilkan energi listrik. Demikian halnya dengan peningkatan efisiensi eksergi siklus secara keseluruhan, dimana diikuti pula oleh kenaikan efisiensi energinya. Karena efisiensi berkaitan erat dengan perubahan daya netto keluaran dari siklus.

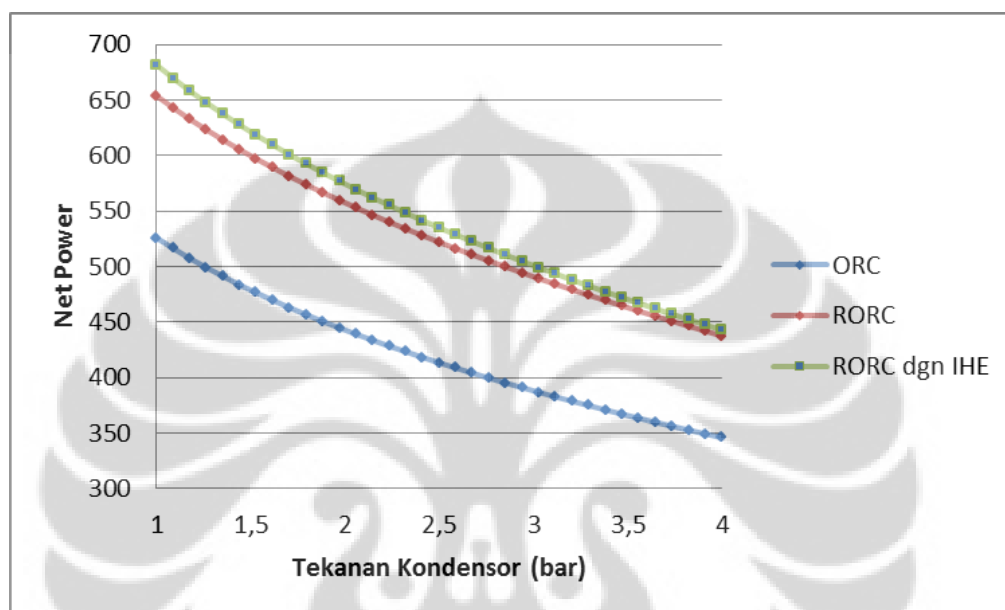
Kenaikan daya netto dan efisiensi turbin memiliki batasan, dimana pada temperatur tertentu akan mengalami penurunan. Mendekati temperatur kritis dari fluida kerja R123 yaitu 183,68 °C, maka penurunan terjadi hingga tercapai temperatur kritis kemudian berhenti. Diatas temperatur kritis fluida kerja tidak dapat terbentuk dan tekanannya tinggi.

Temperatur inlet turbin juga sekaligus merupakan temperatur keluaran kondensor, hal ini menjadi parameter seberapa besar temperatur inlet turbin dapat digunakan untuk memutar turbin. Meskipun temperatur turbin dapat dinaikkan hingga titik optimumnya, tetapi kendala  $\Delta$  temperatur *pinch* pada evaporator sangat

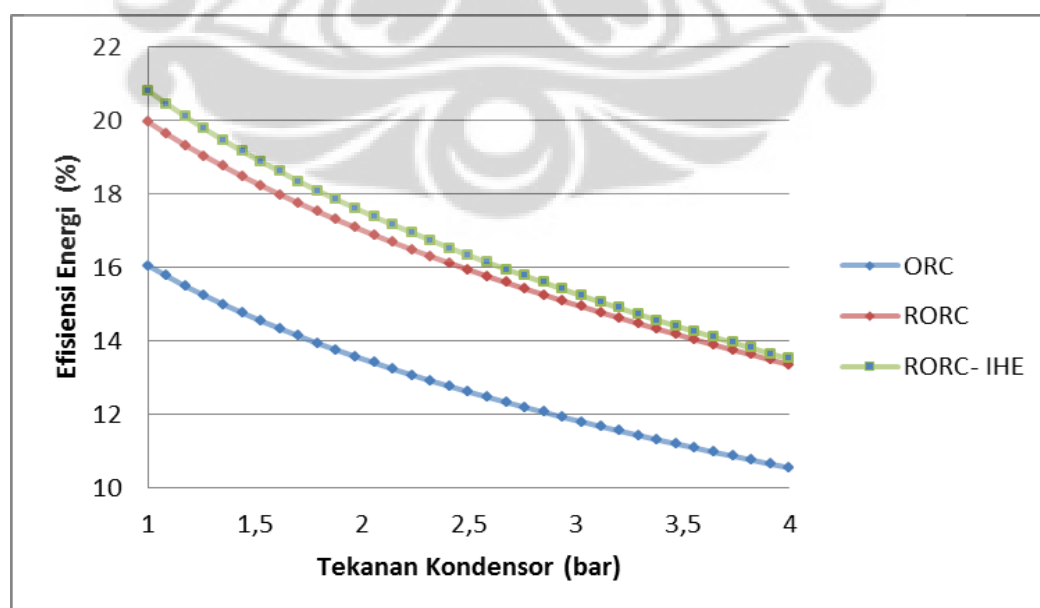
dipertimbangkan, karena nantinya berhubungan dengan desain evaporator dan keekonomiannya. Lebih lanjut akan dibahas dibagian selanjutnya.

#### 4.4 Analisis Pengaruh Tekanan Kondensor

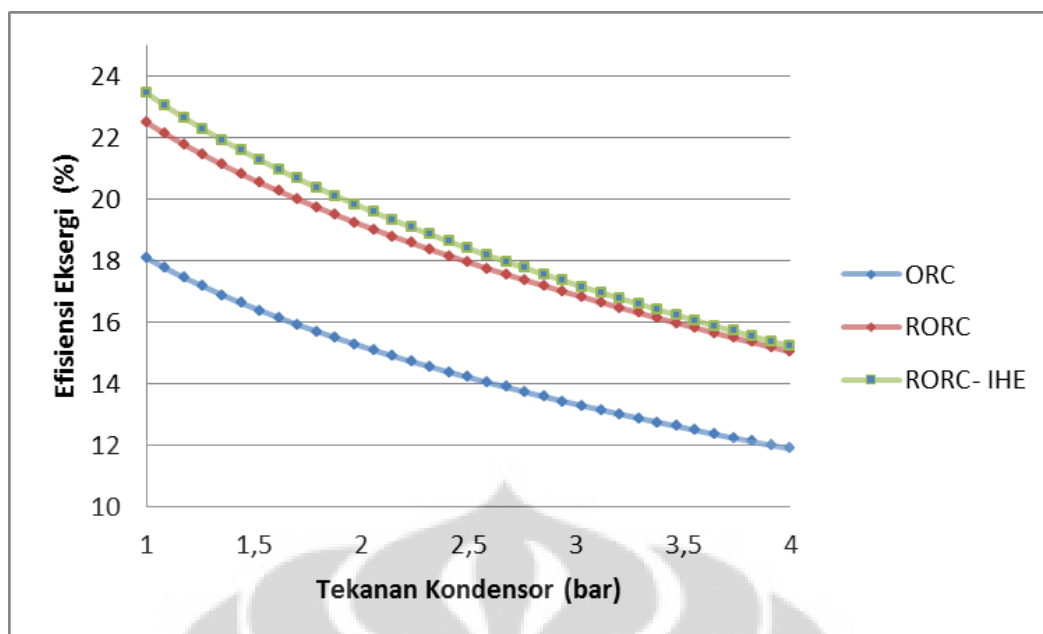
Selain analisis dari pengaruh temperatur inlet turbin, pengaruh tekanan kondensasi juga dilakukan terhadap daya netto dan efisiensi dari siklus.



Gambar 4.7 Pengaruh tekanan kondensor terhadap daya netto



Gambar 4. 8 Pengaruh tekanan kondensor terhadap efisiensi energi



Gambar 4. 9 Pengaruh tekanan kondensator terhadap efisiensi eksergi

Dari Gambar 4.7, Gambar 4.8, dan Gambar 4.9 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan temperatur kondensasi maka baik daya netto maupun kedua efisiensi menurun untuk keseluruhan siklus, dengan penurunan grafik yang cukup tinggi.

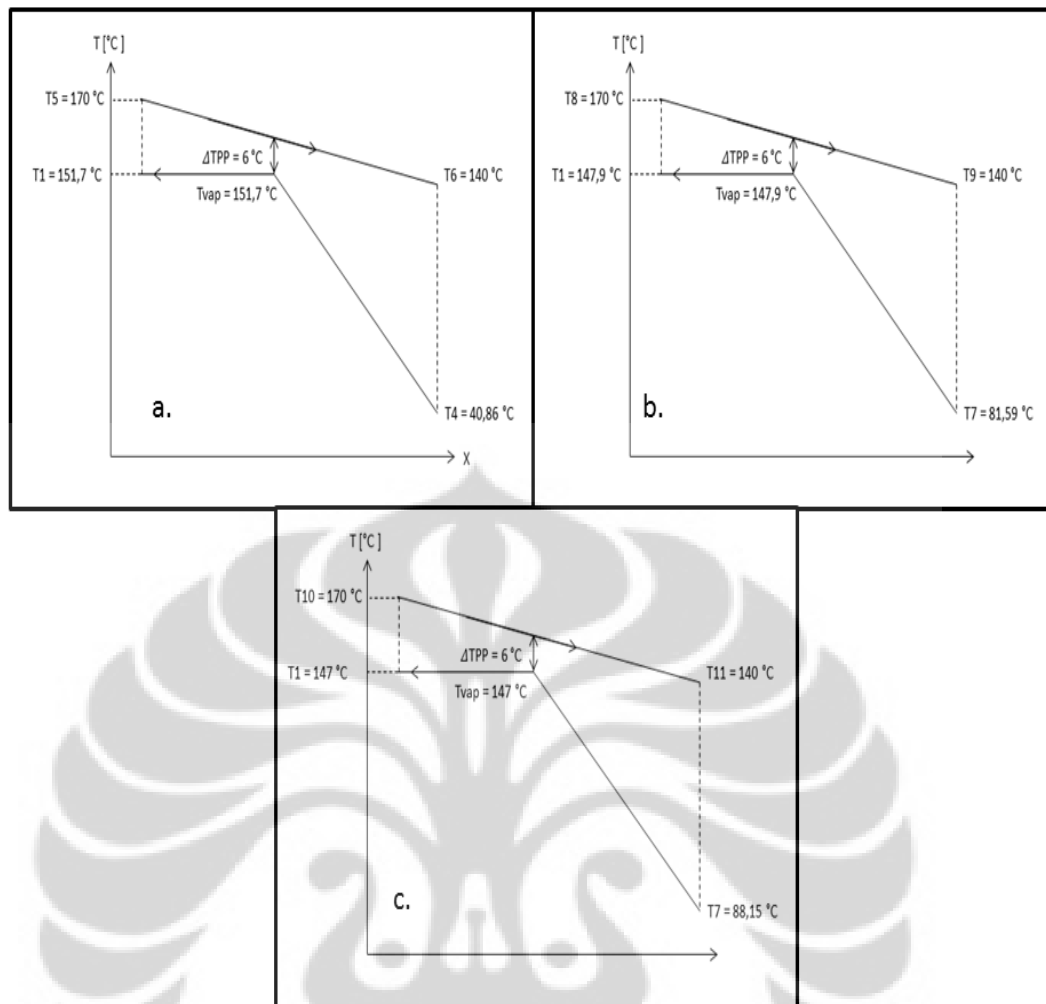
Tekanan kondensasi dari turbin dibatasi oleh beberapa parameter yaitu tekanan atmosferik, tekanan kritis fluida kerja, dan  $\Delta$  temperatur *pinch* pada kondensator. Dibawah temperatur atmosferik, fluida kerja berubah fasa menjadi fluida termampatkan (*compressible fluid*) yang mengharuskan untuk menggunakan pompa vakum dalam alirannya dan akan memerlukan kompresor sebagai peralatan tambahan. Keekonomian dan kegunaannya untuk siklus tidak dipertimbangkan, karena dengan menggunakan pompa biasa, fluida kerja masih dapat dialirkan. Tekanan kritis fluida kerja R124 adalah 3,66 Mpa, seperti alasan yang telah dikemukakan sebelumnya. Tekanan kondensasi dibatasi oleh tekanan kritisnya, hal ini juga tidak mempengaruhi efisiensi siklus, karena semakin besar tekanannya penurunan daya netto dan efisiensi akan semakin jelas. Selain pertimbangan diatas temperatur atmosferik, pertimbangan utama adalah  $\Delta$  temperatur *pinch* yang menjadi batasan utama dalam penentuan temperatur kondensasi optimum dari kondensator.

Pendinginan awal fluida kerja dengan menggunakan IHE sebelum masuk kedalam kondensor adalah salah satu cara untuk menurunkan tekanan kondensasi dari fluida kerja. Pada RORC dan RORC dengan IHE berturut-turut adalah 2 bar dan 1,756 bar. IHE akan menyerap panas dari fluida kerja dan mengurangi temperaturnya, sehingga menurunkan konsumsi energi dan meningkat baik daya netto siklus maupun efisiensinya.

Pada RORC penambahan OFOH menaikkan temperatur kondensasi jika dibandingkan ORC, yaitu 1,686 bar menjadi 2 bar. Hal ini dikarenakan terjadi pemisahan fraksi laju massa fluida kerja pada turbin, sehingga perubahan ini mempengaruhi perubahan temperatur yang masuk kedalam kondensor. Tetapi ini tidak mempengaruhi penurunan daya turbin dan efisiensi, karena OFOH berfungsi untuk memaksimalkan panas yang terbuang dari turbin, sehingga kenaikan yang terjadi cukup signifikan.

#### **4.5 Analisis Pengaruh $\Delta$ Temperatur *Pinch* Terhadap Efisiensi**

Sesuai dengan *Rule of thumb* perancangan alat penukar panas maka nilai 6 °C merupakan yang disarankan untuk nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* pada evaporator dan kondensor. Sebagai pembanding telah dilakukan simulasi hubungan antara nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* dengan efisiensi dari siklus baik energi maupun eksergi.



Gambar 4.10 Proses pada alat penukar panas antara fluida panasbumi dan fluida kerja dalam evaporator a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE

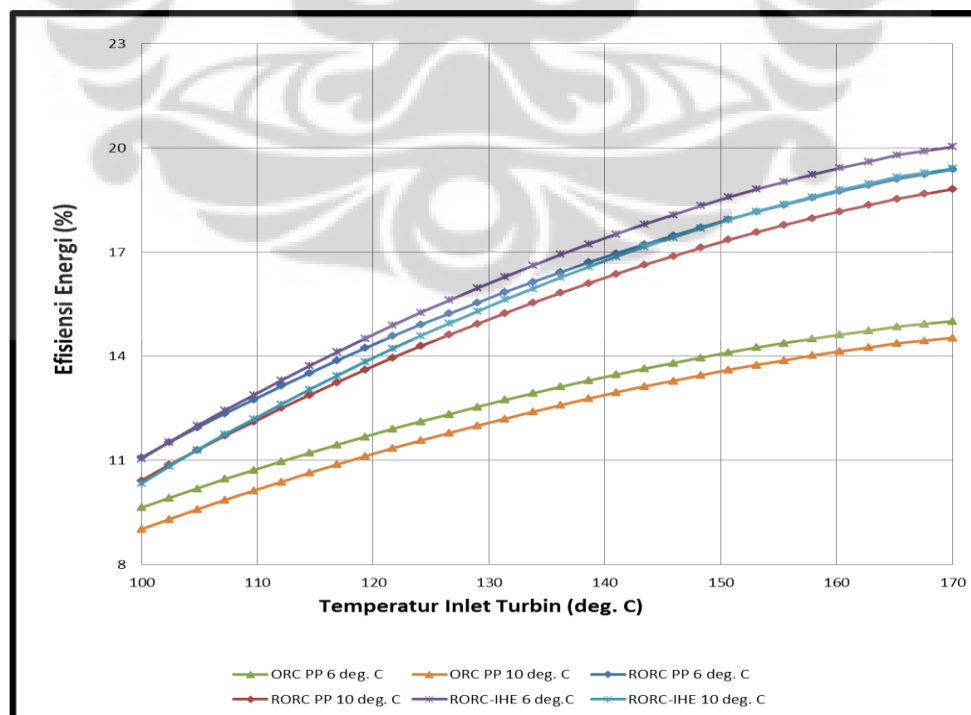
Temperatur saturasi pada evaporator (temperatur keluaran evaporator) merupakan hasil perhitungan dari nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* evaporator, seperti dijelaskan pada Gambar 4.10. Semakin baik suatu siklus atau siklus yang memiliki efisiensi lebih besar, akan menghasilkan temperatur saturasi yang lebih rendah  $151,7\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $147,9\text{ }^\circ\text{C}$ , dan  $147\text{ }^\circ\text{C}$  berturut untuk ORC, RORC, dan RORC dengan IHE pada Tabel 4.1, 4.2, dan 4.3.

Seperti halnya pada evaporator untuk mendapatkan temperatur kondensasi yang sesuai maka tekanan kondensasi harus disesuaikan dengan nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* yang disyaratkan. Nilai tekanan kondensasi memiliki meningkat seiring dengan bertambahnya komponen dalam siklus,  $1,686\text{ bar}$ ,  $1,7\text{ bar}$ , dan  $1,756\text{ bar}$

berturut-turut untuk ORC, RORC, dan RORC dengan IHE pada Tabel 4.1, 4.2, dan 4.3.

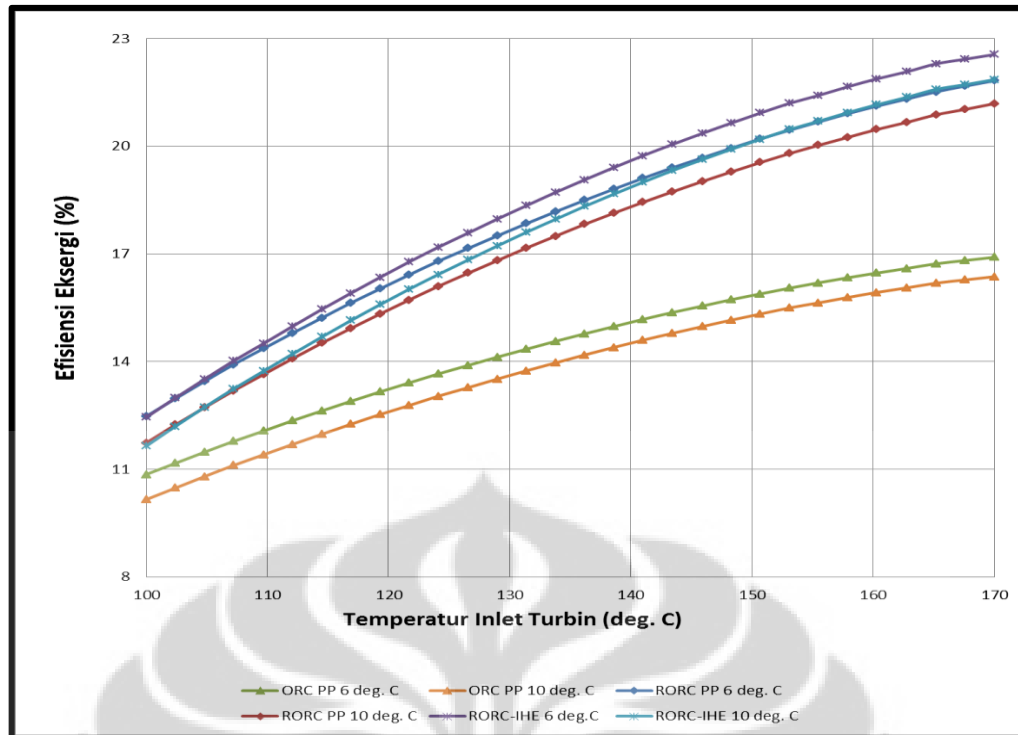
Kenaikan efisiensi dengan menurunnya nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* ini merupakan dampak dari perbaikan siklus oleh penambahan komponen alat penukar panas seperti OFOH dan IHE untuk memaksimalkan panas yang terbuang. Sehingga temperatur saturasi yang digunakan untuk memanaskan fluida kerja oleh fluida panasbumi lebih rendah dan tekanan kondensasi yang harus disesuaikan untuk menurunkan temperatur oleh fluida pendingin.

Penentuan  $\Delta$  temperatur *pinch* nantinya akan mempengaruhi performansi dari alat penukar panas baik daya hingga efisiensi dari siklus. Kondisi yang paling optimum untuk menghasilkan efisiensi yang lebih besar adalah pada nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* yang kecil. Tetapi nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* terlalu kecil akan berakibat penukar panas memerlukan luas penampang perpindahan yang sangat besar, sehingga bukan saja biaya manufaktur dan perawatan yang lebih mahal tetapi juga memerlukan konsumsi energi yang lebih tinggi.



Gambar 4. 11 Pengaruh  $\Delta$  temperatur *pinch* terhadap efisiensi energi





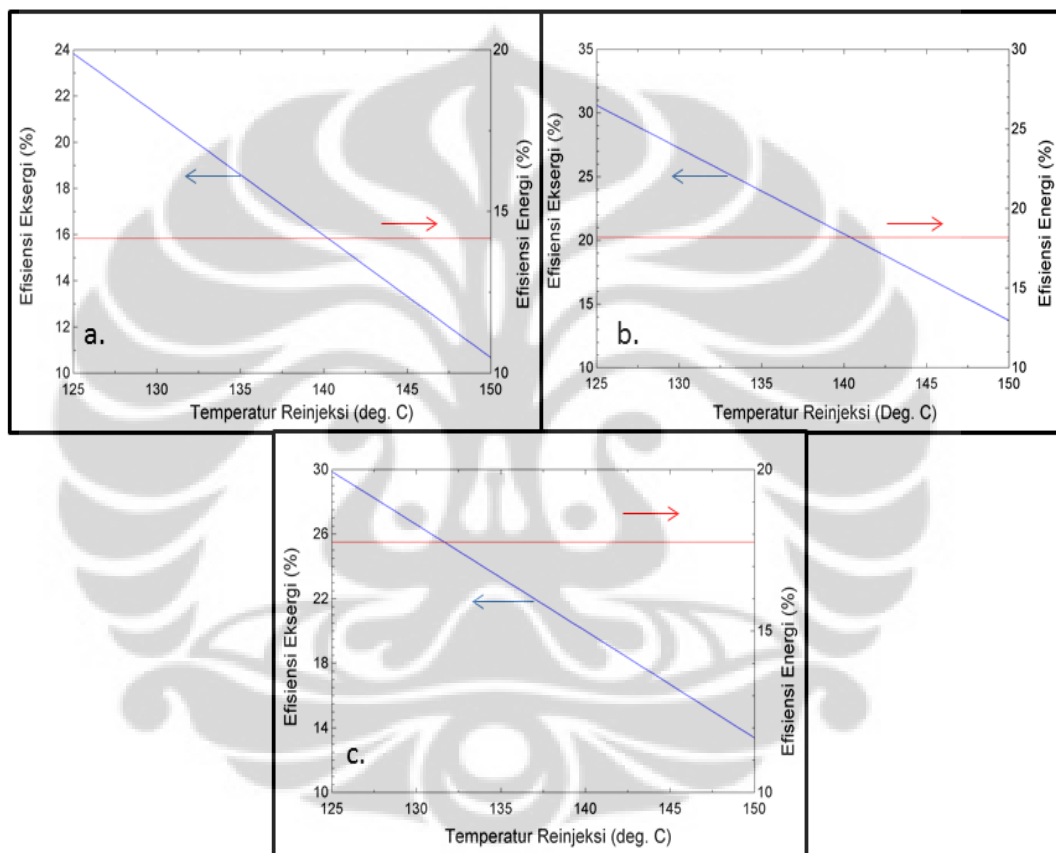
Gambar 4. 12 Pengaruh  $\Delta$  temperatur *pinch* terhadap efisiensi eksergi

Dari Gambar 4.11 dan Gambar 4.12 dapat dilihat bahwa semakin besar nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* yang digunakan maka efisiensi baik energi maupun eksergi dari ketiga siklus yang dibandingkan akan semakin menurun. Penurunan efisiensi berkaitan erat dengan daya netto turbin yang dihasilkan, sehingga daya turbin yang dihasilkan dengan kenaikan nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* evaporator akan semakin menurun, sesuai dengan hasil analisis pengaruh temperatur inlet turbin diatas.

Nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* perlu dikaji lebih lanjut untuk berbagai tipe fluida kerja yang berbeda, baik halokarbon maupun refrijeran sehingga didapatkan nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* yang optimum untuk siklus yang akan dianalisis dan efektif naik dari segi performansi maupun biaya.

#### 4.6 Analisis Pengaruh Temperatur Reinjeksi Fluida Panasbumi

Kehilangan pemanfaatan panas secara signifikan dalam penggunaan fluida panasbumi terdapat pada unit reinjeksi. Hasil analisis siklus menunjukkan bahwa 65,6% panas yang terbuang, sehingga hanya sekitar 34% panas dari fluida panas bumi yang dimanfaatkan dalam siklus. Untuk meningkatkan efisiensi eksergi dari siklus pengurangan temperatur reinjeksi dapat dimanfaatkan dengan lebih maksimal.



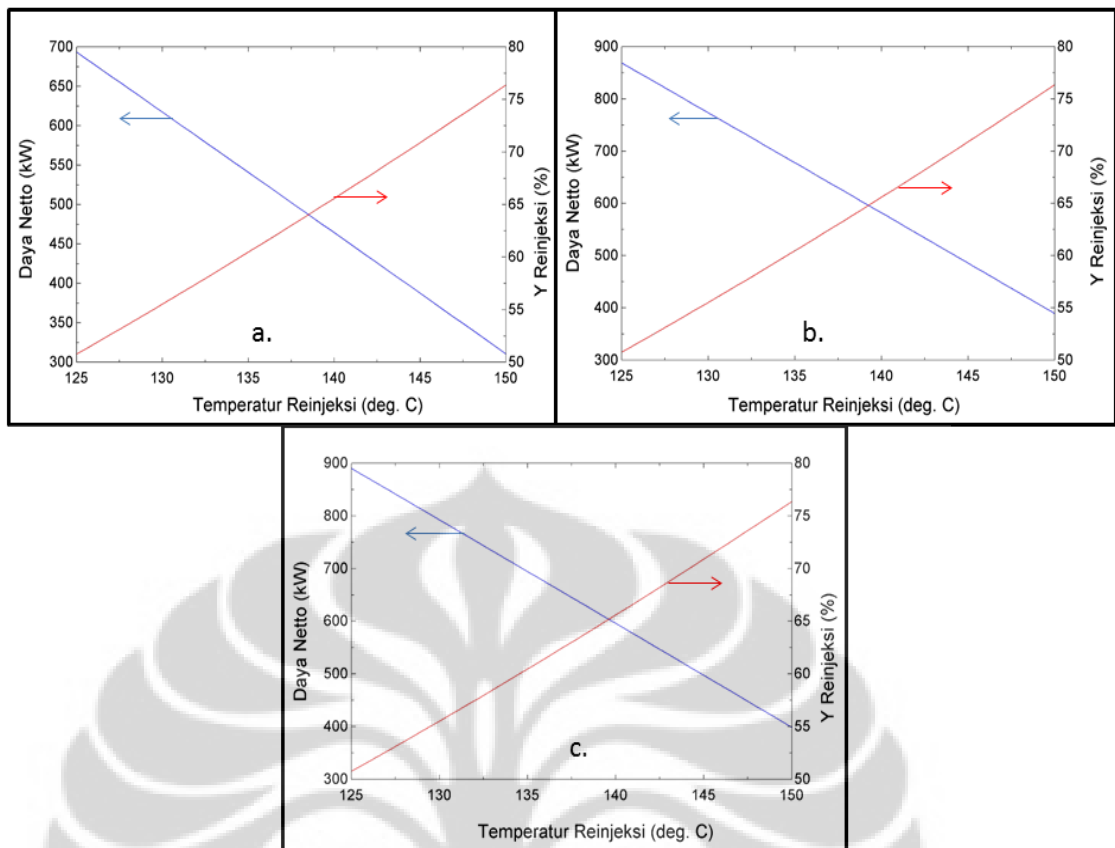
Gambar 4.13 Pengaruh temperatur reinjeksi terhadap efisiensi a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE

Dari hasil simulasi menunjukkan semakin kecil temperatur reinjeksi dari fluida panasbumi maka efisiensi eksergi dari siklus akan meningkat, tetapi hal ini tidak merubah efisiensi energi dari siklus seperti terlihat pada Gambar 4.12. Hal ini dikarenakan pada efisiensi energi, tidak terdapat perubahan temperatur evaporasi

pada siklus, sehingga panas yang diabsorb dari temperatur reinjeksi hanya berpengaruh kepada perubahan laju alir massa dari fluida kerja R123 seperti pada Tabel 4.4.

Tabel 4. 4 Pengaruh temperatur reijeksi terhafap efisiensi

Temperatur Evaporasi (deg. C)	Laju Alir Massa R123 (kg/s)	Temperatur Reinjeksi (deg. C)	Laju Alir Massa Brine (kg/s)	Eff. Energi (%)	Eff. Eksergi (%)
151,7	21,95	125	25,2	14,17	23,84
151,7	21,46	126	25,2	14,17	23,3
151,7	20,96	127,1	25,2	14,17	22,76
151,7	20,46	128,1	25,2	14,17	22,22
151,7	19,97	129,1	25,2	14,17	21,68
151,7	19,47	130,1	25,2	14,17	21,14
151,7	18,97	131,2	25,2	14,17	20,6
151,7	18,47	132,2	25,2	14,17	20,06
151,7	17,98	133,2	25,2	14,17	19,52
151,7	17,48	134,3	25,2	14,17	18,98
151,7	16,98	135,3	25,2	14,17	18,44
151,7	16,48	136,3	25,2	14,17	17,9
151,7	15,98	137,4	25,2	14,17	17,36
151,7	15,48	138,4	25,2	14,17	16,82
151,7	14,98	139,4	25,2	14,17	16,27
151,7	14,48	140,4	25,2	14,17	15,73
151,7	13,98	141,5	25,2	14,17	15,19
151,7	13,48	142,5	25,2	14,17	14,64
151,7	12,98	143,5	25,2	14,17	14,1
151,7	12,48	144,6	25,2	14,17	13,56
151,7	11,98	145,6	25,2	14,17	13,01
151,7	11,48	146,6	25,2	14,17	12,47
151,7	10,98	147,6	25,2	14,17	11,92
151,7	10,48	148,7	25,2	14,17	11,38
151,7	9,973	149,7	25,2	14,17	10,83
151,7	9,47	150,7	25,2	14,17	10,29



Gambar 4.14 Pengaruh temperatur reinjeksi terhadap daya netto dan rasio degradasi eksergi a). ORC, b). RORC, dan c). RORC dengan IHE

Daya netto yang dihasilkan oleh siklus semakin tinggi dengan penurunan temperatur reinjeksi. Pemanfaatan panas dari fluida panasbumi digunakan secara maksimal untuk memanaskan fluida kerja, dengan peningkatan laju fluida kerja sehingga secara langsung menaikkan daya turbin juga efisiensi eksergi. Perlu diperhatikan bahwa temperatur reinjeksi memiliki batasan optimum, dikarenakan pembentukan kerak silika yang akan mengganggu performansi siklus dan merusak peralatan.

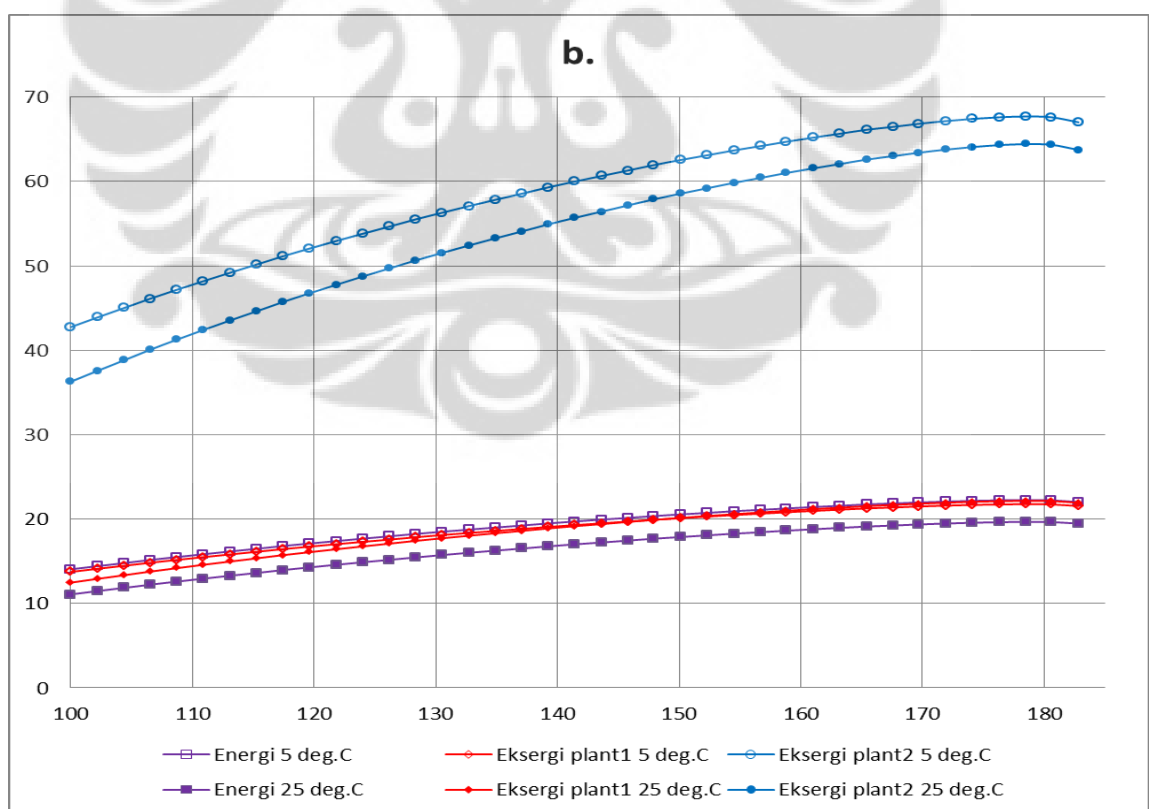
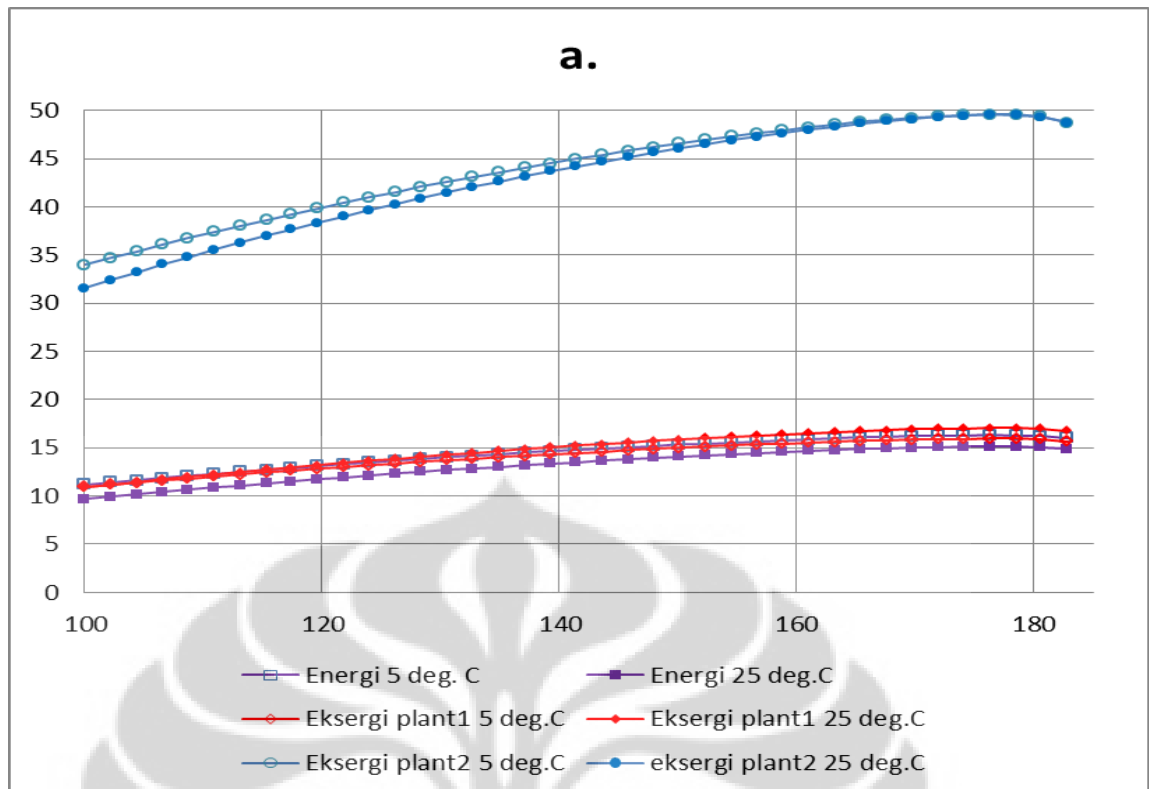
Christian Gunawan telah melakukan pengkajian mengenai batas temperatur reinjeksi silika dengan menggunakan beberapa metode, seperti metode *Fournier*, metode *DiPippo*, dan metode *Silica Scaling Index (SSI)*[13]. Dimana data yang digunakan merupakan data yang digunakan dalam simulasi ini, yaitu data

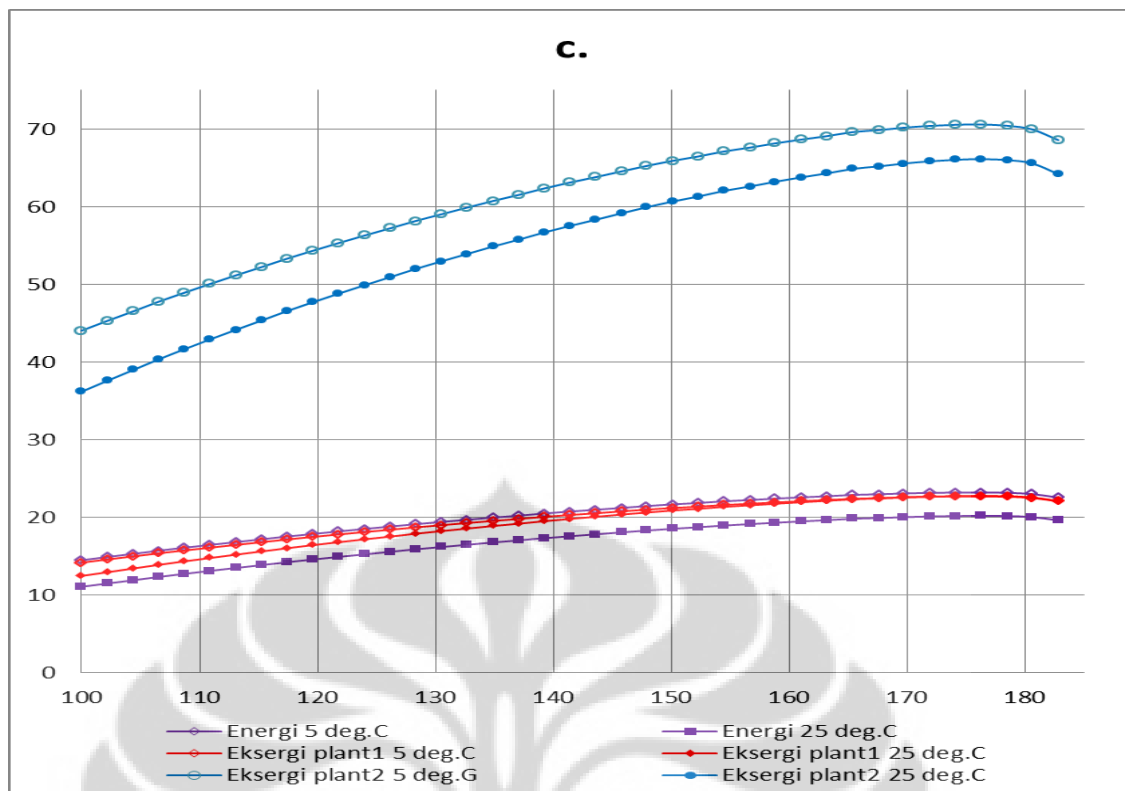
lapangan Lahendong, Sulawesi utara. Dari ketiga metode tersebut didapatkan temperatur minimal reinjeksi adalah 117,82 °C, 121,85 °C, dan 122 °C untuk masing-masing metode yang telah disebutkan diatas, sehingga batasan yang digunakan dalam simulasi ini adalah 125 °C. Perlu dikaji lebih lanjut tentang temperatur minimal dari pembentukan kerak silika ini, karena perbedaan penggunaan jenis fluida kerja juga mempengaruhi adanya kerak silika.

Selain faktor kerak silika yang dapat timbul dengan penurunan temperatur reinjeksi, perlu dipertimbangkan pula untuk menjaga *reservoir* panasbumi dari potensi *thermal breakthrough*, yaitu penurunan temperatur *reservoir* panasbumi. Jika temperatur reinjeksi yang digunakan terlalu rendah, maka *reservoir* dapat menjadi lebih dingin dari sebelumnya, sehingga menurunkan temperatur panasbumi yang digunakan untuk menjalankan siklus. Sebagai akibatnya, penurunan efisiensi dapat terjadi, peningkatan *losses*, penurunan daya netto yang dihasilkan, dan berbagai macam kerugian lainnya yang akan menurunkan performansi pembangkit.

#### **4.7 Analisis Pengaruh Temperatur Lingkungan Terhadap Efisiensi**

Pengaruh temperatur lingkungan terhadap efisiensi baik energi maupun eksergi juga dianalisis dalam penelitian ini. Performansidibandingkan pada temperatur ambien (*dead state*) rata-rata pada siang hari sebesar 25°C dan malam hari sebesar 15°C. Perbedaan temperatur tersebut dapat mempengaruhi efisiensi pada masing-masing siklus seperti yang terlihat pada Gambar 4.15





Gambar 4.15 Pengaruh temperatur lingkungan terhadap efisiensi a). ORC, b). RORC, dan c). RORC-IHE

Secara umum, semakin rendah temperatur ambien pada siklus, terjadi peningkatan efisiensi. Pada ORC kenaikan efisien dengan perbedaan temperatur hanya mengalami sedikit peningkatan. Kenaikan efisiensi eksergi berdasarkan *plant 2* pada temperatur  $15^{\circ}\text{C}$  mengalami peningkatan dan pada titik sebelum titik kritis efisiensi mengalami penurunan sehingga nilainya hampir sama dengan efisiensi pada temperatur  $25^{\circ}\text{C}$ . Demikian halnya dengan efisiensi berdasarkan *plant 1* dan efisiensi energi yang juga hanya mengalami sedikit peningkatan. Hal ini dikarenakan terdapat perbedaan laju alir massa dai fluida kerja pada kedua temperatur yang dibandingkan, meskipun perbedaannya tidak cukup signifikan sehingga membuat perbedaan efisiensi yang dihasilkan juga kecil.

Pada RORC dan RORC-IHE jelas terlihat perbedaan efisiensi yang cukup besar dari keduanya., dikarenakan penambahan komponen OFOH dan IHE yang memberikan perbaikan yang cukup signifikan terhadap efisiensi dari siklus. Dalam keduanya tidak terdapat perubahan lau alir massa baik brine maupun fluida

kerja, sehingga performansinya benar-benar hanya ditentukan oleh peningkatan temperatur masukan dalam turbin. Efeknya tentu saja akan meningkatkan daya netto yang dihasilkan oleh siklus. Oleh karena itu PLTP juga dapat beroperasi pada temperatur yang lebih rendah yaitu pada malam hari dengan efisiensi dan daya netto yang lebih baik.





## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

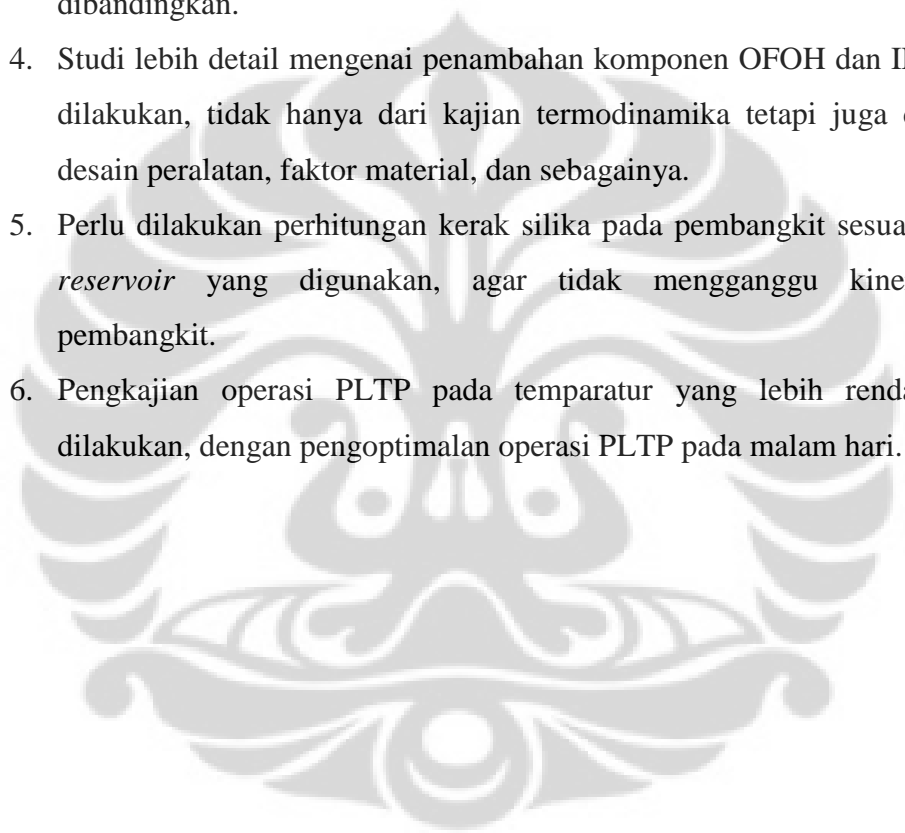
#### 5.1 Kesimpulan

Dari simulasi dan hasil perhitungan yang dilakukan dapat diperoleh kesimpulan berupa :

1. RORC dengan IHE memiliki nilai yang paling besar, baik nilai efisiensi energi (18,19 % ) maupun eksergi (20,49 %) serta daya netto yang dihasilkan (596,1 kW).
2. Penambahan OFOH dan IHE dapat menaikkan efisiensi energi dan eksergi, daya netto, serta performansi yang lebih baik dan mengurangi degradasi energi dari siklus.
3. Nilai temperatur inlet turbin yang lebih tinggi akan menaikkan baik daya netto maupun efisiensi energi dan eksergi.
4. Penurunan tekanan kondensasi akan menaikkan baik daya netto maupun efisiensi energi dan eksergi.
5. Semakin besar nilai  $\Delta$  temperatur *pinch* pada evaporator dan kondensor, efisiensi siklus baik energi maupun eksergi akan semakin kecil.
6. Penurunan temperatur reinjeksi dapat menaikkan efisiensi eksergi dan daya netto dari siklus serta menurunkan rasio degradasi eksergi, tapi tidak merubah efisiensi energinya. Hal ini disebabkan tidak terjadinya perubahan temperatur inlet turbin, hanya peningkatan laju alir massa dari fluida kerja R123.
7. Dengan menurunkan temperatur reinjeksi akan memperbaiki performansi dan meningkatkan daya netto dari siklus, sehingga penambahan komponen baru untuk mengurangi rasio degradasi eksergi pada komponen belum diperlukan.
8. Pada temperatur lingkungan yang lebih rendah efisiensi dan daya netto yang dihasilkan oleh siklus lebih tinggi jika dibandingkan pada temperatur lingkungan yang lebih tinggi.
9. RORC dan RORC-IHE menghasilkan efisiensi yang lebih baik dibandingkan ORC pada temperatur ambien yang lebih rendah

## 5.2 Saran

1. Perlu dilakukan kajian termoekonomi/ eksergonomi, agar diketahui nilai efisiensi secara ekonomi dari siklus yang dibandingkan
2. Untuk tahapan implementasi perlu dilakukan kajian yang menyeluruh dan lebih mendalam dari berbagai aspek seperti : ekonomi, sosial, politik, lingkungan, dan lainnya.
3. Perlu dilakukan pengkajian penggunaan berbagai tipe fluida kerja untuk mengetahui performansi dan hasil yang lebih baik pada ketiga siklus yang dibandingkan.
4. Studi lebih detail mengenai penambahan komponen OFOH dan IHE perlu dilakukan, tidak hanya dari kajian termodinamika tetapi juga dari segi desain peralatan, faktor material, dan sebagainya.
5. Perlu dilakukan perhitungan kerak silika pada pembangkit sesuai dengan *reservoir* yang digunakan, agar tidak mengganggu kinerja dari pembangkit.
6. Pengkajian operasi PLTP pada temperatur yang lebih rendah perlu dilakukan, dengan pengoptimalan operasi PLTP pada malam hari.



## DAFTAR ACUAN

- [1] B, Saleh, Koglbauer G, Wendland M, dan Fischer J. "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles." *Energy* 32 (7), 2007: 1210-1221.
- [2] V, Maizza, dan Maizza A. "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recover system." *Applied Thermal Engineering* 21 (3), 2001: 381-390.
- [3] V, Maizza, dan Maizza A. "Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery system." *Applied Thermal Engineering* (7), 1996: 579-590.
- [4] Pedro, J. Mago, M. Chamra Louay, Srinivasan Kalyan, dan Somayaji Chandramohan. "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids." *Applied Thermal Engineering* 28, 2008: 998-1007.
- [5] DiPippo, R. "Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants." *Geothermics* 36, 2007: 276-285.
- [6] Agustina, Lina, Taufan Surana, Eri Maria Ulfah, dan Suyanto. "Analisis Eksergi Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi (PLTP) Binary Cycle 1 MW." *The 11th Annual Indonesian Geothermal Association Meeting & Conference*. Bandar Lampung: Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT), 2011.
- [7] Culp, Archie W Jr., "Prinsip-Prinsip Konversi Energi", terj Darwin Sitompul, (Jakarta : Erlangga, 1989)
- [8] Yari, Mortaza. "Exergetic analysis of various types of geothermal power plants." *Renewable Energy* 35, 2010: 112-121.
- [9] Yogisworo, ST., M.Eng, Danang. "Pengembangan Turbin Hidrokarbon Tipe Radial Flow untuk PLTP Silus Biner oleh Industri Lokal dalam Negeri". Laporan Akhir, Jakarta: Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT), 2010.
- [10] Klein S, Alvada F. "Engineering Equation Solver." *WI: F-chart Software* , 2007.
- [11] Yari M. "Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids". *International Journal of Exergy* 6 (3) ,2009:323-42.

## Lampiran 1. Beberapa Senyawa Berpotensi Sebagai Fluida Kerja Ideal

Fluid (name)	Chemical formula	Molecular weight <i>W</i>	Boiling point (°C)	ODP <sup>a</sup>	GWP <sup>b</sup>	LFL <sup>c</sup> (%)	TOX <sup>d</sup> (ppm)
HCFC-21	CHCl <sub>2</sub> F	102.92	8.9	—	—	none	1000
HCFC-22	CHClF <sub>2</sub>	86.47	-40.5	0.055	510	none	1000
HCFC-23	CHF <sub>3</sub>	70.01	-82.03	0	12000	none	1000
R-25 Toluene	(e)	92.14	110.6	—	—	—	100
HFC-32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	52.02	-51.2	0	220	14.6	—
HC-40 Methyl chloride	CH <sub>3</sub> Cl	50.48	-24	—	—	—	100
FC-116	CF <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>	138.01	-78.2	—	—	—	1000
HCFC-123	C <sub>2</sub> HCl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	152.91	27.75	0.02	29	none	10
HCFC-124a	C <sub>2</sub> HClF <sub>4</sub>	136.5	-12.03	0.02	150	none	500
HFC-125	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>5</sub>	120.02	-48.3	0	860	none	1000
HFC-134a	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	102.03	-26.1	0	420	none	1000
HCFC-142b	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> ClF <sub>2</sub>	100.5	36	0.06	540	6.9	1000
HFC-143a	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	84.041	-47.4	0	1000	7.1	—
HFC-152a	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	66.05	-24.2	0	47	3.7	1000
HC-160 Chloroethane	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl	64.5	12.3	—	—	—	1000
HC-170 Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.07	-88.6	—	—	—	800
HC-270	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	42.08	-32.9	0	—	—	400
HC-290 Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.1	-42.1	0	3	2.1	Asphyx.
HC-600a Isobutane	(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> CH	58.12	-11.7	0	3	1.8	1000
R-401A	(f)	94.44	-32.97	0.03	0.22	none	800/9/
R-401B	(f)	92.8	-34.67	0.035	0.24	none	840/9/
R-401C	(f)	101	-28.4	0.03	0.17	none	720/9/
R-402A	(g)	101.55	-49.19	0.02	0.63	none	1000/10/
R-402B	(g)	94.71	-47.4	0.03	0.52	none	1000/10/
HFC-404A	(g)	97.6	-46.45	0	0.94	none	1000/10/
HFC-407C	(h)	86.2	-43.56	0	1600(1)	none	1000
HFC-SUVA 9100	(i)	75.57	-51.8	0	2020(1)	—	—

<sup>a</sup>ODP: Ozone depletion potential (rel. to CFC-11).

<sup>b</sup>GWP: Global warming potential (rel. to CO<sub>2</sub>; integration time = 500 yr).

<sup>c</sup>LFL: Lower flammability limit (vol% in dry air).

<sup>d</sup>TOX: Toxicity (threshold limit value = the max time-weighted average concentration for a normal 8 hr workday).

<sup>e</sup>R-25 is a mixture of methylbenzene, toluene, toluall, C<sub>7</sub>H<sub>8</sub>.

<sup>f</sup>Azeotrope mixture of HCFC-22, HCFC-124a, HFC-152a /9/.

<sup>g</sup>Azeotrope mixture of HCFC-22, HFC-125, HC-290 /10/.

<sup>h</sup>Azeotrope mixture of HFC-32, HFC-125, HFC 134a (23/25/52% by weight).

<sup>i</sup>Azeotrope mixture of HFC-32, HFC-125 (45/55% by weight). A new product of Du Pont De Nemours (October 1994).

<sup>j</sup>GWP: Global warming potential (rel. to CO<sub>2</sub>; integration time = 100 yr).

(Maizza, 1995)

Lampiran 2. Karakteristik Termodinamika Dan Parameter Perhitungan Dari Beberapa Fluida Kerja Ideal Untuk ORC

Fluid	Chemical formula	Molecular weight $W$	Boiling point ( $^{\circ}\text{C}$ )	Critical pressure $p_k$ (MPa)	Critical temperature $T_k$ (K)	Sonic velocity at 298 K (m/s)	Latent heat at boiling point (kJ/kg mol)
HCF-22	$\text{CHClF}_2$	86.47	-40.5	4.98	369.24	184.189	20,207
HC-40							
Methyl chloride	$\text{CH}_3\text{Cl}$	50.48	-24	6.681	416.1	242.386	21,644
HCFC-123	$\text{C}_2\text{HCl}_2\text{F}_3$	152.91	27.75	3.606	457.15	128.5	26,005
HCFC-124a	$\text{C}_2\text{HClF}_4$	136.5	-12.03	3.616	395.57	137.75	22,654
HFC-125	$\text{C}_2\text{HF}_5$	120.02	-48.3	3.595	339.2	148.75	19,276
HFC-134a	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	102.03	-26.1	4.064	374.3	161.5	22,160
HCFC-142b	$\text{C}_2\text{H}_3\text{ClF}_2$	100.5	36	4.123	410	165.168	21,624
HFC-152a	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	66.05	-24.2	4.52	386.44	203.16	21,039
HC-170	$\text{C}_2\text{H}_6$						
Ethane		30.07	-88.6	4.82	305.5	312.605	14,645
HC-290	$\text{C}_3\text{H}_8$						
Propane		44.1	-42.1	4.26	369.9	251.407	18,669
HC-600a	$(\text{CH}_3)_3\text{CH}$						
Iso-butane		58.12	-11.7	3.65	408	217.53	21,174
R-401A	(a)	94.44	-32.97	4.604	381.16	173.546	21,476
R-401B	(a)	92.8	-34.67	4.682	379.25	175.247	21,288
R-401C	(a)	101	-28.4	4.366	386.15	166.862	21,906
R-402A	(b)	101.55	-49.19	4.135	348.65	166.042	19,700
R-402B	(b)	94.71	-47.4	4.445	355.75	173.298	19,889
HFC-404A	(b)	97.6	-46.45	3.732	345.22	168.241	19,725
HFC-407C	(c)	86.2	-43.56	4.619	359.89	-	-
HFC-410A	(d)	72.584	-51.533	4.926	345.13	199.503	-
R-508B	(e)	95.39	-88.27	3.926	287.15	-	-

(a) Azeotrope mixture of HCFC-22, HCFC-124, HFC-152a, (b) azeotrope mixture of HCFC-22, HFC-125, HC-290, (c) azeotrope mixture of HFC-32, HFC-125, HFC-134a (22/25/52% by weight), (d) azeotrope mixture of HFC-32, HFC-125 (50/50% by weight), (e) azeotrope mixture of HCFC-23, FC-116 (46/54% by weight) [7].

(Maizza, 2000)

Lampiran 3. Program EES untuk memprediksi performansi dari fluida kerja R123 pada ORC

```

T_brine[1]=170 "C"
$IFNOT ParametricTable
T_brine[2]=140 "C"
$ENDIF
P_brine[1]=10,02 "bar"
P_brine[2]=10,02 "bar"
h_brine[1] = Enthalpy(Water;T=T_brine[1];X = 0)
h_brine[2] = Enthalpy(Water;T=T_brine[2];X = 0)
s_brine[1] = Entropy(Water; T=T_brine[1]; P=P_brine[1])
s_brine[2] = Entropy(Water; T=T_brine[2]; P=P_brine[2])
m_brine=100*convert(ton/hour;kg/s) "ton/jam"

"Evaporator"
m_brine*(h_brine[1]-h_brine[2])=m_wf*(h[6]- h[4])
"$IFNOT ParametricTable"
T[6]= 151,7228 "C" "T outlet evap = T inlet turbin,
under T critical"
"$ENDIF"
h[6] = Enthalpy(R123;T=T[6]; X=1)
P[6] = Pressure(R123; T=T[6]; h=h[6])
s[6] = Entropy(R123; P=P[6]; X=1)

"Pinch Point Evaporator"
m_brine*(h_brine[1]-h_br)=m_wf*(h[6]- h[5])
h_br=Enthalpy(Water; T=T_br; X=0)
P[5]=P[6]
T[5]=Temperature(R123; P=P[6]; X=0)
h[5]=Enthalpy(R123; P=P[6]; X=0)
s[5] = Entropy(R123; P=P[6]; X=0)
deltaT_pinchE=T_br-T[5]

"Turbin"
P[1]=P[6]
T[1]=T[6]
h[1]=h[6]
s[1]=Entropy(R123; T=T[1]; X=1)
s[1]=s2is
sg2=Entropy(R123; X=1;P=P[2])
sf2=Entropy(R123; X=0;P=P[2])
hg2=Enthalpy(R123; X=1;P=P[2])
hf2=Enthalpy(R123; X=0;P=P[2])
X2is=(s2is - sf2)/(sg2-sf2)
h2is=hf2+X2is*(hg2-hf2)
eta_is_turbin=0,75
eta_is_turbin=(h[1] - h[2])/(h[1] - h2is)
W_turbin=m_wf*(h[1] - h[2])
X_2=(h[2] - hf2)/(hg2 - hf2)
T[2]=Temperature(R123; P=P[2];h=h[2])
s[2]=Entropy(R123; P=P[2];T=T[2])

"Condensor"
"IFNOT ParametricTable"

```

P[3]=1,68637 "bar" "ref P condensation"  
 "ENDIF"  
 P[2]=P[3]  
 T3a=Temperature(R123; P=P[3];X =0) "T saturated"  
 T[3]=T3a-3 "C" "T subcooled, 3 C "  
 h[3]=Enthalpy(R123; P=P[3];T=T[3])  
 s[3]=Entropy(R123; P=P[3];T=T[3])

"Feed Pump" "isentropik"  
 P[4] = P[6]  
 s[3]=s4is  
 h4is=Enthalpy(R123;P=P[4];s=s4is)  
 T[4]=Temperature(R123;P=P[4];h=h[4])  
 eta\_pwf=0,75  
 eta\_pwf=(h4is-h[3])/(h[4]-h[3])  
 v\_wf=volume(R123;P=P[4];T=T[4])  
 W\_pwf=m\_wf\*v\_wf\*(P[4] - P[3])/eta\_pwf\*convert(m^3\*bar/s;kW)  
 s[4]=Entropy(R123;P=P[4];T=T[4])

"Cooling Tower" "cw in"  
 Tc[1]=25 "C" "cw out"  
 Tc[2]=35 "C"  
 Pc[1]= 0,89 "bar"  
 Pc[2]= Pc[1]  
 hc[1]=Enthalpy(Water; T= Tc[1]; X=0)  
 hc[2]=Enthalpy(Water; T= Tc[2]; X=0)  
 sc[1]=Entropy(Water; T= Tc[1]; P=Pc[1])  
 sc[2]=Entropy(Water; T= Tc[2]; P=Pc[2])  
 m\_wf\*(h[2]-h[3])=m\_cw\*(hc[2]-hc[1])

"Pinch Point Condenser"  
 m\_wf\*(hx-h[3])=m\_cw\*(hcx-hc[1])  
 m\_wf\*(h3a-hx)=m\_cw\*(hca-hcx)  
 hx=Enthalpy(R123; X=1;T=T[3])  
 h3a=Enthalpy(R123; X=0;T=T3a)  
 hcx=Enthalpy(Water; T=Tcx; X=0)  
 deltaT\_pinchC=T[3]-Tcx

"Exergy Rate" "dead state temp for brine and water"  
 T[0]=25 "C"  
 P[0]=0,89 "bara" "P absolute"  
 h[0]=Enthalpy(Water; X=0;T=T[0])  
 s[0]=Entropy(Water; h=h[0];T=T[0])

T[10]=25 "C" "dead state temp for R123"  
 P[10]=0,89 "bara"  
 h[10]=Enthalpy(R123; P=P[10];T=T[10])  
 s[10]=Entropy(R123; P=P[10];T=T[10])

"exergy spesifik" "ex 1-6 using R123"  
 ex\_1=h[1]-h[10]-(T[10]+273)\*(s[1]-s[10])  
 ex\_2=h[2]-h[10]-(T[10]+273)\*(s[2]-s[10])  
 ex\_3=h[3]-h[10]-(T[10]+273)\*(s[3]-s[10])  
 ex\_4=h[4]-h[10]-(T[10]+273)\*(s[4]-s[10])  
 ex\_5=h[5]-h[10]-(T[10]+273)\*(s[5]-s[10])

$$ex\_6=h[6]-h[10]-(T[10]+273)*(s[6]-s[10])$$

$$ex\_bri\_in=h\_brine[1]-h[0]-(T[0]+273)*(s\_brine[1]-s[0])$$

$$ex\_bri\_out=h\_brine[2]-h[0]-(T[0]+273)*(s\_brine[2]-s[0])$$

$$ex\_cw\_in=hc[1]-h[0]-(T[0]+273)*(sc[1]-s[0])$$

$$ex\_cw\_out=hc[2]-h[0]-(T[0]+273)*(sc[2]-s[0])$$

#### "Exergy rate"

$$Exr\_1=m\_wf*ex\_1$$

$$Exr\_2=m\_wf*ex\_2$$

$$Exr\_3=m\_wf*ex\_3$$

$$Exr\_4=m\_wf*ex\_4$$

$$Exr\_5=m\_wf*ex\_5$$

$$Exr\_6=m\_wf*ex\_6$$

$$Exr\_bri\_in=m\_brine*ex\_bri\_in$$

$$Exr\_bri\_out=m\_brine*ex\_bri\_out$$

$$Exr\_cw\_in=m\_cw*ex\_cw\_in$$

$$Exr\_cw\_out=m\_cw*ex\_cw\_out$$

#### "Efficiency Exergy For Each Component"

$$\eta_{II\_Evap}=(Exr\_1-Exr\_4)/(Exr\_bri\_in-Exr\_bri\_out)*100$$

$$\eta_{II\_Cond}=(Exr\_cw\_out-Exr\_cw\_in)/(Exr\_2-Exr\_3)*100$$

$$\eta_{II\_Turb}=W\_turbin/(Exr\_1-Exr\_2)*100$$

$$\eta_{II\_Pump}=(Exr\_4-Exr\_3)/W\_pwf*100$$

#### "Exergy Destruction for each components"

$$I\_Evap=(Exr\_4+Exr\_bri\_in)-(Exr\_bri\_out+Exr\_6)$$

$$I\_Cond=(Exr\_2+Exr\_cw\_in)-(Exr\_cw\_out+Exr\_3)$$

$$I\_Turb=Exr\_1-(W\_turbin+Exr\_2)$$

$$I\_Pump=(W\_pwf+Exr\_3)-Exr\_4$$

#### "Exergy Destruction Ratio"

$$Y\_Evap=I\_Evap/Exr\_bri\_in*100$$

$$Y\_Cond=I\_Cond/Exr\_bri\_in*100$$

$$Y\_Turb=I\_Turb/Exr\_bri\_in*100$$

$$Y\_Pump=I\_Pump/Exr\_bri\_in*100$$

$$Y\_Rein=Exr\_bri\_out/Exr\_bri\_in*100$$

#### "Heat Work"

$$W\_Evap=m\_wf*(h[1]-h[4])$$

$$W\_Cond=m\_wf*(h[2]-h[3])$$

$$W\_CW=m\_cw*(hc[2]-hc[1])$$

$$\eta_{I\_plant}=W\_net*100/(m\_wf*(h[6]-h[4]))$$

$$\eta_{II\_plant1}=W\_net*100/Exr\_bri\_in$$

$$\eta_{II\_plant2}=W\_net*100/(Exr\_bri\_in-Exr\_bri\_out)$$

$$\eta_{II\_binary}=W\_net*100/(m\_wf*((h[1]-h[4])-(T[0]+273)*(s[1]-s[4])))$$

$$W\_net=W\_turbin-W\_pwf$$



Lampiran 4. Hasil Program EES untuk memprediksi performansi dari fluida kerja R123 pada ORC

**Unit Settings: SI C bar kJ mass deg**

$\delta T_{pinchC} = 6$ [C]	$\delta T_{pinchE} = 6$ [C]	$\eta_{II, binary} = 59,24$
$\eta_{II, Cond} = 27,14$	$\eta_{II, Evap} = 78,32$	$\eta_{II, plant1} = 15,96$ [s/kJ]
$\eta_{II, plant2} = 46,4$ [s/kJ]	$\eta_{II, Pump} = 76,57$	$\eta_{II, Turb} = 78,23$
$\eta_{is, turbin} = 0,75$	$\eta_{I, plant} = 14,17$ [s/kJ]	$\eta_{pwf} = 0,75$
$Exr_1 = 816,5$ [kJ/s]	$Exr_2 = 187,9$ [kJ/s]	$Exr_3 = 11,72$ [kJ/s]
$Exr_4 = 32,71$ [kJ/s]	$Exr_5 = 413,7$ [kJ/s]	$Exr_6 = 816,5$ [kJ/s]
$Exr_{bri, in} = 2909$ [kJ/s]	$Exr_{bri, out} = 1908$ [kJ/s]	$Exr_{cw, in} = 0,4473$ [kJ/s]
$Exr_{cw, out} = 48,28$ [kJ/s]	$ex_1 = 55,55$ [kJ/kg]	$ex_2 = 12,79$ [kJ/kg]
$ex_3 = 0,7975$ [kJ/kg]	$ex_4 = 2,225$ [kJ/kg]	$ex_5 = 28,15$ [kJ/kg]
$ex_6 = 55,55$ [kJ/kg]	$ex_{bri, in} = 115,4$ [kJ/kg]	$ex_{bri, out} = 75,71$ [kJ/kg]
$ex_{cw, in} = 0,006654$ [kJ/kg]	$ex_{cw, out} = 0,7181$ [kJ/kg]	$h_{2is} = 421,7$ [kJ/kg]
$h_{3a} = 244,7$ [kJ/kg]	$h_{4is} = 242,9$ [kJ/kg]	$h_{ca} = 105,4$ [kJ/kg]
$h_{cx} = 140,9$ [kJ/kg]	$h_{f2} = 244,7$ [kJ/kg]	$h_{g2} = 408,8$ [kJ/kg]
$h_x = 406,9$ [kJ/kg]	$h_{br} = 665,8$ [kJ/kg]	$l_{Cond} = 128,4$ [kJ/s]
$l_{Evap} = 216,9$ [kJ/s]	$l_{Pump} = 6,42$ [kW]	$l_{Turb} = 136,8$ [kJ/s]
$m_{brine} = 25,2$ [kg/s]	$m_{cw} = 67,23$ [kg/s]	$m_{wf} = 14,7$ [kg/s]
$s_{2is} = 1,712$ [kJ/kg-K]	$s_{4is} = 1,141$ [kJ/kg-K]	$sf_2 = 1,151$ [kJ/kg-K]
$sg_2 = 1,671$ [kJ/kg-K]	$T_{3a} = 42,64$ [C]	$T_{cx} = 33,64$ [C]
$T_{br} = 157,7$ [C]	$v_{wf} = 0,0006997$ [m <sup>3</sup> /kg]	$W_{Cond} = 2813$ [kJ/s]
$W_{CW} = 2813$ [kJ/s]	$W_{Evap} = 3277$ [kJ/s]	$W_{net} = 464,3$ [kJ/s]
$W_{pwf} = 27,41$ [kW]	$W_{turbine} = 491,7$ [kJ/s]	$X_{2is} = 1,079$
$X_2 = 1,147$	$Y_{Cond} = 4,414$	$Y_{Evap} = 7,458$
$Y_{Pump} = 0,2207$	$Y_{Rein} = 65,6$	$Y_{Turb} = 4,704$

Lampiran 5. Program EES untuk memprediksi performansi dari fluida kerja R123 pada RORC

```

T_brine[1]=170 "C"
$IFNOT ParametricTable
T_brine[2]=140 "C"
$ENDIF
P_brine[1]=10,02 "bar"
P_brine[2]=10,02 "bar"
h_brine[1] = Enthalpy(Water;T=T_brine[1];X = 0)
h_brine[2] = Enthalpy(Water;T=T_brine[2];X = 0)
s_brine[1] = Entropy(Water; T=T_brine[1]; P=P_brine[1])
s_brine[2] = Entropy(Water; T=T_brine[2]; P=P_brine[2])
m_brine=100*convert(ton/hour;kg/s) "ton/jam"

"Evaporator"
m_brine*(h_brine[1]-h_brine[2])=m_wf*(h[9]- h[7])
"$IFNOT ParametricTable"
T[9]= 147,8572 "C" "T outlet evap = T inlet turbin,"
under T critical"
"$ENDIF"
h[9] = Enthalpy(R123;T=T[9]; X=1)
P[9] = Pressure(R123; T=T[9]; h=h[9])
s[9] = Entropy(R123; X=1; P=P[9])

"Pinch Point Evaporator"
m_brine*(h_brine[1]-h_br)=m_wf*(h[9]- h[8])
h_br=Enthalpy(Water; T=T_br; X=0)
P[8]=P[9]
T[8]=Temperature(R123; P=P[9]; X=0)
h[8]=Enthalpy(R123; P=P[9]; X=0)
s[8] = Entropy(R123; P=P[9]; X=0)
deltaT_pinchE=T_br-T[8]

"Turbin" "isentropik"
P[1]=P[9]
T[1]=T[9]
h[1]=h[9]
s[1]=s[9]
s[1]=s3is
sg3=Entropy(R123; X=1;P=P[3])
sf3=Entropy(R123; X=0;P=P[3])
hg3=Enthalpy(R123; X=1;P=P[3])
hf3=Enthalpy(R123; X=0;P=P[3])
X3is=(s3is - sf3)/(sg3-sf3)
h3is=hf3+X3is*(hg3-hf3)

s[1]=s2is
sg2=Entropy(R123; X=1;P=P[2])
sf2=Entropy(R123; X=0;P=P[2])
hg2=Enthalpy(R123; X=1;P=P[2])
hf2=Enthalpy(R123; X=0;P=P[2])
X2is=(s2is - sf2)/(sg2-sf2)
h2is=hf2+X2is*(hg2-hf2)

```

$\eta_{is\_turbin}=0,75$   
 $\eta_{is\_turbin}=(h[1] - h[2])/(h[1] - h_{2is})$  "split turbin"  
 $\eta_{is\_turbin}=(h[2] - h[3])/(h[2] - h_{3is})$

$W_{turbin}=m_{wf}*((h[1] - h[2])+(1-X_{OFOH})*(h[2]-h[3]))$

$T[3]=\text{Temperature}(R123; P=P[3];h=h[3])$   
 $s[3]=\text{Entropy}(R123; P=P[3];T=T[3])$   
 $T[2]=\text{Temperature}(R123; P=P[2];h=h[2])$   
 $s[2]=\text{Entropy}(R123; P=P[2];T=T[2])$

**"OFOH"**  
 $X_{OFOH}=(h[6]-h[5])/(h[2]-h[5])$   
 $P[2]= 4,945 \text{ "bar"}$   
 $P[2]=P[6]$   
 $h[6] = \text{Enthalpy}(R123;s=s[6]; P=P[6])$   
 $T[6] = \text{Temperature}(R123; P=P[6]; s=s[6])$   
 $s[6] = \text{Entropy}(R123; P=P[6]; X=0)$

**"Condensor"**  
 $P[3]=P[4]$   
**"\$IFNOT ParametricTable"**  
 $P[4]=1,6992 \text{ "bar"}$  "ref P condensation"  
**"\$ENDIF"**  
 $T_{4a}=\text{Temperature}(R123; P=P[4];X =0)$  "T saturated"  
 $T[4]=T_{4a}-3 \text{ "C"}$  "T subcooled, 3 C "  
 $h[4]=\text{Enthalpy}(R123; P=P[4];T=T[4])$   
 $s[4]=\text{Entropy}(R123; P=P[4];T=T[4])$

**"Pinch Point Condenser"**  
 $m_{wf}*(h_x-h[4])=m_{cw}*(h_{cx}-h_{c[1]})$   
 $m_{wf}*(h_{4a}-h_x)=m_{cw}*(h_{ca}-h_{cx})$   
 $h_x=\text{Enthalpy}(R123; X=1;T=T[4])$   
 $h_{4a}=\text{Enthalpy}(R123; X=0;T=T_{4a})$   
 $h_{cx}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{cx}; X=0)$   
 $\Delta T_{pinchC}=T[4]-T_{cx}$

**"Feed Pump"** "isentropik"  
**"Pump 1"**  
 $P[5]=P[2]$   
 $s[4]=s_{5is}$   
 $h_{5is}=\text{Enthalpy}(R123;P=P[5];s=s_{5is})$   
 $T[5]=\text{Temperature}(R123;P=P[5];h=h[5])$   
 $s[5]=\text{Entropy}(R123;P=P[5];T=T[5])$   
 $\eta_{pwf}=(h_{5is}-h[4])/(h[5]-h[4])$

**"Pump 2"** "Evap in"  
 $P[7] = P[9]$   
 $s[6]=s_{7is}$   
 $h_{7is}=\text{Enthalpy}(R123;P=P[7];s=s_{7is})$   
 $T[7]=\text{Temperature}(R123;P=P[7];h=h[7])$   
 $s[7]=\text{Entropy}(R123;P=P[7];h=h[7])$   
 $\eta_{pwf}=0,75$   
 $\eta_{pwf}=(h_{7is}-h[6])/(h[7]-h[6])$   
 $v_{wf1}=\text{volume}(R123;P=P[5];T=T[5])$   
 $v_{wf2}=\text{volume}(R123;P=P[7];T=T[7])$

$W_{pwf} = m_{wf} * ((v_{wf1} * (P[7] - P[6])) + (v_{wf2} * (1 - X_{OFOH}) * (P[5] - P[4]))) / \eta_{pwf} * \text{convert}(m^3 * \text{bar} / s; kW)$

"Cooling Tower"

Tc[1]=25 "C"

"cw in"

Tc[2]=35 "C"

"cw out"

Pc[1]= 0,89 "bar"

Pc[2]= Pc[1]

hc[1]=Enthalpy(Water; T= Tc[1]; X=0)

hc[2]=Enthalpy(Water; T= Tc[2]; X=0)

sc[1]=Entropy(Water; T= Tc[1]; P=Pc[1])

sc[2]=Entropy(Water; T= Tc[2]; P=Pc[2])

$m_{wf} * (h[3] - h[4]) = m_{cw} * (hc[2] - hc[1])$

$W_{net} = W_{turbin} - W_{pwf}$

"Exergy Rate"

T[0]=25 "C"

"dead state temp for brine and water"

water"

P[0]=0,89 "bara"

"P absolute"

h[0]=Enthalpy(Water; X=0; T=T[0])

s[0]=Entropy(Water; h=h[0]; T=T[0])

T[10]=25 "C"

"dead state temp for R123"

P[10]=0,89 "bara"

h[10]=Enthalpy(R123; P=P[10]; T=T[10])

s[10]=Entropy(R123; P=P[10]; T=T[10])

"working fluid"

$m_{wf1} = m_{wf}$

"stage 6791"

$m_{wf2} = X_{OFOH} * m_{wf}$

"stage 2"

$m_{wf3} = (1 - X_{OFOH}) * m_{wf}$

"stage 345"

"exergy specific"

$ex_1 = h[1] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[1] - s[10])$

"ex 1-6 using R123"

$ex_2 = h[2] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[2] - s[10])$

$ex_3 = h[3] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[3] - s[10])$

$ex_4 = h[4] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[4] - s[10])$

$ex_5 = h[5] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[5] - s[10])$

$ex_6 = h[6] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[6] - s[10])$

$ex_7 = h[7] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[7] - s[10])$

$ex_8 = h[8] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[8] - s[10])$

$ex_9 = h[9] - h[10] - (T[10] + 273) * (s[9] - s[10])$

$ex_{bri\_in} = h_{brine}[1] - h[0] - (T[0] + 273) * (s_{brine}[1] - s[0])$

$ex_{bri\_out} = h_{brine}[2] - h[0] - (T[0] + 273) * (s_{brine}[2] - s[0])$

$ex_{cw\_in} = hc[1] - h[0] - (T[0] + 273) * (sc[1] - s[0])$

$ex_{cw\_out} = hc[2] - h[0] - (T[0] + 273) * (sc[2] - s[0])$

"Exergy rate"

$Exr_1 = m_{wf1} * ex_1$

$Exr_2 = m_{wf2} * ex_2$

$Exr_3 = m_{wf3} * ex_3$

$Exr\_4 = m\_wf3 * ex\_4$   
 $Exr\_5 = m\_wf3 * ex\_5$   
 $Exr\_6 = m\_wf1 * ex\_6$   
 $Exr\_7 = m\_wf1 * ex\_7$   
 $Exr\_8 = m\_wf1 * ex\_8$   
 $Exr\_9 = m\_wf1 * ex\_9$

$Exr\_bri\_in = m\_brine * ex\_bri\_in$   
 $Exr\_bri\_out = m\_brine * ex\_bri\_out$

$Exr\_cw\_in = m\_cw * ex\_cw\_in$   
 $Exr\_cw\_out = m\_cw * ex\_cw\_out$

#### "Efficiency Exergy For Each Component"

$\eta_{II\_Evap} = (Exr\_1 - Exr\_7) / (Exr\_bri\_in - Exr\_bri\_out) * 100$   
 $\eta_{II\_Cond} = (Exr\_cw\_out - Exr\_cw\_in) / (Exr\_3 - Exr\_4) * 100$   
 $\eta_{II\_Turb} = W\_turb / ((Exr\_2 - Exr\_3) - (Exr\_3 - Exr\_1)) * 100$   
 $\eta_{II\_Pump} = ((Exr\_5 - Exr\_4) + (Exr\_7 - Exr\_6)) / (w\_pwf) * 100$   
 $\eta_{II\_OFOH} = (Exr\_2 - Exr\_6) / (Exr\_6 - Exr\_5) * 100$

#### "Exergy Destruction for each components"

$I\_Evap = (Exr\_7 + Exr\_bri\_in) - (Exr\_bri\_out + Exr\_9)$   
 $I\_Cond = (Exr\_3 + Exr\_cw\_in) - (Exr\_cw\_out + Exr\_4)$   
 $I\_Turb = (T[0] + 273) * m\_wf * ((s[3] - s[1]) + X\_OFOH * (s[2] - s[3]))$   
 $I\_Pump = (T[0] + 273) * m\_wf * ((1 - X\_OFOH) * (s[5] - s[4]) + (s[7] - s[6]))$   
 $I\_OFOH = (T[0] + 273) * m\_wf * (s[6] - X\_OFOH * s[2] - (1 - X\_OFOH) * s[5])$   
 $I\_Rein = m\_brine * ((h\_brine[2] - h[0]) - (T[0] + 273) * (s\_brine[2] - s[0]))$

#### "Exergy Destruction Ratio"

$Y\_Evap = I\_Evap / Exr\_bri\_in * 100$   
 $Y\_Cond = I\_Cond / Exr\_bri\_in * 100$   
 $Y\_Turb = I\_Turb / Exr\_bri\_in * 100$   
 $Y\_Pump = I\_Pump / Exr\_bri\_in * 100$   
 $Y\_OFOH = I\_OFOH / Exr\_bri\_in * 100$   
 $Y\_Rein = I\_Rein / Exr\_bri\_in * 100$

#### "Heat Work"

$W\_Evap = m\_wf1 * (h[1] - h[7])$   
 $W\_Cond = m\_wf3 * (h[3] - h[4])$   
 $W\_OFOH = m\_wf3 * (h[6] - h[5]) + m\_wf2 * (h[2] - h[6])$   
 $W\_CW = m\_cw * (hc[2] - hc[1])$

$\eta_{I\_plant} = W\_net * 100 / (m\_wf * (h[9] - h[7]))$   
 $\eta_{II\_plant1} = W\_net * 100 / Exr\_bri\_in$   
 $\eta_{II\_plant2} = W\_net * 100 / (Exr\_bri\_in - Exr\_bri\_out)$   
 $\eta_{II\_binary} = W\_net * 100 / (m\_wf * ((h[1] - h[7]) - (T[0] + 273) * (s[1] - s[7])))$

Lampiran 6. Hasil Program EES untuk memprediksi performansi dari fluida kerja R123 pada RORC

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$\delta T_{pinchC} = 6$ [C]	$\delta T_{pinchE} = 6$	$\eta_{II, binary} = 66,21$	$\eta_{II, Cond} = 35,35$
$\eta_{III, Evap} = 87,37$	$\eta_{II, O\text{FOH}} = 18$	$\eta_{II, plant1} = 19,9$	$\eta_{II, plant2} = 57,85$
$\eta_{II, Pump} = 83,84$	$\eta_{II, Turb} = 78,64$	$\eta_{is, turbin} = 0,75$	$\eta_{I, plant} = 17,67$
$\eta_{pwf} = 0,75$	$Exr_1 = 1005$ [kJ/s]	$Exr_2 = 124,8$ [kJ/s]	$Exr_3 = 177,1$ [kJ/s]
$Exr_4 = 11,76$ [kJ/s]	$Exr_5 = 15,13$ [kJ/s]	$Exr_6 = 108,1$ [kJ/s]	$Exr_7 = 130,9$ [kg/s]
$Exr_8 = 487,8$ [kg/s]	$Exr_9 = 1005$ [kg/s]	$Exr_{br, in} = 2909$ [kJ/s]	$Exr_{br, out} = 1908$ [kJ/s]
$Exr_{cw, in} = 0,5468$ [kJ/s]	$Exr_{cw, out} = 59,01$ [kJ/s]	$ex_1 = 54,45$ [kJ/kg]	$ex_2 = 31,51$ [kJ/kg]
$ex_3 = 12,22$ [kJ/kg]	$ex_4 = 0,8111$ [kJ/kg]	$ex_5 = 1,043$ [kJ/kg]	$ex_6 = 5,855$ [kJ/kg]
$ex_7 = 7,091$	$ex_8 = 26,42$	$ex_9 = 54,45$	$ex_{br, in} = 115,4$ [kJ/kg]
$ex_{br, out} = 75,71$ [kJ/kg]	$ex_{cw, in} = 0,006654$ [kJ/kg]	$ex_{cw, out} = 0,7181$ [kJ/kg]	$h_{2is} = 440,8$ [kJ/kg]
$h_{3is} = 421,7$ [kJ/kg]	$h_{4a} = 244,9$ [kJ/kg]	$h_{5is} = 242$ [kJ/kg]	$h_{7is} = 287,2$ [kJ/kg]
$h_{ca} = 105,5$ [kJ/kg]	$h_{cx} = 141,9$ [kJ/kg]	$h_{f2} = 286$ [kJ/kg]	$h_{f3} = 244,9$ [kJ/kg]
$h_{g2} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{g3} = 408,9$ [kJ/kg]	$h_x = 407,1$ [kJ/kg]	$h_{br} = 649$ [kJ/kg]
$l_{Cond} = 106,9$ [kJ/s]	$l_{Evap} = 126,4$	$l_{O\text{FOH}} = 31,86$	$l_{Pump} = 7,072$
$l_{Rein} = 1908$	$l_{Turb} = 93,14$	$m_{brine} = 25,2$ [kg/s]	$m_{cw} = 82,17$ [kg/s]
$m_{wf} = 18,46$ [kg/s]	$m_{wf1} = 18,46$ [kg/s]	$m_{wf2} = 3,961$ [kg/s]	$m_{wf3} = 14,5$ [kg/s]
$s_{2is} = 1,711$ [kJ/kg-K]	$s_{3is} = 1,711$ [kJ/kg-K]	$s_{5is} = 1,142$ [kJ/kg-K]	$s_{7is} = 1,274$ [kJ/kg-K]
$sf_2 = 1,274$ [kJ/kg-K]	$sf_3 = 1,152$ [kJ/kg-K]	$sg_2 = 1,685$ [kJ/kg-K]	$sg_3 = 1,671$ [kJ/kg-K]
$T_{4a} = 42,88$ [C]	$T_{cx} = 33,88$ [C]	$T_{br} = 153,9$ [C]	$v_{wf1} = 0,0007014$ [m <sup>3</sup> /kg]
$v_{wf2} = 0,0007604$ [m <sup>3</sup> /kg]	$W_{Cond} = 2700$ [kJ/s]	$W_{CW} = 3438$ [kJ/s]	$W_{Evap} = 3277$ [kJ/s]
$W_{net} = 578,9$ [kJ/s]	$W_{O\text{FOH}} = 1274$ [kJ/s]	$W_{pwf} = 31,21$ [kW]	$W_{turb} = 610,1$ [kJ/s]
$X_{2is} = 1,065$	$X_{3is} = 1,078$	$X_{O\text{FOH}} = 0,2146$	$Y_{Cond} = 3,675$
$Y_{Evap} = 4,345$ [s/kJ]	$Y_{O\text{FOH}} = 1,095$ [s/kJ]	$Y_{Pump} = 0,2431$ [s/kJ]	$Y_{Rein} = 65,6$ [s/kJ]
$Y_{Turb} = 3,202$ [s/kJ]			

Lampiran 7. Program EES untuk memprediksi performansi dari fluida kerja R123 pada RORC-IHE

```

T_brine[1]=170 "C"
"$IFNOT ParametricTable"
T_brine[2]=140 "C"
"$ENDIF"
P_brine[1]=10,02 "bar"
P_brine[2]=10,02 "bar"
h_brine[1] = Enthalpy(Water;T=T_brine[1];X = 0)
h_brine[2] = Enthalpy(Water;T=T_brine[2];X = 0)
s_brine[1] = Entropy(Water; T=T_brine[1]; P=P_brine[1])
s_brine[2] = Entropy(Water; T=T_brine[2]; P=P_brine[2])
m_brine=100*convert(ton/hour;kg/s) "ton/jam"

"Evaporator"
m_brine*(h_brine[1]-h_brine[2])=m_wf*(h[11]- h[9])
"$IFNOT ParametricTable"
T[11]= 146,98 "C" "T outlet evap = T inlet turbin,"
"under T critical"
"$ENDIF"
h[11] = Enthalpy(R123;T=T[11]; X=1)
P[11] = Pressure(R123; T=T[11]; h=h[11])
s[11] = Entropy(R123; X=1; P=P[11])

"Pinch Point Evaporator"
m_brine*(h_brine[1]-h_br)=m_wf*(h[11]- h[10])
h_br=Enthalpy(Water; T=T_br; X=0)
P[10]=P[11]
T[10]=Temperature(R123; P=P[11]; X=0)
h[10]=Enthalpy(R123; P=P[11]; X=0)
s[10] = Entropy(R123; P=P[11]; X=0)
deltaT_pinchE=T_br-T[10]

"Turbin" "isentropik"
P[1]=P[11]
T[1]=T[11]
h[1]=h[11]
s[1]=s[11]
s[1]=s3is
sg3=Entropy(R123; X=1;P=P[3])
sf3=Entropy(R123; X=0;P=P[3])
hg3=Enthalpy(R123; X=1;P=P[3])
hf3=Enthalpy(R123; X=0;P=P[3])
X3is=(s3is - sf3)/(sg3-sf3)
h3is=hf3+X3is*(hg3-hf3)

s[1]=s2is
sg2=Entropy(R123; X=1;P=P[2])
sf2=Entropy(R123; X=0;P=P[2])
hg2=Enthalpy(R123; X=1;P=P[2])
hf2=Enthalpy(R123; X=0;P=P[2])
X2is=(s2is - sf2)/(sg2-sf2)
h2is=hf2+X2is*(hg2-hf2)

eta_is_turbin=0,75

```

```

eta_is_turbin=(h[1] - h[2])/(h[1] - h2is)
eta_is_turbin=(h[2] - h[3])/(h[2] - h3is)

W_turbin=m_wf*((h[1] - h[2])+(1-X_OFOH)*(h[2]-h[3]))

P[3]=P[4]
T[3]=Temperature(R123; P=P[3];h=h[3])
s[3]=Entropy(R123; P=P[3];T=T[3])
T[2]=Temperature(R123; P=P[2];h=h[2])
s[2]=Entropy(R123; P=P[2];T=T[2])

"OFOH"
X_OFOH=(h[8]-h[7])/(h[2]-h[7])
P[2]= 5,812 "bar"
P[2]=P[8]
h[8] = Enthalpy(R123;s=s[8]; P=P[8])
T[8] = Temperature(R123; P=P[8]; s=s[8])
s[8] = Entropy(R123; P=P[8]; X=0)

"IHE"
P[2]=P[7]
h[3]-h[4]=h[7]-h[6]
Eps_IHE=(T[3]-T[4])/(T[3]-T[6])

T[7]=Temperature(R123; P=P[7];h=h[7])
s[7]=Entropy(R123; P=P[7];T=T[7])

s[4]=Entropy(R123; P=P[4];X=1)
T[4]=Temperature(R123; P=P[4];h=h[4])
h[4]=Enthalpy(R123; P=P[4];X=1)

"Condensor"
P[4]=P[5]
"$IFNOT ParametricTable"
P[5]=1,7556 "bar"
"$ENDIF"
T5a=Temperature(R123; P=P[5];X =0)
T[5]=T5a-3 "C"
h[5]=Enthalpy(R123; P=P[5];T=T[5])
s[5]=Entropy(R123; P=P[5];T=T[5])

"Pinch Point Condenser"
m_wf*(hx-h[5])=m_cw*(hcx-hc[1])
m_wf*(h5a-hx)=m_cw*(hca-hcx)
hx=Enthalpy(R123; X=1;T=T[5])
h5a=Enthalpy(R123; X=0;T=T5a)
hcx=Enthalpy(Water; T=Tcx; X=0)
deltaT_pinchC=T[5]-Tcx

"Cooling Tower"
Tc[1]=25 "C"
Tc[2]=35 "C"
Pc[1]= 0,89 "bar"
Pc[2]= Pc[1]
hc[1]=Enthalpy(Water; T= Tc[1]; X=0)
hc[2]=Enthalpy(Water; T= Tc[2]; X=0)

```

"split turbin"

"ref P condensation"

"T saturated"

"T subcooled, 3 C "

"cw in"

"cw out"



```

sc[1]=Entropy(Water; T= Tc[1]; P=Pc[1])
sc[2]=Entropy(Water; T= Tc[2]; P=Pc[2])
m_wf*(h[4]-h[5])=m_cw*(hc[2]-hc[1])

```

"Feed Pump"

"isentropik"

"Pump 1"

```

P[6]=P[2]
s[5]=s6is
h6is=Enthalpy(R123;P=P[6];s=s6is)
T[6]=Temperature(R123;P=P[6];h=h[6])
s[6]=Entropy(R123;P=P[6];T=T[6])
eta_pwf=(h6is-h[5])/(h[6]-h[5])

```

"Pump 2"

```

P[9] = P[11]
s[8]=s9is
h9is=Enthalpy(R123;P=P[9];s=s9is)
T[9]=Temperature(R123;P=P[9];h=h[9])
s[9]=Entropy(R123;P=P[9];h=h[9])
eta_pwf=0,75
eta_pwf=(h9is-h[8])/(h[9]-h[8])
v_wf1=volume(R123;P=P[6];T=T[6])
v_wf2=volume(R123;P=P[9];T=T[9])
W_pwf=m_wf*((v_wf1*(P[9] - P[8]))+(v_wf2*(1-X_OFOH)*(P[6]-
P[5]))) / eta_pwf * convert(m^3*bar/s; kW)

```

"Evap in"

W\_net=W\_turbin-W\_pwf

"Exergy Rate"

```

T[0]=25 "C"
water"
P[0]=0,89 "bara"
h[0]=Enthalpy(Water; X=0;T=T[0])
s[0]=Entropy(Water; h=h[0];T=T[0])

```

"dead state temp for brine and water"

"P absolute"

```

T[12]=25 "C"
P[12]=0,89 "bara"
h[12]=Enthalpy(R123; P=P[12];T=T[12])
s[12]=Entropy(R123; P=P[12];T=T[12])

```

"dead state temp for R123"

"working fluid"

```

m_wf1=m_wf
m_wf2=X_OFOH*m_wf
m_wf3=(1-X_OFOH)*m_wf

```

"stage 18911"

"stage 2"

"stage 34567"

"exergy spesific"

```

ex_1=h[1]-h[12]-(T[12]+273)*(s[1]-s[12])
ex_2=h[2]-h[12]-(T[12]+273)*(s[2]-s[12])
ex_3=h[3]-h[12]-(T[12]+273)*(s[3]-s[12])
ex_4=h[4]-h[12]-(T[12]+273)*(s[4]-s[12])
ex_5=h[5]-h[12]-(T[12]+273)*(s[5]-s[12])
ex_6=h[6]-h[12]-(T[12]+273)*(s[6]-s[12])
ex_7=h[7]-h[12]-(T[12]+273)*(s[7]-s[12])
ex_8=h[8]-h[12]-(T[12]+273)*(s[8]-s[12])
ex_9=h[9]-h[12]-(T[12]+273)*(s[9]-s[12])
ex_10=h[10]-h[12]-(T[12]+273)*(s[10]-s[12])

```

"ex 1-6 using R123"

$$\text{ex}_{11} = h[11] - h[12] - (T[12] + 273) * (s[11] - s[12])$$

$$\begin{aligned} \text{ex}_{\text{bri\_in}} &= h_{\text{brine}}[1] - h[0] - (T[0] + 273) * (s_{\text{brine}}[1] - s[0]) \\ \text{ex}_{\text{bri\_out}} &= h_{\text{brine}}[2] - h[0] - (T[0] + 273) * (s_{\text{brine}}[2] - s[0]) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ex}_{\text{cw\_in}} &= hc[1] - h[0] - (T[0] + 273) * (sc[1] - s[0]) \\ \text{ex}_{\text{cw\_out}} &= hc[2] - h[0] - (T[0] + 273) * (sc[2] - s[0]) \end{aligned}$$

### "Exergy rate"

$$\begin{aligned} \text{Exr}_1 &= m_{\text{wf1}} * \text{ex}_1 \\ \text{Exr}_2 &= m_{\text{wf2}} * \text{ex}_2 \\ \text{Exr}_3 &= m_{\text{wf3}} * \text{ex}_3 \\ \text{Exr}_4 &= m_{\text{wf3}} * \text{ex}_4 \\ \text{Exr}_5 &= m_{\text{wf3}} * \text{ex}_5 \\ \text{Exr}_6 &= m_{\text{wf3}} * \text{ex}_6 \\ \text{Exr}_7 &= m_{\text{wf3}} * \text{ex}_7 \\ \text{Exr}_8 &= m_{\text{wf1}} * \text{ex}_8 \\ \text{Exr}_9 &= m_{\text{wf1}} * \text{ex}_9 \\ \text{Exr}_{10} &= m_{\text{wf1}} * \text{ex}_{10} \\ \text{Exr}_{11} &= m_{\text{wf1}} * \text{ex}_{11} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Exr}_{\text{bri\_in}} &= m_{\text{brine}} * \text{ex}_{\text{bri\_in}} \\ \text{Exr}_{\text{bri\_out}} &= m_{\text{brine}} * \text{ex}_{\text{bri\_out}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Exr}_{\text{cw\_in}} &= m_{\text{cw}} * \text{ex}_{\text{cw\_in}} \\ \text{Exr}_{\text{cw\_out}} &= m_{\text{cw}} * \text{ex}_{\text{cw\_out}} \end{aligned}$$

### "Efficiency Exergy For Each Component"

$$\begin{aligned} \eta_{\text{II\_Evap}} &= (\text{Exr}_1 - \text{Exr}_9) / (\text{Exr}_{\text{bri\_in}} - \text{Exr}_{\text{bri\_out}}) * 100 \\ \eta_{\text{II\_Cond}} &= (\text{Exr}_{\text{cw\_out}} - \text{Exr}_{\text{cw\_in}}) / (\text{Exr}_4 - \text{Exr}_5) * 100 \\ \eta_{\text{II\_Turb}} &= W_{\text{turb}} / ((\text{Exr}_2 - \text{Exr}_3) - (\text{Exr}_3 - \text{Exr}_1)) * 100 \\ \eta_{\text{II\_Pump}} &= ((\text{Exr}_6 - \text{Exr}_5) + (\text{Exr}_9 - \text{Exr}_8)) / (w_{\text{pwf}}) * 100 \\ \eta_{\text{II\_OFOH}} &= (\text{Exr}_2 - \text{Exr}_8) / (\text{Exr}_7 - \text{Exr}_8) * 100 \\ \eta_{\text{II\_IHE}} &= (\text{Exr}_7 - \text{Exr}_6) / (\text{Exr}_3 - \text{Exr}_4) * 100 \end{aligned}$$

### "Exergy Destruction for each components"

$$\begin{aligned} I_{\text{Evap}} &= (\text{Exr}_9 + \text{Exr}_{\text{bri\_in}}) - (\text{Exr}_{\text{bri\_out}} + \text{Exr}_1) \\ I_{\text{Cond}} &= (\text{Exr}_4 + \text{Exr}_{\text{cw\_in}}) - (\text{Exr}_{\text{cw\_out}} + \text{Exr}_5) \\ I_{\text{Turb}} &= (T[0] + 273) * m_{\text{wf}} * (X_{\text{OFOH}} * s[2] + (1 - X_{\text{OFOH}}) * s[3] - s[1]) \\ I_{\text{Pump}} &= (T[0] + 273) * m_{\text{wf}} * ((1 - X_{\text{OFOH}}) * (s[6] - s[5]) + (s[9] - s[8])) \\ I_{\text{OFOH}} &= (T[0] + 273) * m_{\text{wf}} * (s[8] - X_{\text{OFOH}} * s[2] - (1 - X_{\text{OFOH}}) * s[7]) \\ I_{\text{IHE}} &= (T[0] + 273) * m_{\text{wf}} * ((s[7] - s[6]) + (s[4] - s[3])) \\ I_{\text{Rein}} &= m_{\text{brine}} * ((h_{\text{brine}}[2] - h[0]) - (T[0] + 273) * (s_{\text{brine}}[2] - s[0])) \end{aligned}$$

### "Exergy Destruction Ratio"

$$\begin{aligned} Y_{\text{Evap}} &= I_{\text{Evap}} / \text{Exr}_{\text{bri\_in}} * 100 \\ Y_{\text{Cond}} &= I_{\text{Cond}} / \text{Exr}_{\text{bri\_in}} * 100 \\ Y_{\text{Turb}} &= I_{\text{Turb}} / \text{Exr}_{\text{bri\_in}} * 100 \\ Y_{\text{Pump}} &= I_{\text{Pump}} / \text{Exr}_{\text{bri\_in}} * 100 \\ Y_{\text{OFOH}} &= I_{\text{OFOH}} / \text{Exr}_{\text{bri\_in}} * 100 \\ Y_{\text{IHE}} &= I_{\text{IHE}} / \text{Exr}_{\text{bri\_in}} * 100 \\ Y_{\text{Rein}} &= I_{\text{Rein}} / \text{Exr}_{\text{bri\_in}} * 100 \end{aligned}$$

### "Heat Work"

$W_{\text{Evap}}=m_{\text{wf1}}*(h[1]-h[9])$   
 $W_{\text{Cond}}=m_{\text{wf3}}*(h[4]-h[5])$   
 $W_{\text{OFOH}}=m_{\text{wf3}}*(h[8]-h[7])+m_{\text{wf2}}*(h[2]-h[8])$   
 $W_{\text{IHE}}=m_{\text{wf3}}*(h[3]-h[4])$   
 $W_{\text{CW}}=m_{\text{cw}}*(hc[2]-hc[1])$

$\eta_{\text{I\_plant}}=W_{\text{net}}*100/(m_{\text{wf}}*(h[1]-h[9]))$   
 $\eta_{\text{II\_plant1}}=W_{\text{net}}*100/\text{Exr\_bri\_in}$   
 $\eta_{\text{II\_plant2}}=W_{\text{net}}*100/(\text{Exr\_bri\_in}-\text{Exr\_bri\_out})$   
 $\eta_{\text{II\_binary}}=W_{\text{net}}*100/(m_{\text{wf}}*((h[1]-h[9])-(T[0]+273)*(s[1]-s[9])))$



Lampiran 8. Hasil Program EES untuk memprediksi performansi dari fluida kerja R123 pada RORC

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$\delta T_{pinchC} = 6$	$\delta T_{pinchE} = 5,996$	$\epsilon_{psiHE} = 0,902$	$\eta_{II, binary} = 67,33$
$\eta_{II, Cond} = 34,02$	$\eta_{II, Evap} = 88,41$	$\eta_{III, HE} = 80,63$	$\eta_{II, OFOH} = 29,88$ [kg/kJ]
$\eta_{II, plant1} = 20,48$ [kJ/kg]	$\eta_{II, plant2} = 59,53$ [kJ/kg]	$\eta_{III, Pump} = 84,13$ [kg/kJ]	$\eta_{II, Turb} = 84,45$ [kJ <sup>2</sup> /kg <sup>2</sup> ]
$\eta_{is, turbin} = 0,75$	$\eta_{I, plant} = 18,18$	$\eta_{pwf} = 0,75$ [kJ/kg]	$Exr_1 = 1046$ [kg/kJ]
$Exr_{10} = 503,2$	$Exr_{11} = 1046$	$Exr_2 = 110,4$ [kg/kJ]	$Exr_3 = 206,4$ [kg/kJ]
$Exr_4 = 175,1$ [kg/kJ]	$Exr_5 = 14,03$	$Exr_6 = 18,72$ [kg/kJ]	$Exr_7 = 43,96$ [kg/kJ]
$Exr_8 = 138,7$ [kg/kJ]	$Exr_9 = 161,2$	$Exr_{bri, in} = 2909$ [kg/kJ]	$Exr_{bri, out} = 1908$ [kg/kJ]
$Exr_{cw, in} = 0,5123$ [kg/kJ]	$Exr_{cw, out} = 55,28$	$ex_1 = 54,13$	$ex_{10} = 26,04$
$ex_{11} = 54,13$	$ex_2 = 34,24$	$ex_3 = 12,82$	$ex_4 = 10,87$
$ex_5 = 0,8718$	$ex_6 = 1,163$	$ex_7 = 2,731$	$ex_8 = 7,179$
$ex_9 = 8,343$	$ex_{bri, in} = 115,4$	$ex_{bri, out} = 75,71$	$ex_{cw, in} = 0,006654$
$ex_{cw, out} = 0,7181$	$h_{2is} = 443,4$ [kJ/kg]	$h_{3is} = 422,1$ [kJ/kg]	$h_{5a} = 246$ [kJ/kg]
$h_{6is} = 243,1$ [kJ/kg]	$h_{9is} = 294,6$ [kJ/kg]	$h_{ca} = 105,6$	$h_{cx} = 146,1$ [kJ/kg]
$h_{f2} = 293,5$ [kJ/kg]	$h_{f3} = 246$ [kJ/kg]	$h_{g2} = 435,1$ [kJ/kg]	$h_{g3} = 409,5$ [kJ/kg]
$h_x = 407,7$ [kJ/kg]	$h_{br} = 645,2$ [kJ/kg]	$l_{Cond} = 106,2$	$l_{Evap} = 116$
$l_{HE} = 7,281$ [kJ/kg-K]	$l_{OFDH} = 15,66$	$l_{Pump} = 7,258$	$l_{Rein} = 1908$
$l_{Turb} = 101,1$	$m_{bine} = 25,2$	$m_{cw} = 76,99$	$m_{wf} = 19,32$
$m_{wf1} = 19,32$	$m_{wf2} = 3,225$ [kg/kJ]	$m_{wf3} = 16,1$	$s_{2is} = 1,711$ [kJ/kg-K]
$s_{3is} = 1,711$ [kJ/kg-K]	$s_{6is} = 1,145$ [kJ/kg-K]	$s_{9is} = 1,294$ [kJ/kg-K]	$sf_2 = 1,294$ [kJ/kg-K]
$sf_3 = 1,155$ [kJ/kg-K]	$sg_2 = 1,688$ [kJ/kg-K]	$sg_3 = 1,671$ [kJ/kg-K]	$T_{5a} = 43,89$ [C]
$T_{cx} = 34,89$	$T_{br} = 153$ [C]	$v_{wf1} = 0,0007026$ [m <sup>3</sup> /kg]	$v_{wf2} = 0,0007724$ [m <sup>3</sup> /kg]
$W_{Cond} = 2683$ [kJ/kg]	$W_{CW} = 3221$ [kJ/kg]	$W_{Evap} = 3277$ [kJ/kg]	$W_{HE} = 309$ [kJ/kg]
$W_{net} = 595,7$ [kJ/kg]	$W_{OFDH} = 1001$	$W_{pwf} = 32,32$ [kJ/kg]	$W_{turb} = 628$ [kJ/kg]
$X_{2is} = 1,059$	$X_{3is} = 1,077$	$X_{OFDH} = 0,1669$ [kg/kJ]	$Y_{Cond} = 3,653$
$Y_{Evap} = 3,987$	$Y_{HE} = 0,2503$ [kJ/kg-K]	$Y_{OFDH} = 0,5383$	$Y_{Pump} = 0,2495$
$Y_{Rein} = 65,6$	$Y_{Turb} = 3,477$		