



TUGAS AKHIR - TM141585

# ANALISIS TERMAL SIKLUS UAP CONDENSING TURBINE DAN COMBINED CYCLE UNTUK WASTE HEAT RECOVERY PADA PT. ASAHIMAS FLAT GLASS, TBK

ZEFANYA HIRO WIBOWO  
NRP 2113 100 098

Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017



**FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM141585**

**THERMAL ANALYSIS ON CONDENSING  
TURBINE AND COMBINED CYCLE FOR  
WASTE HEAT RECOVERY IN PT. ASAHIMAS  
FLAT GLASS, TBK**

**ZEFANYA HIRO WIBOWO  
2113 100 098**

**Advisor:  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Engineering  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2017**



**TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM141585**

**ANALISIS TERMAL SIKLUS UAP  
CONDENSING TURBINE DAN COMBINED  
CYCLE UNTUK WASTE HEAT RECOVERY  
PADA PT. ASAHIMAS FLAT GLASS, TBK**

**ZEFANYA HIRO WIBOWO  
2113 100 098**

**Dosen Pembimbing:  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017**

**ANALISIS TERMAL PADA *CONDENSING TURBINE* DAN  
*COMBINE CYCLE* UNTUK *WASTE HEAT RECOVERY*  
PADA PT. ASAHIMAS FLAT GLASS**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**ZEFANYA HIRO WIBOWO**  
NRP. 2113 100 098

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

(NIP. 195312191981031001)

  
Pembimbing)

2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng

(NIP. 195310191979031002)

  
(Penguji I)

3. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.

(NIP. 197105241997021001)

  
(Penguji II)

4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT

(NIP. 197104051997021001)

  
(Penguji III)

SURABAYA

Januari, 2017

**ANALISIS TERMAL SIKLUS UAP *CONDENSING*  
TURBINE DAN *COMBINED CYCLE* UNTUK WASTE  
HEAT RECOVERY PADA PT. ASAHIMAS FLAT  
GLASS, TBK**

**Nama** : Zefanya Hiro Wibowo  
**NRP** : 2113 100 098  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,  
**ME**

**Abstrak**

PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. merupakan industri besar yang bergerak pada proses pembuatan kaca. PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. Sidoarjo memiliki kapasitas produksi sebesar 300.000 ton/tahun. Proses pembuatan kaca mengalami beberapa tahap pemrosesan terutama pada tahap *furnace*. Tahap *furnace* menggunakan bahan bakar gas dan merupakan tahap awal dari proses pembuatan *float glass*. PT. Asahimas Flat Glass, Tbk memiliki dua *furnace* yaitu jalur A1 dan A2 dengan bahan bakar yang digunakan adalah gas. Panas buang (*waste heat*) dengan temperatur berkisar 400°C – 500°C dibuang melalui *stack*. Agar panas buang tersebut tidak mencemari lingkungan, maka perlu ada pemanfaatan lanjut. Pemanfaatan panas buang dapat dilakukan dengan berbagai cara salah satunya dengan mengubah *waste heat* menjadi energi listrik. *Organic Rankine Cycle* merupakan salah satu sistem pembangkit daya yang menggunakan panas buang. *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida kerja organik diantaranya *silicon oil*, *hydrocarbon*, *fluorocarbon* dan *refrigerant*. Hal-hal diatas akan dianalisis lebih lanjut pada tugas akhir ini.

Tahap awal pengerjaan tugas akhir ini adalah identifikasi permasalahan dan studi literatur. Tahap kedua adalah perhitungan nilai temperature gabungan, pembuatan model serta penyelesaian dengan *software Cycle Tempo 5.1*. Variasi massa uap yang

digunakan adalah 4.3 kg/s, 4.6 kg/s, 5 kg/s. Selain variasi massa uap, jenis refrigeran yang digunakan R-11, R113, R114. Pada sistem ORC, temperatur *evaporating* dan temperatur *flue gas* pada *stack* juga divariasi. Temperatur *evaporating* dinaikan menjadi 160°C dan temperatur *stack* diturunkan menjadi 120°C Tahap terakhir adalah hasil pengolahan data tersebut disajikan secara kuantitatif berupa grafik dan tabel.

Penelitian ini berawal pada temperatur *evaporating* sebesar 140°C. Grafik yang dihasilkan menunjukkan bahwa semakin besar massa uap, maka semakin besar pula performa *combined cycle*. Kondisi ini dikarenakan kontribusi yang cukup dominan dari sisi *steam turbine*, sedangkan pada ORC menghasilkan performa yang lebih kecil. Performa *combined cycle* yang paling besar adalah 5.89 MW dengan laju alir massa uap 5kg/s. Selain itu, temperatur *evaporating* serta temperatur *flue gas* pada *stack* berpengaruh terhadap performa *combined cycle*. Temperatur *evaporating* sebesar 160°C menghasilkan performa *combined cycle* hingga 5.96 MW dengan laju alir massa uap 5kg/s. Penurunan temperatur *flue gas* menjadi 120°C menghasilkan daya terbesar yaitu 6.30 MW. Peninjauan selanjutnya yaitu terhadap pemilihan refrigeran. Dari grafik yang dihasilkan, menunjukkan bahwa refrigeran jenis R-11 dapat menghasilkan daya ORC yang paling besar karena perbedaan *enthalpy* yang terbesar.

**Kata kunci:** *Condensing Turbine, Combined Cycle, Flue Gas, Organic Rankine Cycle, Refrigeran, Temperatur Evaporating*

***DESIGNING CONDENSING TURBINE AND  
COMBINED CYCLE FOR WASTE HEAT RECOVERY  
IN PT. ASAHIMAS FLAT GLASS, TBK***

**Name** : Zefanya Hiro Wibowo  
**NRP** : 2113 100 098  
**Department / Faculty** : Mechanical Engineering / FTI – ITS  
**Advisor** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,  
**ME**

***Abstract***

*PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. is one of the biggest industries which produces glasses. Production capacity of PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. Sidoarjo is 300.000 ton/year. The most important process in glass production is the furnace section. This section uses gas as fuel and the first step in production float glass. PT. Asahimas Flat Glass, Tbk has two furnaces, line A1 and A2. The furnace's waste heat, which still has a temperature around 400°C – 500°C, is often released directly to the surrounding using stack. To reduce air pollution caused by the high waste heat temperature, we must implement a waste heat reusing scheme, such as by using an ORC to convert waste heat as the heat source into electricity. The purpose of waste heat recovery is reducing air pollution. Waste heat from furnace become heat source to produce electricity. Organic Rankine Cycle is power plant system which is use waste heat as heat source. Organic Rankine Cycle uses organic fluids, for instance silicon oil, hydrocarbon, fluorocarbon and refrigerant, as its working fluid. In this final project we will analyze and explain all aforementioned conditions in implementing ORC as a waste heat recovery scheme*

*The first step to do this final project is problem identification and literary study. Then we will calculate both stacks temperatures, make a plant model, finishing and evaluate using software Cycle Tempo 5.1. Variation of steam mass flow*

rate used are 4.3 kg/s, 4.6 kg/s, 5 kg/s. In conjunction to the steam mass flow rate variation, we will also use R-11, R113 and R114 as the work fluid variation. In ORC, the evaporating temperature and both stacks flue gas temps will also be varied, with evaporating temperature increased to 160°C and the stacks temps decreased to 120°C. The final step in this final project is to plot the results into graphs and tables. Final step is analyzing data and showing graph also table.

The starting value for the evaporating temperature in this research is set to be 140. The resulting graph shows that an increase of steam mass flow rate will also increase the combined cycle's performance. The highest combined cycle perform is 5.89 MW with steam mass flow rate 5 kg/s. Both the evaporating temperature and the stacks' flue gas temperature also yield a change in the combine cycle performance; in a steam mass flow rate of 5 kg/s, a higher evaporating temperature (160°C) results in a higher combined cycle performance (5.96 MW), while, similarly, a lower flue gas temperature (120°C) also yields a higher combined cycle performance (6.3 MW). By varying the working fluids, it is then found that R11 can produce the highest performance, due to its ability to create high enthalpy difference.

**Key Word: Condensing Turbine, Combined Cycle, Evaporating Temperature, Flue Gas, Organic Rankine Cycle, Refrigerant**



## KATA PENGANTAR

Puji syukur kami panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas anugerah dan kasih karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Analisis Termal Siklus Uap *Condensing* Turbine dan *Combined Cycle* untuk *Waste Heat Recovery* pada PT. Asahimas Flat Glass, tbk”. Tugas Akhir ini disusun sebagai persyaratan kelulusan pada Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Dalam penyusunan Tugas Akhir ini penulis banyak mendapat saran, dorongan, bimbingan serta keterangan-keterangan dari berbagai pihak yang merupakan pengalaman yang tidak dapat diukur secara materi. Oleh karena itu dengan segala hormat dan kerendahan hati perkenankanlah penulis mengucapkan terima kasih kepada:

- Bapak Budi Utomo Kukuh Widodo, selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
- Bapak Djatmiko Ichسانی, Bapak Ary Bachtiar, dan Bapak Wawan Aries Widodo selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis.
- Ibu Wiwik Hendrowati, selaku dosen wali yang telah memberikan arahan-arahannya kepada penulis selama masa perkuliahan tahap Sarjana
- Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non akademis.

Akhir kata semoga dapat bermanfaat bagi penulis sendiri, institusi pendidikan dan masyarakat luas. Amin!

*Surabaya, Januari 2017*

*Penulis*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*





# DAFTAR ISI

Abstrak .....	i
<i>Abstract</i> .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	ix
DAFTAR TABEL .....	xi
BAB I .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Manfaat.....	5
BAB II.....	7
2.1 Proses Produksi Kaca.....	7
2.2 Siklus Rankine Ideal .....	9
2.3 <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	11
2.4 Waste Heat Recovery Power Generator (WHRPG).....	13
2.5 Analisis .....	14
2.5.1 Turbin.....	14
2.5.2 Kondensor .....	15
2.5.3 Pompa.....	15
2.5.4 Evaporator .....	15
2.5.5 Efisiensi Termal .....	16
2.6 <i>Software Cycle Tempo</i> .....	16
2.7 Penelitian Terdahulu .....	17
2.7.1 Optimasi parameter dan analisis performa pada <i>Organic Rankine Cycle regenerative</i> dengan menggunakan R-123 sebagai <i>waste heat recovery</i> . .....	17
2.7.2 Analisis Performa dan Pemilihan Fluida Kerja pada <i>Supercritical Organic Rankine Cycle</i> untuk <i>Low Grade</i> <i>Waste Heat Recovery</i> .....	20
2.7.3 Perancangan Termal <i>Waste Heat Recovery Power</i> <i>Generation (WHRPG)</i> pada Industri <i>Floating Glass</i> . .....	22

BAB III.....	25
3.1 Metodologi Penelitian .....	25
3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data .....	26
3.2.1 Data <i>Flue Gas</i> .....	26
3.2.2 Data Refrigeran.....	29
3.3 Tahap Permodelan.....	29
3.4 Flowchart.....	36
3.5 Hasil Pemodelan .....	36
BAB IV.....	39
4.1 Analisis Potensi Panas Terbuang PT Asahimas. ....	39
4.1.1 Analisis Kandungan <i>Flue Gas</i> .....	39
4.1.2 Analisis Fluktuasi Besar Aliran Flue Gas Produksi...	40
4.1.3 Analisis Potensi <i>Flue Gas</i> .....	42
4.2 Analisis Pemodelan Sistem Pembangkit Tenaga .....	43
4.2.1 Pemodelan <i>Condensing Turbine</i> .....	44
4.2.2 Pemodelan <i>Combined Cycle</i> .....	48
4.3 Analisis Jenis Refrigeran.....	61
BAB V.....	67
5.1 Kesimpulan.....	67
5.2. Saran.....	68
Daftar Pustaka .....	69
Lampiran	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. Sidoarjo.....	3
Gambar 2.1 Ribbon Glass Forming.....	8
Gambar 2.2 Skema Proses Pembuatan Kaca.....	9
Gambar 2.3 (a) Siklus Rankine Ideal (b) Diagram T-s Siklus Rankine Ideal.....	10
Gambar 2.4 (a) Siklus <i>Organic Rankine Cycle</i> (b) Diagram T-s <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	12
Gambar 2.5 Sistem HRSG pada WHRPG.....	13
Gambar 2.6 Komponen pada <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	14
Gambar 2.7 <i>Software Cycle Tempo</i> .....	17
Gambar 2.8 (a) Skema <i>Regenerative Organic Rankine Cycle</i> (b) Diagram T-s pada <i>Organic Rankine Cycle</i> .....	18
Gambar 2.9 Grafik Effisiensi dan Kerja Turbin pada $p = 2.50\text{MPa}$ .....	19
Gambar 2.10 Performa Fluida R-123 Fungsi Tekanan Inlet .....	19
Gambar 2.11 Diagram T-s <i>Organic Rankine Cycle</i> pada Kondisi <i>Supercritical</i> .....	20
Gambar 2.12 Hubungan Suhu dan Kerja dari 18 Fluida Kerja ...	21
Gambar 2.13 Sistem WHRPG Single Pressure .....	23
Gambar 2.14 Sistem WHRPG Dual Pressure.....	24
Gambar 3.1 Blok Diagram untuk Penggabungan Kondisi Stack .....	27
Gambar 3.2 Diagram T-s (a) R11 (b) R113 (c) R114 .....	29
Gambar 3.3 Siklus Uap dengan <i>Condensing Turbine</i> .....	31
Gambar 3.4 Skema <i>Combined Cycle</i> Menggunakan <i>Preheat</i> pada ORC.....	32
Gambar 3.5 <i>Cycle Tempo</i> untuk HRSG <i>Condensing Turbine</i> .....	33
Gambar 3.6 <i>Cycle Tempo</i> untuk <i>Combined Cycle</i> .....	34
Gambar 4.1 Blok Diagram untuk Penggabungan Kondisi Stack.....	43
Gambar 4.2 Pemodelan WHRPG menggunakan <i>GateCycle</i> .....	44
Gambar 4.3 (a) Pemodelan <i>Condensing Turbine</i> (b) Diagram T-s pada <i>Condensing Turbine</i> .....	46

Gambar 4.4 Distribusi Temperatur pada <i>Condensing Turbine</i> ....	47
Gambar 4.5 Pemodelan <i>Combined Cycle</i> .....	49
Gambar 4.6 Distribusi Temperatur sisi WHRPG pada <i>Combined Cycle</i> .....	50
Gambar 4.7 Distribusi Temperatur sisi ORC pada <i>Combined Cycle</i> .....	51
Gambar 4.8 (a) Distribusi Temperatur pada ORC (b) Daya yang Dihasilkan.....	52
Gambar 4.9 Pengaruh Laju Alir Massa Uap (a) 4.3 kg/s , (b) 4.6 kg/s, (c) 5 kg/s terhadap Performa <i>Combined Cycle</i> dengan $T_{\text{evap}} = 140^{\circ}\text{C}$ .....	55
Gambar 4.10 Pengaruh Laju Alir Massa terhadap Daya Turbin ORC dengan $T_{\text{evap}}=140^{\circ}\text{C}$ .....	56
Gambar 4.11 Diagram T-s dalam Kondisi Temperatur <i>Evaporating</i> yang Berbeda .....	57
Gambar 4.12 Pengaruh Laju Alir Massa Uap (a) 4.3 kg/s, (b) 4.6 kg/s, (c) 5 kg/s terhadap Performa <i>Combined Cycle</i> dengan $T_{\text{evap}} = 160^{\circ}\text{C}$ .....	58
Gambar 4.13 Pengaruh Temperatur <i>Evaporating</i> terhadap Kontribusi ORC.....	59
Gambar 4.14 Pengaruh Penurunan $T_{\text{stack}}$ pada Performa ORC .	60
Gambar 4.15 Diagram T-s Setiap Refrigeran.....	62
Gambar 4.16 Pengaruh Temperatur Masuk Turbin terhadap Perbedaan <i>Enthalpy</i> .....	65
Gambar 4.17 Pengaruh Temperatur Masuk Turbin terhadap Laju Alir Refrigeran.....	65



## DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Penggunaan BBG untuk furnace A1 .....	1
Tabel 1.2 Penggunaan BBG untuk furnace A2 .....	2
Tabel 2.1 Jenis Refrigeran Halokarbon.....	11
Tabel 2.2 Perbandingan Daya yang Dihasilkan Sistem <i>Single Pressure</i> dan <i>Dual Pressure</i> .....	23
Tabel 3.1 Laporan Audit Energi PT Asahimas Flat Glass, Tbk. Tahun 2014.....	28
Tabel 3.2 Variasi yang Dilakukan .....	37
Tabel 4.1 Komposisi <i>flue gas</i> pada <i>line</i> produksi A1 dengan <i>excess air</i> 44% .....	40
Tabel 4.2 Komposisi <i>flue gas</i> pada <i>line</i> produksi A2 dengan <i>excess air</i> 35% .....	40
Tabel 4.3 Penggunaan BBG untuk <i>furnace</i> A1 .....	41
Tabel 4.4 Penggunaan BBG untuk <i>furnace</i> A2 .....	41
Tabel 4.5 Aliran Massa Bahan Bakar dan <i>Flue Gas</i> Area Pembakaran .....	42
Tabel 4.6 Pengaruh Kalor Lepas terhadap Performa ORC untuk R-11 .....	53
Tabel 4.7 Pengaruh Temperatur Masuk Turbin terhadap Jenis Refrigeran.....	64

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. merupakan industri besar yang bergerak pada proses pembuatan kaca. Perusahaan ini berlokasi di Sidoarjo memiliki kapasitas produksi 300.000 ton/tahun (Gambar 1.1), sehingga dibutuhkan energi dalam skala besar. Energi tersebut digunakan untuk berbagai aktifitas proses produksi, terutama pada proses *furnace*. PT. Asahimas Flat Glass, Tbk memiliki dua jalur A1 dan A2 dan masing – masing diawali dengan satu *furnace*. Energi untuk proses produksi menggunakan Bahan Bakar Gas (BBG) yang disuplai oleh Perusahaan Gas Nasional (PGN), sedangkan kebutuhan energi listrik disuplai 100% dari Perusahaan Listrik Negara (PLN).

Tabel 1.1 dan Tabel 1.2 menunjukkan kebutuhan bahan bakar pada area *furnace glass* masing-masing jalur produksi mulai bulan Januari hingga April 2014. Tabel 1.1 menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakar terbesar pada jalur A1 ketika bulan April 2014 dengan konsumsi sebesar 3.929,30 Nm<sup>3</sup>/jam dan konsumsi bahan bakar terendah terjadi pada saat bulan Pebruari dengan konsumsi sebesar 3.778,70 Nm<sup>3</sup>/jam. Jalur produksi A2 ditunjukkan pada tabel 1.2 bahwa konsumsi bahan bakar terbesar terjadi pada bulan April sebesar 4.309,80 Nm<sup>3</sup>/jam dan konsumsi bahan bakar terkecil pada bulan Pebruari sebesar 3.670,70 Nm<sup>3</sup>/jam. Rata – rata penggunaan di tiap – tiap jalur adalah 3.880,3 m<sup>3</sup>/jam untuk jalur A1 dan 3.985,1 m<sup>3</sup>/jam untuk jalur A2.

**Tabel 1.1 Penggunaan BBG untuk furnace A1**

Bulan	Januari	Februari	Maret	April
Satuan	Nm3	Nm3	Nm3	Nm3
Penggunaan per bulan	2,897,39 1.2	2,539,276. 3	2,915,79 4.2	2,829,08 2.3

Penggunaan per hari	93,464.2	90,688.4	94,057.9	94,302.7
penggunaan per jam	3,894.30	3,778.70	3,919.10	3,929.30

**Tabel 1.2 Penggunaan BBG untuk furnace A2**

Bulan	Januari	Februari	Maret	April
Satuan	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>
Penggunaan per bulan	2,773,247.4	2,466,693.9	3,148,901.3	3,103,046.3
Penggunaan per hari	89,459.60	88,096.20	101,577.5	103,434.9
penggunaan per jam	3,727.50	3,670.70	4,232.40	4,309.80

“Energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan, energi hanya dapat diubah dari satu bentuk ke bentuk energi lain” begitu bunyi hukum kekekalan energi. Sebuah tantangan dalam dunia energi untuk mendayagunakan limbah panas menjadi energi listrik agar dapat mengurangi polusi udara berupa panas. *Flue gas* yang keluar melalui *stack* masih memiliki temperatur cukup tinggi antara 400-500°C. Teknologi untuk memanfaatkan waste heat ada dua jenis yaitu Siklus uap HRSG ketika temperatur *waste heat* masih diatas 400°C, sedangkan teknologi *Organic Rankine Cycle* (ORC) digunakan untuk temperatur *waste heat* kurang dari 200°C.

Penelitian tentang *Organic Rankine Cycle* (ORC) telah banyak dilakukan dengan berbagai variasi sumber panas dan variasi fluida kerja yang digunakan. Salah satunya adalah penelitian dengan judul “*Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery*” oleh J.P. Roy dan Ashok Misra (2011). Roy dan Misra memvariasikan temperatur dan tekanan sumber panas untuk mencapai daya keluaran yang optimal dengan menetapkan fluida kerjanya. Selain itu terdapat



**SIDOARDJO FACTORY**  
*Capacity: 300,000 tons/year*

**Gambar 1.1 PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. Sidoarjo**

penelitian dengan mengkondisikan dan memilih fluida kerja untuk ORC pada kondisi *supercritical* agar mencapai efisiensi yang lebih baik jika dibanding dengan kondisi *subcritical* dengan judul “*Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery*” oleh Hong Gao et al (2012). Penelitian terbaru dilakukan oleh Punjung Fathiri (2016) “Perancangan Termal *Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG)* pada Industri *Floating Glass*”. Penggunaan gas buang panas pada industri kaca dimanfaatkan sebagai sumber energi yang dapat menghasilkan energi lain. Penelitian ini menggunakan dua permodelan sistem yakni *single pressure* dan *double pressure*.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Rumusan masalah yang akan dibahas adalah:

1. Bagaimana memanfaatkan potensi panas gas buang dari hasil sebuah proses produksi untuk menghasilkan listrik.

2. Bagaimana mendesain siklus uap HRSG dengan *condensing turbine*.
3. Bagaimana mendesain siklus kombinasi antara siklus uap HRSG dengan ORC.
4. Bagaimana performa kerja siklus uap HRSG dengan *condensing turbine*
5. Bagaimana performa kerja siklus kombinasi antara siklus uap HRSG dengan ORC dari beberapa jenis refrigeran.

### 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari analisis dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui potensi energi dari *waste heat* untuk dimanfaatkan menjadi energi listrik..
2. Menghasilkan desain siklus uap HRSG dengan *condensing turbine*.
3. Menghasilkan desain siklus kombinasi siklus uap HRSG dan ORC dengan menggunakan *preheat* pada ORC.
4. Membandingkan performa yang dihasilkan antara siklus uap HRSG dengan *condensing turbine* dan *combined cycle*.
5. Memvariasikan jenis fluida kerja untuk digunakan pada *Organic Rankine Cycle*.
6. Menentukan jenis refrigeran yang tepat sebagai fluida kerja *Organic Rankine Cycle* untuk sistem *combined cycle*.

### 1.4 Batasan Masalah

Analisis ini menggunakan beberapa batasan masalah dan asumsi yang digunakan dalam proses analisis, perhitungan dan pembahasan sebagai berikut:

1. Sistem dalam kondisi tunak.
2. Pengaruh perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
3. Efisiensi pada setiap komponen adalah 100%.
4. *Heat loses* dan kebocoran pipa diabaikan.
5. *Pressure drop* pada sistem tidak diperhitungkan.
6. Pengaruh terhadap lingkungan diabaikan.

7. Analisis ekonomi tidak diikutsertakan dalam perhitungan.
8. Sistem yang digunakan adalah *Organic Rankine Cycle* (ORC) yang terdiri atas evaporator, kondensor, pompa dan turbin uap sebagai komponen utama.
9. Menggunakan R-11, R-113 dan R-114 sebagai fluida kerja.

### **1.5 Manfaat**

Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Mengoptimalkan potensi *waste heat* untuk dikonversikan menjadi energi listrik.
2. Mengurangi dampak *global warming*.
3. Menambah pengetahuan penulis maupun pembaca dalam hal pemanfaatan panas terbuang sebagai sumber energi pembangkit listrik.
4. Sebagai referensi penelitian lanjutan dalam bidang pemanfaatan panas terbuang sebuah pabrik.
5. Mengurangi konsumsi energi listrik dan biaya operasional pada industri.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Proses Produksi Kaca**

PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. merupakan industri kaca datar di Indonesia yang memiliki skala besar dalam proses produksi. Dalam pemasaran, PT. Asahimas Flat Glass menjual beberapa jenis produk kaca untuk kebutuhan konsumen baik dibidang kontraktor dan dibidang otomotif. PT. Asahimas Flat Glass menggunakan sistem produksi kaca dengan proses *floating glass*. Proses produksi secara *floating glass* secara garis besar dibagi menjadi lima tahapan produksi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.2, adalah:

a. Pencampuran *Raw Material*

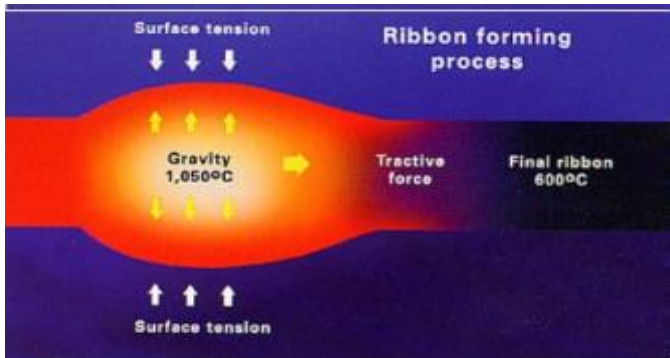
Sebuah proses produksi selalu diawali dengan pencampuran bahan baku berupa *silica sand*, *dolomite soda ash*, *calumite*, *salt cake*, *feldspar* dan pecahan kaca. Semua bahan baku tersebut dilebur menjadi satu dan pada proses ini juga dilakukan penimbangan serta *quality control*.

b. Proses Peleburan

Bahan baku yang telah dicampur dimasukan dalam dapur masak dan dilebur pada suhu kurang lebih 1600°C. Proses peleburan membutuhkan suhu yang sangat tinggi, sehingga *furnace* terbuat dari batu tahan api atau yang disebut *refractories*. Proses ini membutuhkan konsumsi energi sangat tinggi karena mengubah *raw material* padat menjadi *molten glass* yang lebur.

c. Proses *Floating*

Bahan baku yang telah dilebur tentu masih meninggalkan gas yang berbentuk gelembung. Gelembung tersebut perlu dihilangkan agar tidak menimbulkan cacat pada kaca. Proses *Stirring* dan *Skimming* dilakukan agar gelombang pada *molten*



**Gambar 2.1 Ribbon Glass Forming**

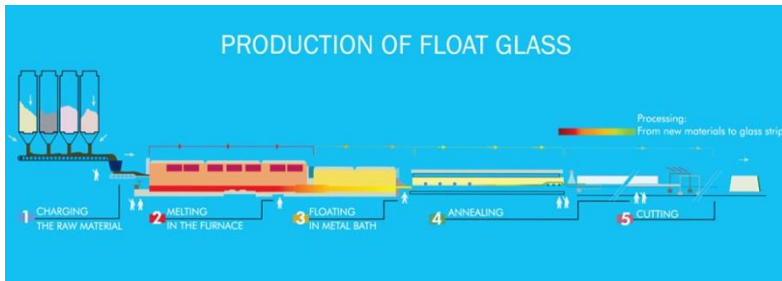
*glass* menghilang dan lebih homogen. Selain itu *molten glass* dipertahankan suhunya sebelum masuk ke dalam *metal bath* yang bertujuan untuk mengatur ukuran. *Molten glass* masuk ke dalam *metal bath* kemudian dikondisikan mengapung diatas timah cair, proses ini dinamakan *float process*. *Molten glass* yang diambangkan diatas timah disebut dengan *ribbon glass*.

d. Proses Pendinginan (*Annealing Lehr Process*)

Proses selanjutnya setelah *floating process* adalah proses pendinginan. Proses pendinginan harus memperhatikan distribusi temperatur tersebut agar kaca tidak retak dan pecah, sehingga proses pendinginan yang dilakukan adalah secara bertahap atau disebut *annealing*.

e. Proses *Cutting*

Proses *cutting* merupakan akhir proses dari produksi kaca sebelum didistribusikan ke pelanggan. Kaca dipotong secara vertikal dan horizontal. Sebelum dilakukan pemotongan perlu ada proses pencucian untuk menghilangkan kotoran pada kaca.



**Gambar 2.2 Skema Proses Pembuatan Kaca**

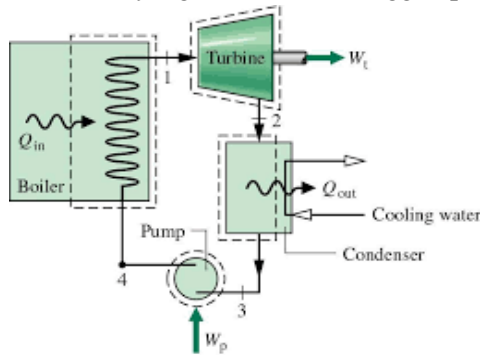
## 2.2 Siklus Rankine Ideal

Siklus Rankine merupakan siklus termodinamika yang mengubah energi termal menjadi kerja pada aliran tertutup (*close-loop cycle*). Aliran tertutup (*close-loop cycle*) memiliki arti yaitu aliran fluida kerja secara konstan masuk dan disirkulasikan. Siklus ini merupakan modifikasi dari siklus Carnot dengan menggunakan dasar tekanan tetap (*isobar*) pada proses pemanasan dan pendinginan.

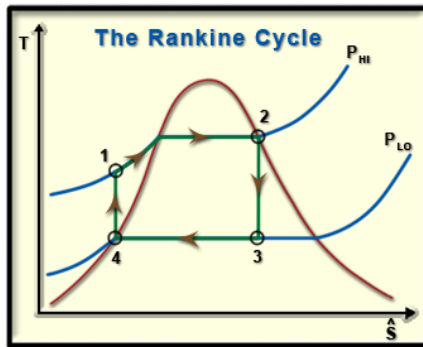
William John Macquorn Rankine, seorang insinyur dan fisikawan yang berasal dari Skotlandia, merupakan pencipta dari siklus Rankine dengan menurunkan hukum Carnot sebagai dasar. Siklus termodinamika ini, atau yang lebih dikenal siklus Rankine, menggunakan uap sebagai fluida kerjanya. Karya Rankine yang berjudul *Manual of Applied Mechanics* (1858) merupakan karya yang sangat membantu dunia teknik dan arsitek sedangkan *Manual of the Steam Engine and Other Prime Movers* (1859) merupakan karya yang pertama kali memperkenalkan teori mesin uap.

Siklus Rankine yang paling sederhana terdiri dari empat komponen yaitu turbin, kondensor, pompa dan evaporator. Pada setiap komponen terjadi satu dari keempat proses termodinamika. Setiap komponen yang dihubungkan akan membentuk suatu proses dari satu komponen ke komponen lainnya. Proses yang terjadi adalah:

- Proses 1-2 adalah proses ekspansi secara isentropik di dalam turbin uap. Uap kering dari boiler akan masuk ke dalam turbin yang dikonversikan menjadi energi gerak sehingga menghasilkan energi listrik.
- Proses 2-3 merupakan proses ketika uap air dari turbin masuk ke dalam kondensor dan mengalami perubahan fase secara isobarik sehingga wujud zat yang keluar dari kondensor berupa air.
- Proses 3-4 adalah proses kompresi yang terjadi dalam pompa secara isentropik. Fluida kerja air keluaran dari kondensor memiliki tekanan yang rendah, sehingga perlu adanya



a



b

**Gambar 2.3 (a) Siklus Rankine Ideal (b) Diagram T-s Siklus Rankine Ideal**

kenaikan tekanan.

- Proses 4-1 air bertekanan tinggi keluaran dari pompa akan masuk kedalam boiler untuk melakukan kembali sirkulasi yang terjadi yaitu siklus Rankine.

### 2.3 Organic Rankine Cycle

*Organic Rankine Cycle (ORC)* merupakan hasil modifikasi dari siklus ideal Rankine. Berbeda dengan siklus Rankine konvensional, *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida kerja organik diantaranya *silicon oil, hydrocarbon, fluorocarbon* dan *refrigerant*. Fluida kerja organik memiliki ciri yaitu dapat mencapai daerah superheat ketika suhu kurang dari 200°C. Komponen pemanas pada ORC adalah evaporator

Refrigeran, yang memiliki karakteristik menyerap panas dari fluida kerja lain atau udara di lingkungan, adalah fluida kerja pada sistem refrigerasi. Pemilihan refrigeran untuk ORC memperhatikan beberapa aspek yaitu:

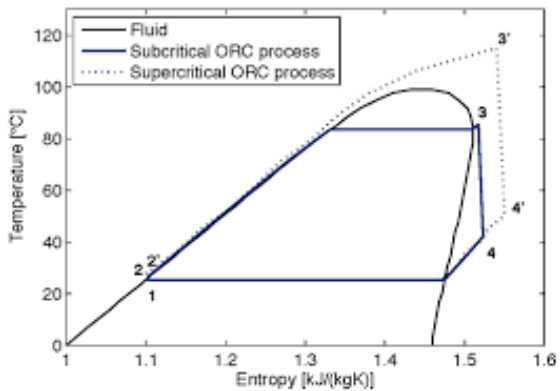
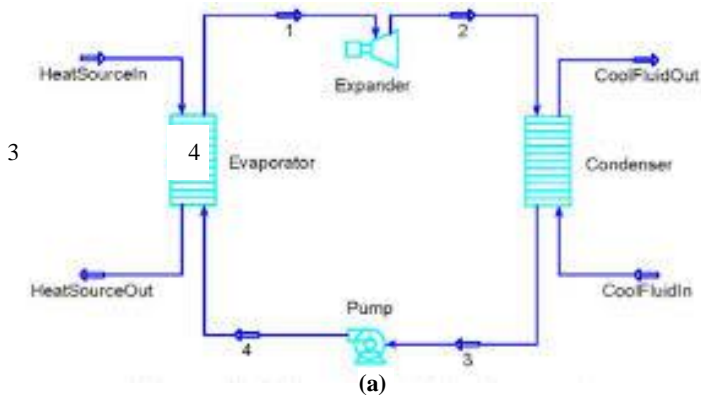
1. Tidak menyebabkan korosi terhadap logam yang digunakan pada ORC.
2. Refrigeran tidak mudah terbakar dan memiliki stabilitas suhu yang baik.
3. Refrigeran dipastikan tidak beracun namun mudah dideteksi apabila terjadi kebocoran. Hal ini dapat mencegah gangguan kesehatan pada pekerja sekitar apabila terjadi kebocoran.

Jenis refrigeran yang umum digunakan pada sistem refrigerasi adalah jenis halokarbon. Refrigeran jenis ini terdiri satu atau lebih dari tiga jenis golongan halogen (klorin, flourin dan bromin). Berikut beberapa jenis refrigeran halokarbon pada Tabel 2.1.

**Tabel 2.1 Jenis Refrigeran Halokarbon**

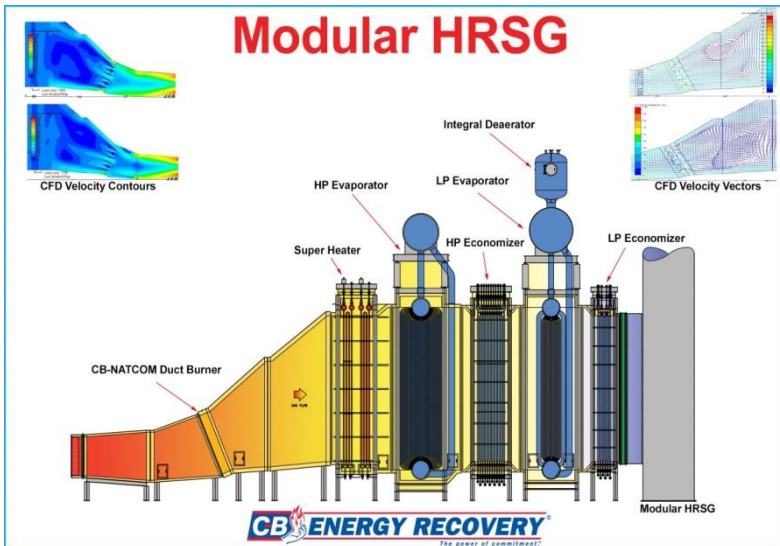
Refrigeran (R)	Nama Kimia	Rumus Kimia
R11	Trikloromonofluorometan	$\text{CCl}_3\text{F}$
R12	Diklorodifluorometan	$\text{CCl}_2\text{F}_2$

R22	Monoklorodifluorometan	$\text{CHClF}_2$
R113	Triklorotrifluoroetan	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
R114	Dichlorotetrafluoroethane	$\text{ClF}_2\text{C}-\text{CClF}_2$



**Gambar 2.4 (a) Siklus Organic Rankine Cycle (b) Diagram T-s Organic Rankine Cycle**

## 2.4 Waste Heat Recovery Power Generator (WHRPG)



**Gambar 2.5 Sistem HRSG pada WHRPG**

*Waste Heat Recovery Power Generator* (WHRPG) merupakan sebuah sistem yang mengaplikasikan siklus rankine. Energi panas untuk pemanasan air pada WHRPG bukan berasal dari pembakaran pada boiler, namun berasal dari gas buang pembakaran proses produksi pabrik yang awalnya dibuang ke atmosfer. Gas buang yang masih mempunyai temperatur tinggi akan dimanfaatkan untuk memanaskan air hingga menjadi uap, kemudian digunakan untuk memutar turbin uap pada siklus pembangkitan listrik.

Pemanfaatan gas buang dilakukan dengan cara memasukan gas buang (*flue gas*) ke HRSG untuk memanaskan air yang digunakan untuk memutar turbin. Dalam HRSG terjadi pertukaran panas antara waste heat dari industri dengan fluida kerja. Hasil pemanasan air berupa uap (*steam*) masuk ke turbin uap berupa uap kering untuk menggerakkan sudu-sudu turbin. Dari turbin yang berputar maka energi listrik dibangkitkan.

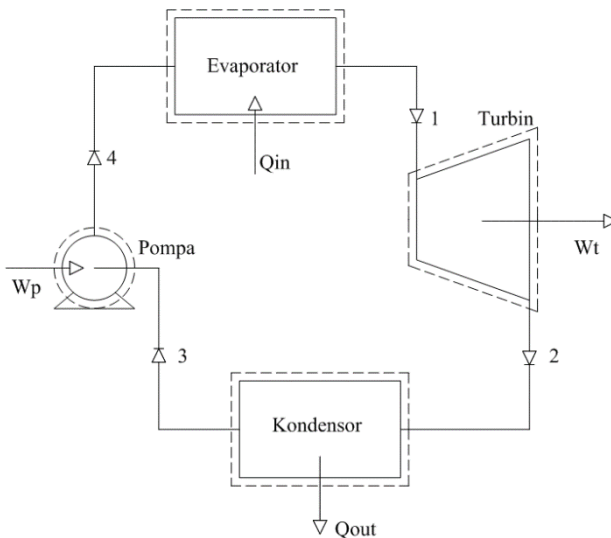
Sisa uap yang digunakan untuk menggerakkan turbin dialirkan ke kondensor, agar terjadi proses kondensasi uap. Proses kondensasi biasanya dilakukan dengan tekanan *vacuum* untuk meningkatkan efisiensi dari siklus rankine yang terjadi. Proses kondensasi uap terjadi saat uap bersentuhan dengan pipa-pipa yang di dalamnya mengalir air yang berasal dari *cooling tower*. Pendinginan menggunakan air *cooling tower* dilakukan karena posisi industri yang jauh dari air laut seperti pada PLTU pada umumnya. Oleh karena itu untuk menjaga kapasitas air pendingin siklus maka air pendinginan juga melalui siklus tertutup

## 2.5 Analisis

Analisis pada *Organic Rankine Cycle* seperti melakukan analisis pada siklus Rankine ideal. Berdasarkan Gambar 2.6, maka analisis yang dilakukan adalah:

### 2.5.1 Turbin

Fungsi turbin adalah menghasilkan daya dengan



**Gambar 2.6** Komponen pada *Organic Rankine Cycle*



mengkonversikan energi mekanis yang berasal dari uap. Proses yang terjadi diasumsikan dalam keadaan isentropis. Analisis secara termodinamika dapat dilihat pada persamaan dibawah ini.

$$E_{st} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left( h_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m} \left( h_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2 \right) \dots\dots\dots 2.1$$

- Asumsi :
1. Steady state
  2.  $\bar{v}_1 = \bar{v}_2$
  3.  $z_1 = z_2$
  4.  $Q_{cv} = 0$

Maka:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left( h_1 + \cancel{\frac{\bar{v}_1^2}{2}} + gz_1 \right) - \dot{m} \left( h_2 + \cancel{\frac{\bar{v}_2^2}{2}} + gz_2 \right)$$

$$0 = -\dot{W}_{cv} + \dot{m}h_1 - \dot{m}h_2$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2) \dots\dots\dots 2.2$$

Untuk mendapatkan kerja turbin aktual:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2)\eta_t$$

**2.5.2 Kondensor**

Pada kondensor terjadi pelepasan panas yang bertujuan untuk mengkondensasikan fluida kerja. Pada kondensor tidak ada kerja yang terjadi.

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_2 - h_3) \dots\dots\dots 2.3$$

**2.5.3 Pompa**

Berbeda dengan turbin, pompa tidak menghasilkan kerja tetapi membutuhkan kerja. Dengan asumsi kerja pompa dalam keadaan isentropis, diperoleh persamaan berikut:

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_4 - h_3) \dots\dots\dots 2.4$$

**2.5.4 Evaporator**

Kebalikan dengan kondensor, evaporator tidak melepas kalor melainkan menyerap kalor untuk menguapkan fluida kerja. Pada evaporator juga tidak terjadi kerja. Dari penjabaran persamaan 2.1 diperoleh persamaan berikut:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4) \dots\dots\dots 2.5$$

### 2.5.5 Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah perbandingan antara kerja netto, selisih antara daya turbin dan daya pompa, dengan energi panas yang masuk dari evaporator. Definisi tersebut dapat dijabarkan dengan persamaan-persamaan berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_t - \dot{W}_p \\ \eta &= \frac{\dot{W}_{netto}}{\dot{Q}_{in}} \\ \eta &= \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{in}} \dots\dots\dots 2.6\end{aligned}$$

Parameter efisiensi termal tidak umum digunakan dalam dunia pembangkit listrik. *Net plant heat rate* merupakan istilah yang sering digunakan dalam dunia pembangkit listrik. NPRR menyatakan jumlah bahans bakar yang digunakan untuk membangkitkan satuan daya yang dirumuskan pada persamaan di bawah ini:

$$Net\ Plant\ Heat\ Rate = \frac{Jumlah\ bahan\ bakar\ x\ nilai\ kalor\ HHV}{GGO - PES} . 2.7$$

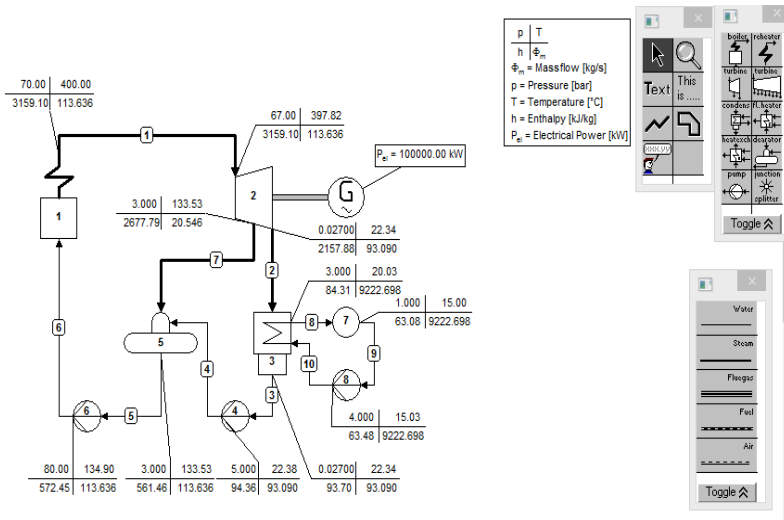
dengan :

GGO : Gross Generator Output (MW)

PES : Pemakaian Energi Sendiri (MW)

### 2.6 Software Cycle Tempo

*Cycle Tempo* adalah program yang digunakan untuk membangun dan merangkai sistem termodinamika dari beberapa komponen atau aparatur, serta menganalisis performa dari sistem yang telah dirangkai. Salah satu contoh dari sistem termodinamika adalah sistem pembangkit yang ditunjukkan pada Gambar 2.7. Nilai *flowrate*, tekanan, dan temperatur dimasukkan ke dalam aparatur seperti boiler, kondensor, turbin, pompa, dan lain-lain Hasil dari sistem pembangkit ini adalah  $W_{turbine}$ ,  $Q_{boiler}$ ,  $W_{pompa}$ , Efisiensi, grafik T-s dan serta data terperinci lainnya. Penggunaan *Cycle Tempo* hasilnya tidak akan valid apabila tidak memperhatikan kesetimbangan kalor ketika



**Gambar 2.7 Software Cycle Tempo**

merangkai dan memasukan data. Sehingga perlu analisis *heat balance* secara manual terlebih dahulu.

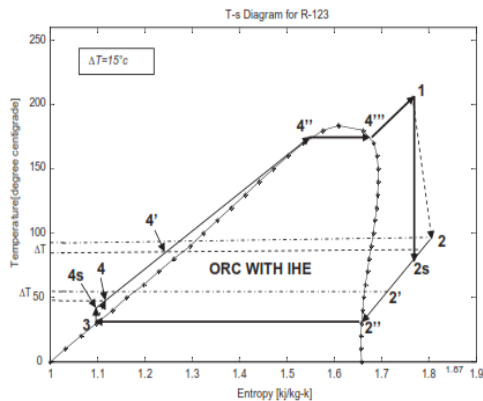
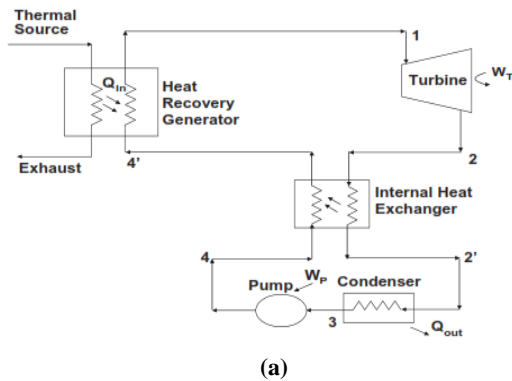
## 2.7 Penelitian Terdahulu

### 2.7.1 Optimasi parameter dan analisis performa pada *Organic Rankine Cycle regenerative* dengan menggunakan R-123 sebagai *waste heat recovery*.

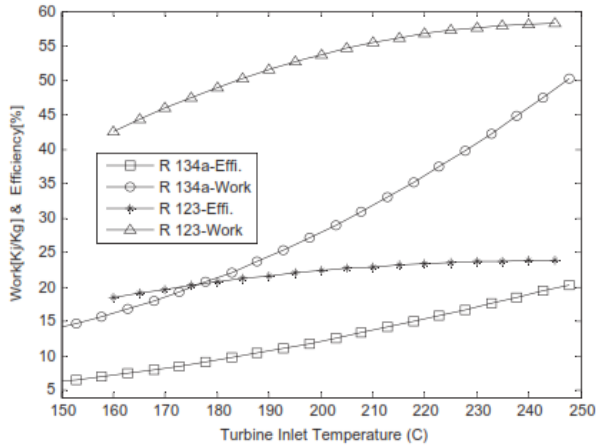
Penelitian yang dilakukan oleh Roy dan Misra (2011) mengoptimasi *Organic Rankine Cycle* dengan menggunakan fluida kerja R-123. Pada awalnya tekanan kerja evaporator dipertahankan konstan pada 2.50 Mpa dengan fluida kerja R-123 dan R-134a. Setelah melakukan hal tersebut, penulis menganalisis performa R-123. Tujuan dari penelitian yang berjudul “*Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery*” adalah memilih fluida kerja yang lebih baik antara R – 123 dan R – 134a berdasarkan efisiensi sistem dan kinerja turbin

dengan kondisi suhu panas yang bervariasi. Selain itu penelitian ini menguji performa dari sistem yang menggunakan R-123 dengan memvariasikan tekanan.

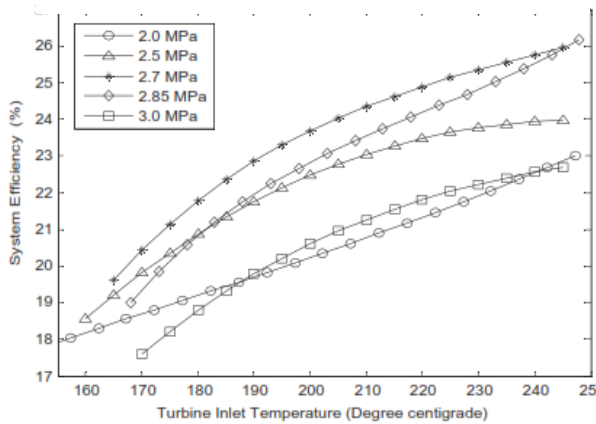
Gambar 2.9 menunjukkan perbandingan efisiensi dan kerja turbin yang dihasilkan oleh sistem ORC dengan menggunakan fluida kerja R-123 dan R-134a. Software MATLAB 7.0 membantu dalam proses *plotting* pada hasil penelitian ini. Fluida R-123 menunjukkan sebagai fluida kerja yang lebih baik daripada R-134a untuk mengkonversi panas suhu rendah menjadi daya.



**Gambar 2.8 (a) Skema Regenerative Organic Rankine Cycle (b) Diagram T-s pada Organic Rankine Cycle**



**Gambar 2.9 Grafik Efisiensi dan Kerja Turbin pada  $p = 2.50\text{MPa}$**



**Gambar 2.10 Performa Fluida R-123 Fungsi Tekanan Inlet**

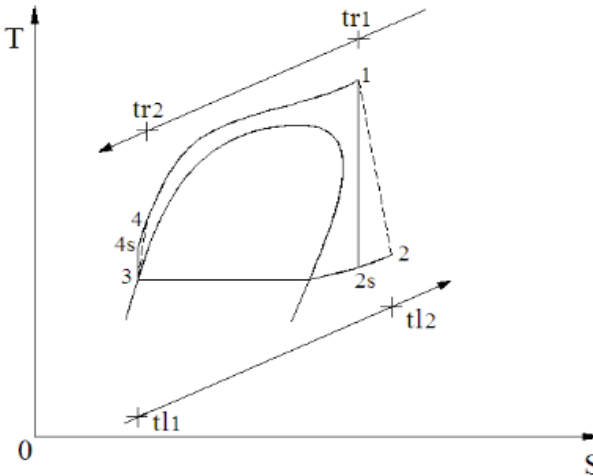
Penelitian selanjutnya yaitu membandingkan efisiensi sistem dengan memvariasikan tekanan. Fluida yang digunakan pada penelitian lanjut ini adalah R-123. Hasil perhitungan

didapatkan bahwa tekanan inlet 2.70 MPa memberikan efisiensi sistem yang maksimal, ditunjukkan pada Gambar 2.10.

### 2.7.2 Analisis Performa dan Pemilihan Fluida Kerja pada *Supercritical Organic Rankine Cycle* untuk *Low Grade Waste Heat Recovery*

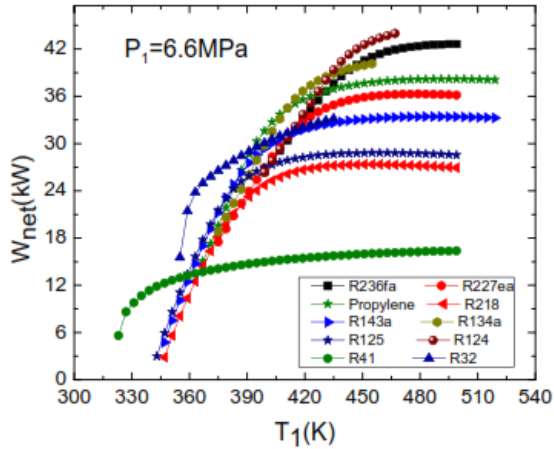
Setiap refrigeran memiliki properti yang berbeda – beda sehingga Gao et al (2012) menggunakan 18 jenis fluida kerja untuk menguji performa ketika berada pada kondisi supercritical. Penulis melakukan berbagai variasi yaitu variasi tekanan dan temperature masuk turbin, variasi *total heat transfer* dan variasi *expander size parameter*. Hasil dari variasi tersebut menentukan fluida yang tepat untuk digunakan pada *ORC Low Grade Waste Heat*.

Salah satu parameter yang ditinjau penulis adalah hubungan antara suhu dengan kerja netto. Gambar 2.12 menunjukkan tidak semua refrigeran dapat digunakan pada suhu kurang dari 390K. Refrigeran yang dapat digunakan adalah R-41, R-218, dapat digunakan ketika suhu berkisar 320K namun hingga

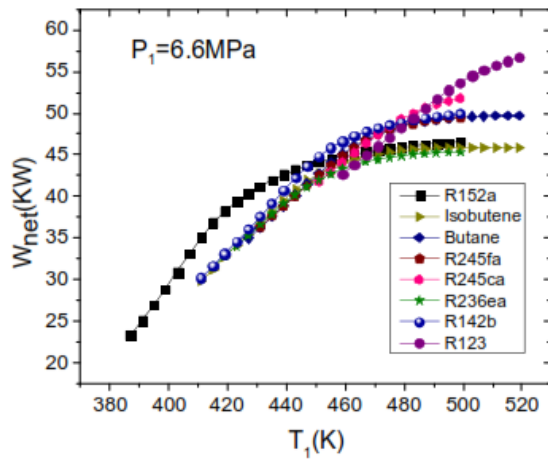


**Gambar 2.11** Diagram T-s *Organic Rankine Cycle* pada Kondisi *Supercritical*

suhu 510K kerja yang dihasilkan cenderung konstan ditunjukkan pada Gambar 2.12(a). Sedangkan pada Gambar 2.12(b) menunjukkan bahwa R152a dapat digunakan



(a)



(b)

**Gambar 2.12 Hubungan Suhu dan Kerja dari 18 Fluida Kerja**

ketika suhu berkisar 390K dan terus naik signifikan hingga suhu 440K.

Pemilihan fluida kerja untuk *Organic Rankine Cycle* yang menggunakan *Low Grade Waste Heat* dilihat dari berbagai parameter yakni daya turbin maksimum, efisiensi maksimum, kebutuhan *total heat transfer* yang minimal dan *expander size* yang minimal. Penulis merekomendasikan penggunaan R – 152a dan R – 143a sebagai fluida kerja.

### **2.7.3 Perancangan Termal Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG) pada Industri Floating Glass.**

Penelitian yang dilakukan oleh Punjung Fathiri (2016) adalah memanfaatkan panas buang dari industri menjadi energi listrik. Penelitian ini membandingkan efisiensi dan daya turbin yang dihasilkan dengan memodelkan dua sistem *Waste Heat Recovery Power Generation* yaitu sistem WHRPG *single pressure* dan WHRPG *dual pressure*.

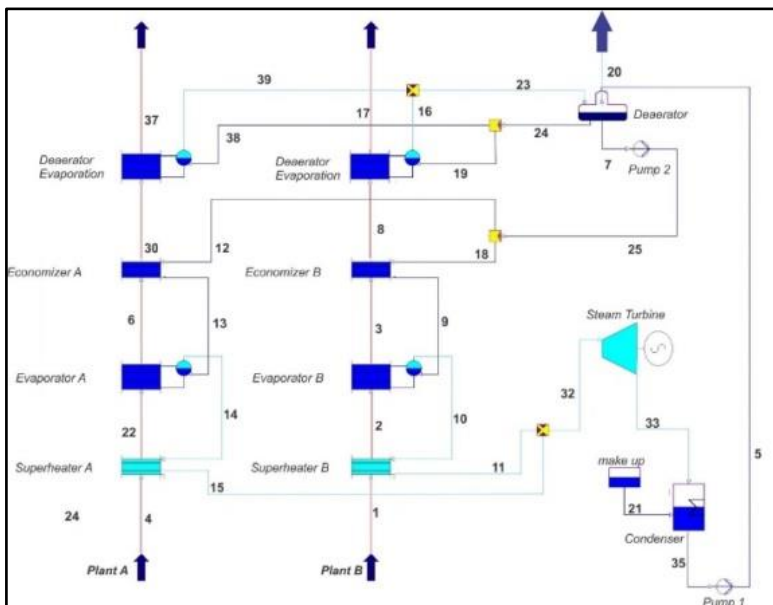
Penulis melakukan variasi *pinch point* mulai dari 5°C, 10°C, 15°C, 20°C, dan 30°C. Nilai tekanan sistem dijaga konstan, ketika melakukan variasi temperatur *pinch point*. Selain itu variasi tekanan saturasi air dilakukan dengan nilai tekanan awal 1 MPa dan dinaikan hingga tekanan 10 MPa. Ketika variasi tekanan dilakukan, nilai *pinch point* pada evaporator dijaga konstan.

*Software* yang digunakan untuk membantu proses simulasi dan analisis adalah *Gate Cycle*. Tabel 2. menunjukkan bahwa sistem *dual pressure* dapat menghasilkan daya yang lebih besar bila dibandingkan dengan sistem *single pressure*. Peningkatan sebesar 9% dari hasil pembangkitan dari sistem *single pressure* ke sistem *dual pressure*, namun efisiensi yang dihasilkan tidak naik signifikan.

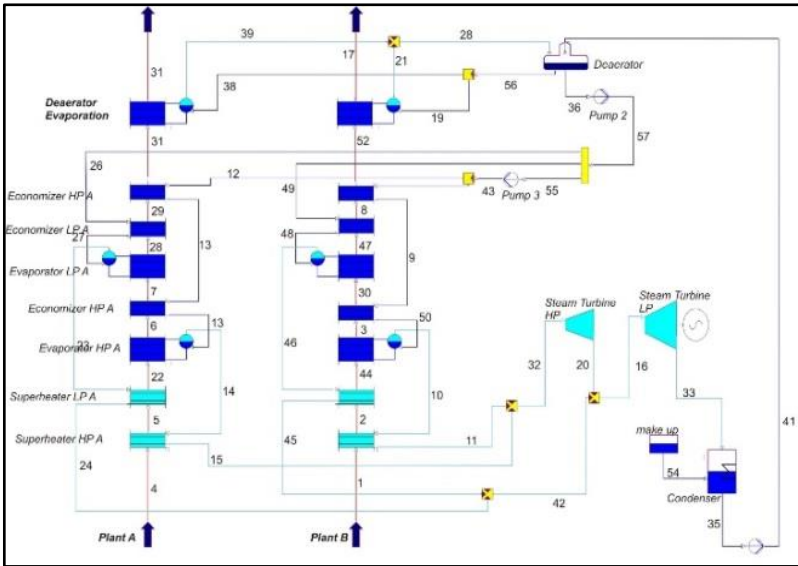


**Tabel 2.2 Perbandingan Daya yang Dihasilkan Sistem *Single Pressure* dan *Dual Pressure***

Aliran Massa	<i>Single Pressure</i>			<i>Dual Pressure</i>		
	$W_{\text{sistem}}$ [MW]	$T_{\text{stack}}$ [°C]	$\eta_{\text{Thermal}}$ [%]	$W_{\text{sistem}}$ [MW]	$T_{\text{stack}}$ [°C]	$\eta_{\text{Thermal}}$ [%]
Maksimal	5.34	155	31.82	5.82	126	31.94
Minimal	4.82	156	31.91	5.25	127	31.99
Normal	5.09	156	31.90	5.56	126	31.99



**Gambar 2.13 Sistem WHRPG Single Pressure**



**Gambar 2.14 Sistem WHRPG Dual Pressure**

## **BAB III METODOLOGI**

### **3.1 Metodologi Penelitian**

Tahapan yang akan dilakukan dalam penelitian untuk merancang dan analisis pembangkit dengan menggunakan panas terbuang dari proses produksi kaca di PT. Asahimas Flat Glass, Tbk. adalah:

1. Studi Kasus

Proses desain dari pembangkit tenaga panas terbuang suatu industri perlu dievaluasi terhadap potensi panas terbuang yang tersedia. Hal tersebut perlu dilakukan agar diperoleh desain yang optimal.

2. Studi Literatur

Studi literatur yang berkaitan dengan proses industri kaca, perancangan sistem HRSG, perhitungan *thermal efficiency*, *net Power Output* dan *net heat rate* dilakukan untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas. Serta analisis menggunakan *software Cycle Tempo*. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal internasional dan penelitian yang berkaitan dengan topik permasalahan yang akan diteliti.

3. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Data yang berkaitan dengan potensi panas terbuang dari industri diperlukan sebagai dasar untuk proses desain dan analisis pembangkit listrik dan dibuat serta disimulasikan menggunakan *software Cycle Tempo*. Data yang digunakan adalah data hasil audit energi dari PT. Asahimas Flat Glass Tbk. di Krian, Sidoarjo.

4. Permodelan Pembangkit dengan *Software Cycle Tempo* dan Analisis Termodinamika.

Tahapan ini diawali dengan perancangan pembangkit menggunakan *software Cycle Tempo* dengan beberapa referensi desain pembangkit yang memanfaatkan panas terbuang industry. Hal yang dilakukan selanjutnya adalah

*trial-error* untuk mendapatkan konfigurasi pembangkit yang tepat dari permasalahan yang ada. Setelah sukses (tidak terdapat kesalahan), dilakukan proses *plotting* data efisiensi, daya turbin dan *net heat rate* pada desain yang telah dibuat.

#### 5. Simulasi Variasi Pembangkit

Setelah sistem yang dibuat pada *Cycle Tempo* berhasil (tidak ada *error*) selanjutnya hal yang dilakukan adalah mencari kondisi operasi yang tepat pada sistem pembangkit.

#### 6. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah proses perhitungan dan simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data hasil simulasi akan diolah dalam bentuk grafik dan tabel untuk dianalisis secara kuantitatif maupun kualitatif dan kedua parameter tersebut diperoleh hasil berupa karakteristik optimum dari pembangkit yang dibuat.

#### 7. Penyusunan Laporan

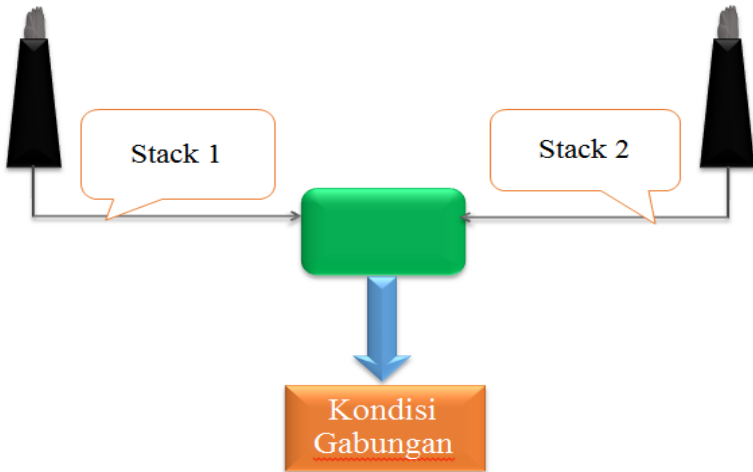
Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian ini kemudian disusun dalam bentuk yang sistematis.

## 3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data

### 3.2.1 Data *Flue Gas*

Data pendukung yang digunakan dalam penelitian ini sama dengan data yang digunakan oleh peneliti terdahulu yaitu Punjung Fathiri (2016). Data pendukung memiliki peranan yang penting sebagai dasar dalam proses perancangan desain pembangkit yang memanfaatkan sumber potensi panas terbuang pada industri kaca PT Asahimas Flat Glass, Tbk, Krian, Sidoarjo. Data yang digunakan berasal dari laporan penelitian audit energi yang dilakukan pada tahun 2014.

Tabel 3.1 merupakan laporan audit energi yang diperoleh adalah: komposisi kimia, aliran massa dan temperature dari *flue gas*. Selain itu laporan audit menunjukkan potensi energi yang dapat dimanfaatkan dari panas yang terbuang disana. Dengan



**Gambar 3.1 Blok Diagram untuk Penggabungan Kondisi Stack**

spesifikasi *flue gas* tersebut, maka dapat dihitung potensi panas yang dapat dimanfaatkan sebagai sistem pembangkit.

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (T_1 - T_2)$$

dengan:  $T_1$  : Temperatur *flue gas* masuk sistem *condensing turbine* (°C)

$T_2$  : Temperatur *flue gas* keluar sistem *condensing turbine* (°C)

Penggunaan batasan temperatur keluar sistem *condensing turbine* sebesar 120°C untuk menghindari adanya pengembunan dari sulfur. Sumber panas yang digunakan merupakan massa dan temperatur *flue gas* gabungan dari setiap *stack*. Gambar 3.1 merupakan skema blok diagram untuk menentukan nilai temperatur *flue gas* gabungan sebagai sumber panas pada sistem.

a. Q gabungan

$$Q_{gab} = Q_{stack1} + Q_{stack2} \dots\dots\dots(4.1)$$

$$\dot{m}_{gab} \cdot cp \cdot (T_{gab} - T_{stack}) = \dot{m}_{stack1} \cdot cp \cdot (T_1 - T_2) +$$

$$\dot{m}_{stack2} \cdot cp \cdot (T_1 - T_2)$$

$$43 \frac{kg}{s} x (T_{gab} - 120) = 22 \frac{kg}{s} x (475 - 120) +$$

$$21 \frac{kg}{s} x (510 - 120)$$

$$(T_{gab} - 120) = 373 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{gab} = 493 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

b. Potensi daya

$$\dot{Q}_{A1} = (\dot{m}_{gab}) cp (T_{gab} - T2) \dots\dots\dots (4.2)$$

$$= (43.55) 1.1 (493 - 120)$$

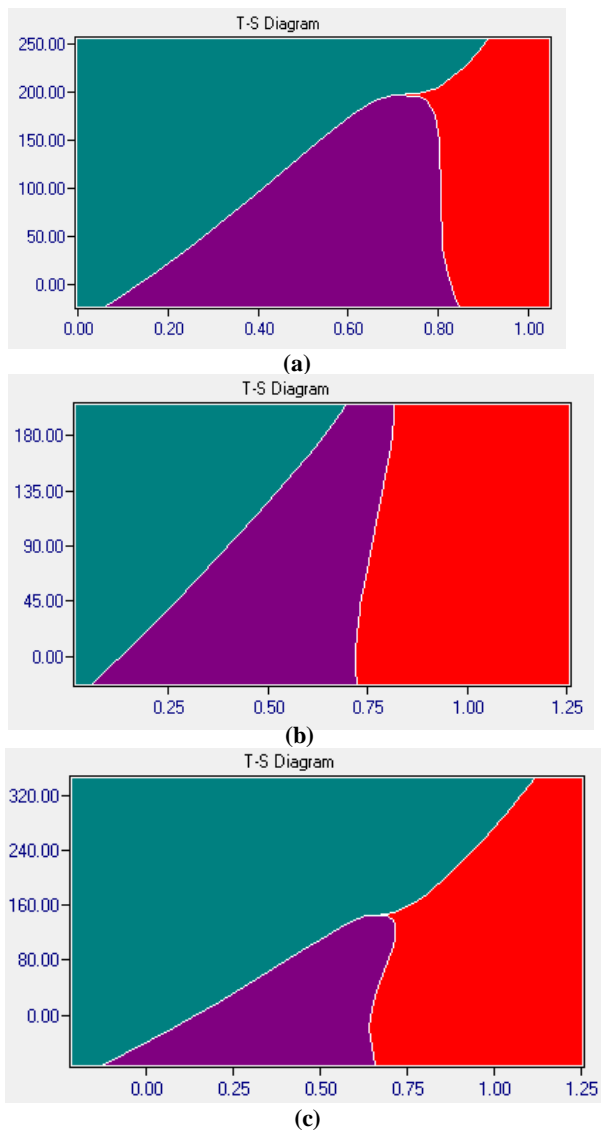
$$= 17.64 \text{ MW}$$

**Tabel 3.1 Laporan Audit Energi PT Asahimas Flat Glass, Tbk. Tahun 2014**

<i>Plant</i>	A1	A2	Satuan
Konsumsi BBG pada <i>furnace</i>	3.880	3.985	Nm <sup>3</sup> /h
Massa <i>flue gas</i> hasil pembakaran (m)	79.718	77.225	kg/h
Excess Air	44	35	%
Temperatur <i>Flue gas</i> (T)	475	510	C
Kalor spesifik <i>flue gas</i> (Cp)	0,2609	0,262	kCal/kg C
	1,089095	1,08784	kJ/kg C
Potensi heat recovery (Q) (T-120)	8.561,46	9.100,91	kW
<b>Kandungan <i>Flue Gas</i></b>			
- CO <sub>2</sub>	10.8	11.45	%
- H <sub>2</sub> O	8,57	9,09	%
- N <sub>2</sub>	72,99	72,82	%
- O <sub>2</sub>	6,81	5,82	%
- lain-lain	0,82	0,82	%

Langkah selanjutnya adalah mengolah data di atas dan melakukan permodelan dengan referensi pembangkit yang diinginkan

### 3.2.2 Data Refrigeran



**Gambar 3.2 Diagram T-s (a) R11 (b) R113 (c) R114**

Penelitian kali ini refrigeran yang digunakan adalah R-11, R-113 dan R-114. Berikut data-data yang dimiliki setiap refrigeran.

A. R-11

Refrigeran 11 memiliki susunan molekul yang bernama Trichloromonofluoromethane ( $\text{CCl}_3\text{F}$ ). Refrigeran ini memiliki karakteristik fisik yakni stabil, tidak beracun, tidak korosif dan tidak mudah terbakar. Pada tekanan 1 atmosfer, titik didih R-11 adalah  $23.8^\circ\text{C}$ .

B. R-113

R-113 merupakan refrigeran yang memiliki titik didih  $47.6^\circ\text{C}$  pada tekanan 1 atmosfer. Refrigeran ini memiliki stabilitas yang baik dan tidak korosif serta tidak beracun.

C. R-114

Refrigeran ini memiliki titik didih sebesar  $3.8^\circ\text{C}$  pada tekanan 1 atmosfer. R-114, Dichlorotetrafluoroethane ( $\text{ClF}_2\text{C}-\text{CClF}_2$ ), memiliki sifat tidak berwarna, tidak dapat meledak namun tidak berbau, tidak korosif, tidak berbau dan strukturnya sangat stabil.

Gambar 3.1 menunjukkan diagram T-s dari setiap jenis refrigeran. R-11 dan R-113 ditunjukkan pada gambar 3.1a dan 3.1b, sedangkan diagram T-s pada gambar 3.1c merupakan diagram dari R-114. Perbedaan bentuk diagram T-s, perbedaan titik kritis, dan fluida kerja dapat mencapai temperatur *evaporating* yang cukup tinggi merupakan dasar dari pemilihan variasi fluida kerja pada ORC.

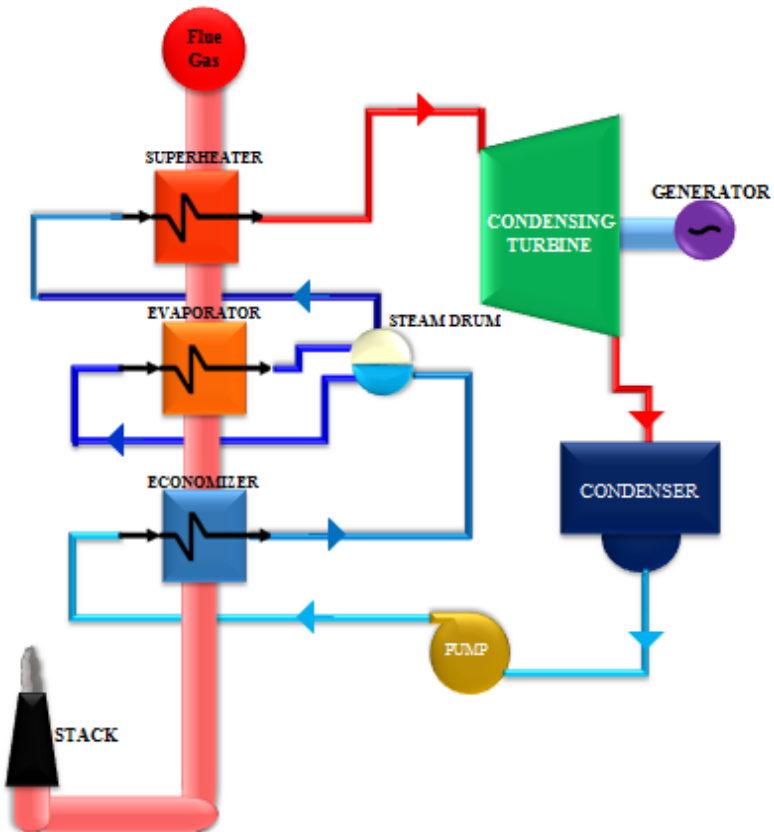
### 3.3 Tahap Permodelan

Setelah mendapatkan data *flue gas* dan menentukan variasi refrigeran yang akan digunakan pada sistem, maka dibuat permodelan sistem. Pada gambar 3.3 menunjukkan skema siklus uap dengan *condensing turbine* atau dapat dinamakan Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG). Skema ini menunjukkan

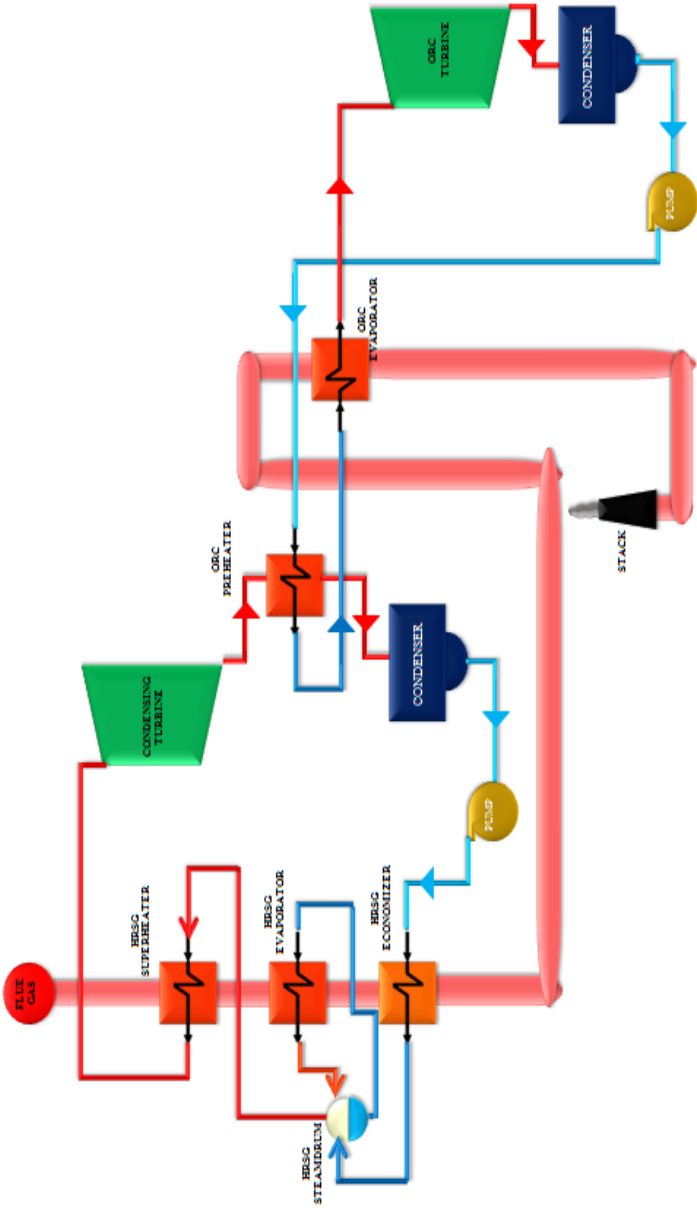


uap dari HRSG digunakan untuk menghasilkan daya dan uap tersebut langsung dikondensasi dan dipompa kembali.

Gambar 3.4 menunjukkan uap dari HRSG digunakan untuk membangkitkan daya turbin kemudian uap yang keluar dari turbin digunakan untuk memanaskan fluida kerja refrigeran terlebih dahulu. Fluida kerja tersebut dipanaskan kembali oleh *flue gas* dari economizer hingga keadaan



Gambar 3.3 Siklus Uap dengan *Condensing Turbine*

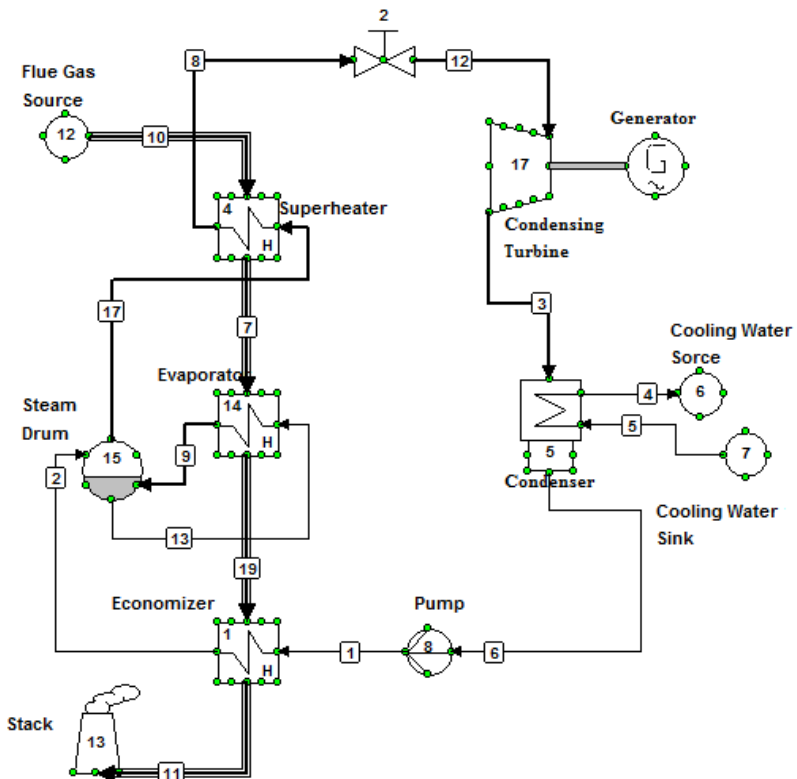


Gambar 3.4 Skema Combined Cycle Menggunakan Preheat pada ORC

superheat, kemudian refrigeran dalam bentuk uap digunakan untuk membangkitkan daya pada ORC.

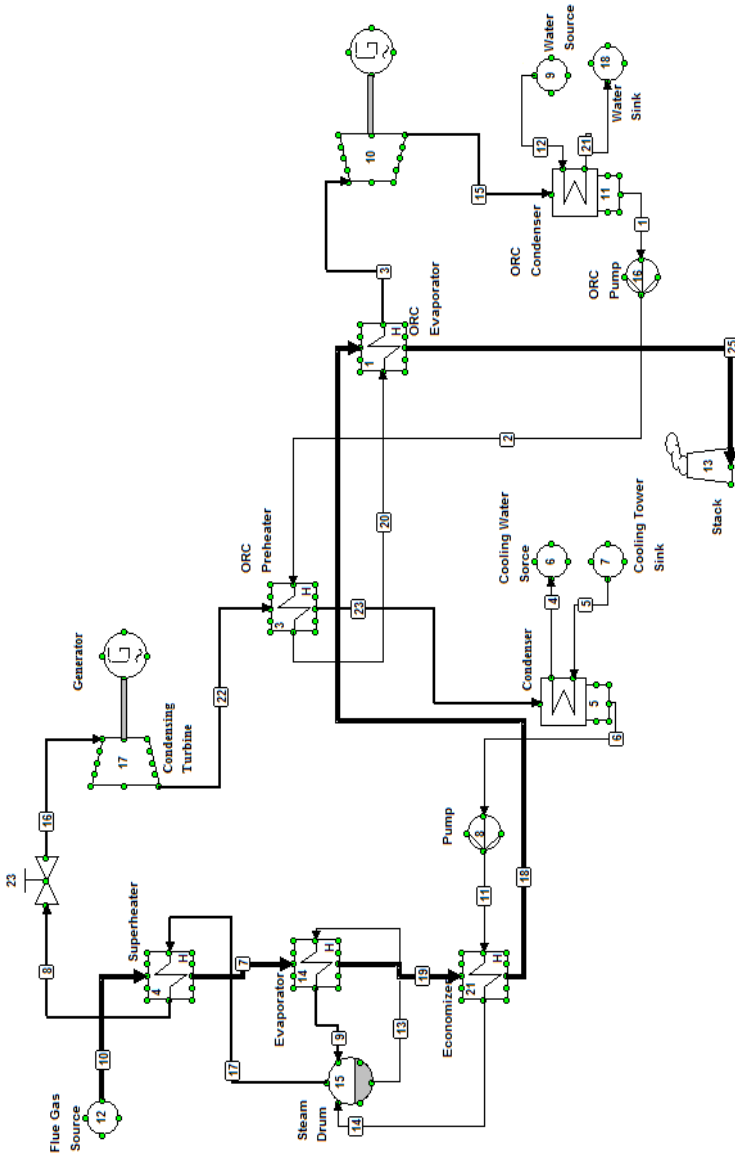
### 3.3.1 Permodelan *Cycle Tempo* untuk Siklus Uap *Condensing Turbine*

Skema yang telah disusun, diaplikasikan pada software *Cycle Tempo* menjadi seperti gambar 3.4 dan 3.5.



Gambar 3.5 *Cycle Tempo* untuk HRSG *Condensing Turbine*

### 3.3.2 Permodelan *Cycle Tempo* untuk *Combined Cycle*

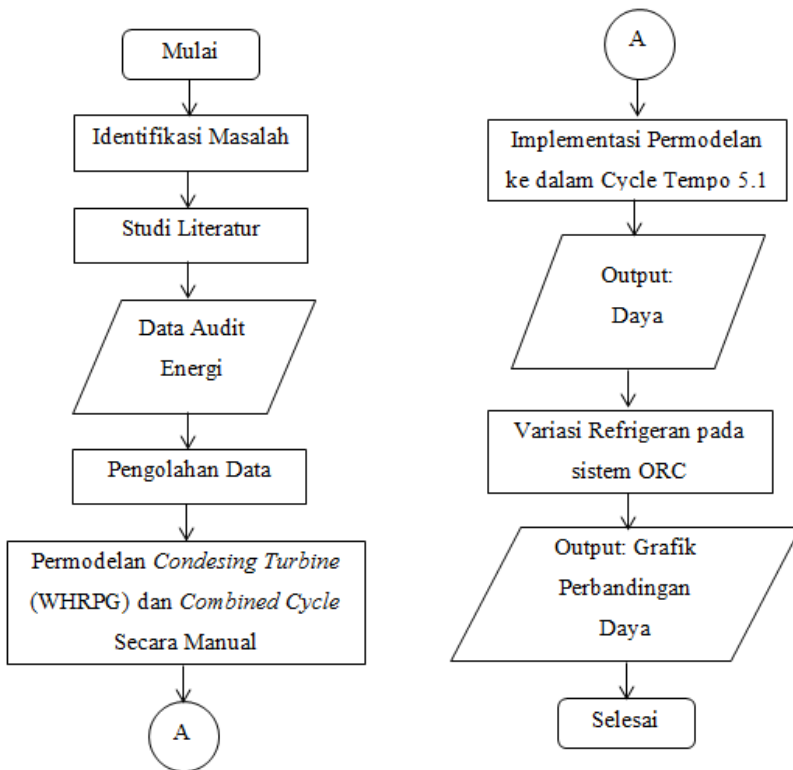


Gambar 3.6 *Cycle Tempo* untuk *Combined Cycle*

Input yang dikondisikan tetap adalah:

No	Komponen	Parameter	Data Input	Satuan
1	<i>Flue gas source</i>	<i>Flue gas</i> masuk sistem HRSG meliputi: Mass flow rate (m) Temperatur (T)	43 493	kg/s °C
2	<i>Stack</i>	<i>Flue gas</i> keluar dari sistem HRSG meliputi: Temperatur (T)	158	°C
3	<i>Condensing Turbine</i>	Fluida kerja yang keluar dari turbin dalam keadaan <i>saturated</i> : Temperatur (T) Tekanan (P)	53.97 0.15	°C bar
4	<i>HRSG Evaporator</i>	<i>Flue gas</i> yang keluar dari evaporator	255	°C

### 3.4 Flowchart



### 3.5 Hasil Pemodelan

Untuk mendapatkan konfigurasi yang optimal untuk sistem combined cycle, maka tugas akhir ini akan meneliti dampak dari laju alir massa uap, temperatur *evaporating* pada ORC dan temperatur *flue gas* di *stack* pada sistem. Variasi laju alir massa uap dilakukan mulai 4.3 kg/s, 4.6 kg/s, dan 5 kg/. Pada saat dilakukan variasi laju alir massa uap, nilai temperatur *evaporating* dan temperature *flue gas* pada *stack* dijaga konstan. Untuk variasi temperatur *evaporating*, nilai temperatur akan dinaikan menjadi 160°C. Dampak dari variasi temperatur *flue gas*

pada *stack* juga divariasi dengan menurunkan nilai temperatur menjadi 120°C.

Variasi jenis fluida kerja pada ORC juga dilakukan yaitu dengan menggunakan tiga jenis refrigeran. Refrigeran yang digunakan adalah R-11, R-113, dan R-14. Ketiga jenis refrigeran tersebut akan dioperasikan dengan menjaga temperatur *evaporating* yang konstan namun memvariasikan temperatur masuk turbin. Nilai temperatur masuk turbin bervariasi yaitu 150°C, 170°C dan 200°C.

**Tabel 3.2 Variasi yang Dilakukan**

No	Sistem	Laju Alir Massa Uap (kg/s)	Temperatur <i>Evaporating</i> (°C)	Temperatur <i>Flue Gas</i> pada <i>Stack</i> (°C)	Jenis Refrigeran	Turbine Inlet Temperature (°C)
1	Condensing Turbine	4.3 ; 4.6 ;5	140	158	R-11 R-113 R114	150, 170, 200
2		4.3 ; 4.6 ;5	140	158	R-11 R-113 R114	150, 170, 200
3	Combined Cycle	4.3 ; 4.6 ;5	160	158	R-11 R-113	* 170, 185, 200
4		4.3 ; 4.6 ;5	140	120	R-11 R-113 R114	150, 170, 200

\*Catatan: R-114 tidak digunakan karena titik kritis berada pada 143°C

Luaran yang didapatkan dari variasi tersebut adalah perbandingan performa antara *condensing turbine* dan *combined cycle*. Perbandingan performa tersebut akan digambarkan dalam bentuk grafik. Grafik yang disajikan merupakan hubungan Turbine Inlet Temperature (TIT) dan daya bangkitan untuk setiap kondisi laju alir massa uap dengan menggunakan beberapa jenis refrigeran. Hasil yang diharapkan adalah performa *combined cycle* lebih tinggi dari performa *condensing turbine*.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## **BAB IV PEMBAHASAN**

Bab ini membahas hasil simulasi numerik tentang pengaruh massa uap sisi HRSG terhadap performa *Organic Rankine Cycle*. Kemudian akan dibahas pengaruh perbedaan keluaran *stack* terhadap performa *Organic Rankine Cycle*. Simulasi telah dilakukan dengan menggunakan *software Cycle Tempo* versi 5.1, kemudian data hasil simulasi *Cycle Tempo* diolah. Hasil pengolahan data tersebut disajikan secara kuantitatif berupa grafik dan tabel. Data yang disajikan akan dianalisis berdasarkan pengaruh perbedaan variabel *independent* terhadap variabel *dependent*. Hal ini meliputi:

1. Pengaruh variasi laju aliran massa uap pada sisi WHRPG terhadap performa ORC dengan menjaga temperatur *evaporating* ORC konstan.
2. Pengaruh variasi temperatur *evaporating* ORC terhadap performa ORC.
3. Pengaruh variasi temperatur *stack* terhadap performa ORC dengan menjaga temperatur *evaporating* ORC konstan.

### **4.1 Analisis Potensi Panas Terbuang PT Asahimas.**

#### **4.1.1 Analisis Kandungan *Flue Gas***

Data utama yang digunakan sebagai dasar dalam proses perancangan pembangkit adalah potensi panas buang pabrik keluaran *area furnace*. Data hasil analisis dan perhitungan *flue gas* pabrik meliputi kandungan dan temperatur *flue gas* yang tertulis dalam laporan audit energi milik PT Asahimas sebagai berikut:

**Tabel 4.1 Komposisi flue gas pada line produksi A1 dengan excess air 44%**

Komposisi	Massa (kg)	Kandungan (%)	Cp (kCal/kg°C)
CO <sub>2</sub>	2.219	10.80	0.2007
H <sub>2</sub> O	1.762	8.57	0.4800
N <sub>2</sub>	15.00	72.99	0.2482
O <sub>2</sub>	1.399	6.81	0.2197
Lain-lain	0.169	0.82	0.2300
Rata-rata	20.55	100	0.2609

Tabel 4.1 menunjukkan bahwa *flue gas* untuk hasil pembakaran 1Nm<sup>3</sup> BBG *excess air* 44 % adalah 20,55 kg dan Cp 0,2609 kCal/kg.

**Tabel 4.2 Komposisi flue gas pada line produksi A2 dengan excess air 35%**

Komposisi	Massa (kg)	Kandungan (%)	Cp (kCal/kg°C)
CO <sub>2</sub>	2.219	11.45	0.2007
H <sub>2</sub> O	1.762	9.09	0.4800
N <sub>2</sub>	14.11	72.82	0.2482
O <sub>2</sub>	1.129	5.82	0.2197
Lain-lain	0.158	0.82	0.2300
Rata-rata	19.38	100	0.2620

Didapatkan bahwa *flue gas* untuk hasil pembakaran 1 Nm<sup>3</sup> BBG *excess air* 35 % adalah 19,38 kg dan Cp 0,2620 kCal/kg

#### 4.1.2 Analisis Fluktuasi Besar Aliran Flue Gas Produksi

Tabel 4.1 dan Tabel 4.2 menjelaskan tentang kebutuhan bahan bakar pada area *furnace glass* masing-masing *line* produksi di pabrik Asahimas. Data tersebut diperoleh pada saat operasi pabrik bulan Januari hingga April 2014. Tabel tersebut menunjukkan pada *line* produksi A1 konsumsi bahan bakar terbesar terjadi dalam bulan April dengan konsumsi sebesar 3.929,30 Nm<sup>3</sup>/jam. Konsumsi bahan bakar terendah terjadi pada

saat bulan Pebruari dengan konsumsi sebesar 3.778,70 Nm<sup>3</sup>/jam dan konsumsi rata-rata bahan bakar adalah sebesar 3.880,3 Nm<sup>3</sup>/jam. Sedangkan pada *line* produksi A2 diketahui konsumsi bahan bakar terbesar terjadi pada bulan April dengan konsumsi bahan bakar sebesar 4.309,80 Nm<sup>3</sup>/jam dan konsumsi terkecil terjadi pada bulan Pebruari dengan konsumsi bahan bakar sebesar 3.670,70 Nm<sup>3</sup>/jam. Rata-rata konsumsi bahan bakar pada *line* produksi A2 adalah sebesar 3.985,1 Nm<sup>3</sup>/jam.

**Tabel 4.3 Penggunaan BBG untuk *furnace* A1**

Bulan	Januari	Pebruari	Maret	April
Satuan	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>
Penggunaan per bulan	2,897,39 1.2	2,539,27 6.3	2,915,794 .2	2,829,08 2.3
Penggunaan per hari	93,464.2 0	90,688.4 0	94,057.90	94,302.7 0
penggunaan per jam	3,894.30	3,778.70	3,919.10	3,929.30

**Tabel 4.4 Penggunaan BBG untuk *furnace* A2**

Bulan	Januari	Pebruari	Maret	April
Satuan	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>	Nm <sup>3</sup>
Penggunaan per bulan	2,773,247. 4	2,466,693. 9	3,148,901. 3	3,103,046. 3
Penggunaan per hari	89,459.60	88,096.20	101,577.5 0	103,434.9 0
penggunaan per jam	3,727.50	3,670.70	4,232.40	4,309.80

Dengan data konsumsi bahan bakar pabrik dan kebutuhan udara pembakaran tiap satuan bahan bakar, maka diperoleh massa *flue gas* keluar *furnace* sebagai berikut:

**Tabel 4.5 Aliran Massa Bahan Bakar dan *Flue Gas* Area Pembakaran**

Line Produksi	A1		A2	
	Bahan Bakar	<i>Flue Gas</i>	Bahan Bakar	<i>Flue Gas</i>
Satuan	Nm <sup>3</sup>	kg /hr	Nm <sup>3</sup>	kg /hr
Alir Massa Terbesar	3,929.30	80747	4,309.80	83523.9
Alir Massa Terkecil	3,778.70	77652	3,670.70	71138.1
Alir Massa Rata-rata	3,880.00	79718	3,985.00	77229.3

#### 4.1.3 Analisis Potensi *Flue Gas*

Dengan spesifikasi *flue gas* tersebut, maka dapat dihitung potensi panas yang dapat dimanfaatkan sebagai sistem pembangkit.

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (T_1 - T_2)$$

dengan:  $T_1$  : Temperatur *flue gas* masuk WHRPG (°C)

$T_2$  : Temperatur *flue gas* keluar WHRPG (°C)

Penggunaan batasan temperatur keluar sistem WHRPG sebesar 120°C untuk menghindari adanya pengembunan dari sulfur. Sumber panas yang digunakan merupakan massa dan temperatur *flue gas* gabungan dari setiap *stack* (persamaan 3.1 dan 3.2). Gambar 4.1 merupakan skema blok diagram untuk menentukan nilai temperatur *flue gas* gabungan.

a. Q gabungan

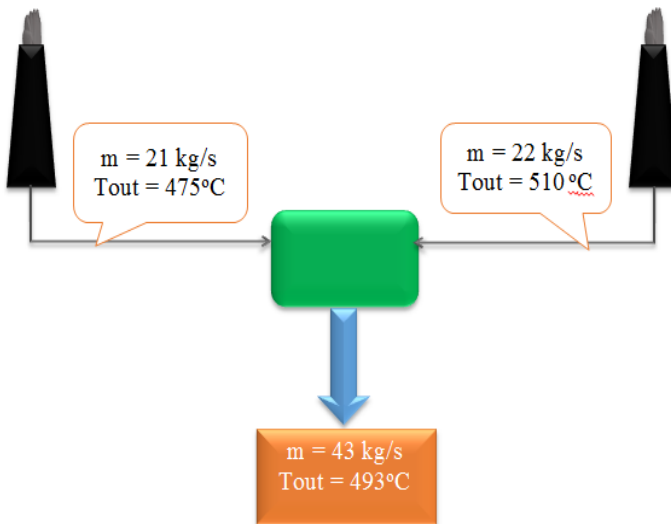
$$\begin{aligned}
 Q_{gab} &= Q_{stack1} + Q_{stack2} \\
 \dot{m}_{gab} \cdot cp \cdot (T_{gab} - T_{stack}) &= \dot{m}_{stack1} \cdot cp \cdot (T_1 - T_2) + \\
 &\dot{m}_{stack2} \cdot cp \cdot (T_1 - T_2) \\
 43 \frac{kg}{s} \times (T_{gab} - 120) &= 22 \frac{kg}{s} \times (475 - 120) + \\
 21 \frac{kg}{s} \times (510 - 120) \\
 (T_{gab} - 120) &= 373 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 T_{gab} &= 493 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

b. Potensi daya

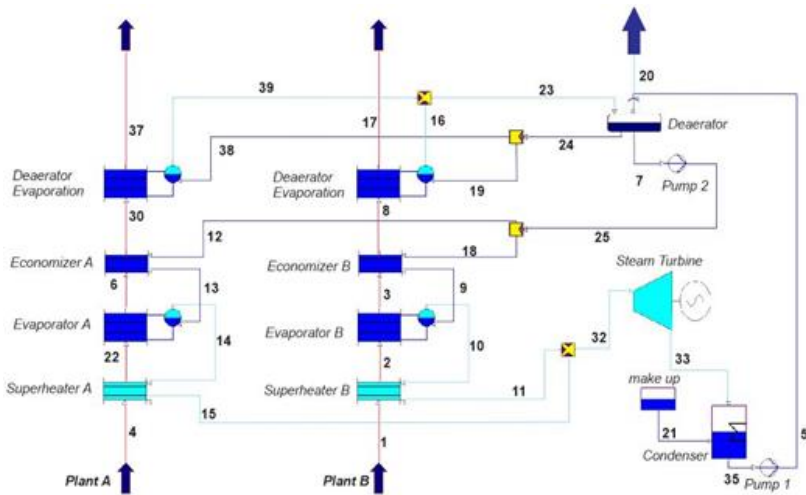
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{A1} &= (\dot{m}_{gab}) cp (T_{gab} - T_2) \\ &= (43.55) 1.1 (493 - 120) \\ &= 17.64 \text{ MW} \end{aligned}$$

#### 4.2 Analisis Pemodelan Sistem Pembangkit Tenaga

Sebelum dilakukan analisis terhadap performa sistem pembangkit, pemodelan harus dibuat dengan menggunakan bantuan *software Cycle Tempo 5.1*. Pembuatan model pada *software Cycle Tempo 5.1* menggunakan beberapa referensi pembangkit yang sudah beroperasi saat ini. Salah satu acuan yang digunakan adalah pembangkit *Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG)* dari referensi (Fathiri and Prabowo 2016). Pemodelan yang dipilih adalah sistem *WHRPG single pressure* dan disusun menggunakan *software GateCycle*. Beberapa komponen utama yang digunakan pada *WHRPG* adalah *steam*



**Gambar 4.1 Blok Diagram untuk Penggabungan Kondisi**



**Gambar 4.2** Pemodelan WHRPG menggunakan *GateCycle*

*turbine*, sistem HRSG, pompa, *deaerator*, dan *condenser*. Sedangkan untuk komponen penyusun HRSG adalah *superheater*, *evaporator*, dan *economizer*.

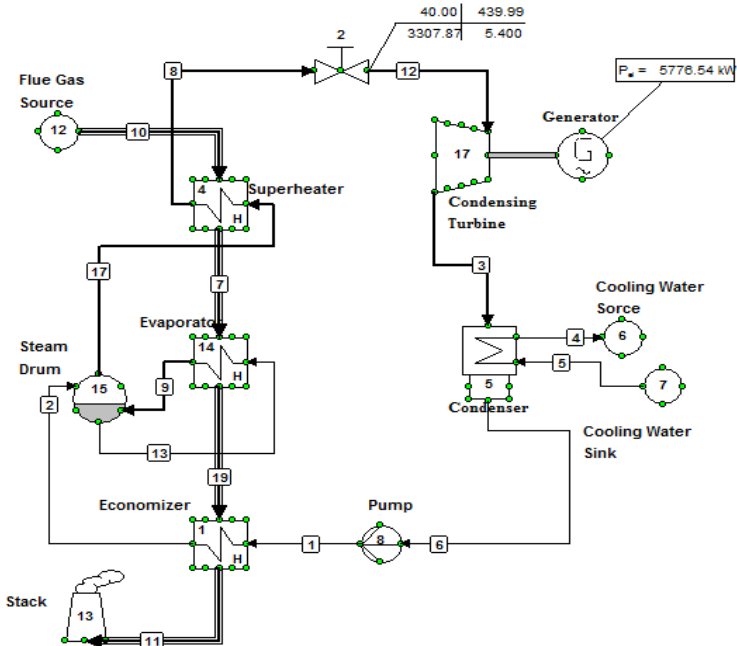
Proses produksi kaca di PT Asahimas dilakukan pada dua *line*, sehingga pada model WHRPG yang dirancang oleh **Punjung Fathiri** terdiri dari dua *superheater*, dua *evaporator*, dan dua *economizer* yang terpisah. Pemodelan WHRPG yang akan disusun pada *Cycle Tempo 5.1* akan sedikit berbeda. WHRPG tersusun atas beberapa komponen, diantaranya adalah satu *superheater*, satu *evaporator*, dan satu *economizer*. Tujuan dari WHRPG adalah memanfaatkan panas yang dibuang melalui *stack* untuk dimanfaatkan menjadi energi listrik. Sehingga, pemodelan WHRPG tiap *stack* memiliki satu sistem. Uap hasil dari dua sistem HRSG A dan B kemudian dicampur melalui *mixer* sebelum memasuki *steam turbine*. Setelah diekspansi dan memproduksi energi listrik, kemudian uap campuran dialirkan menuju kondensor untuk dilakukan proses kondensasi uap.

#### 4.2.1 Pemodelan *Condensing Turbine*

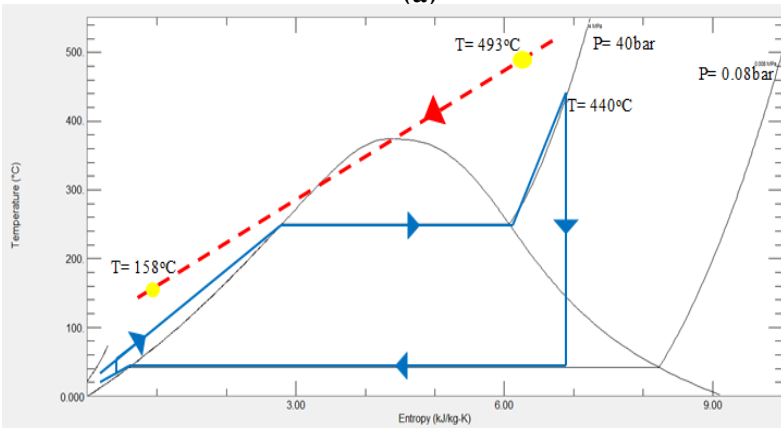
PT. Asahimas memiliki dua *stack* sebagai komponen untuk membuang *waste heat* ke atmosfer. Keduanya memiliki potensi yang cukup besar untuk dimanfaatkan menjadi energi listrik. Pemodelan yang dilakukan pada *software Cycle Tempo 5.1* menggunakan satu sistem *condensing turbine* yang terdiri dari satu *Superheater*, satu *Evaporator*, dan satu *Economizer*, sehingga sumber panas yang digunakan merupakan *waste heat* gabungan dari *stack line* produksi A1 dan *stack line* produksi A2. Perhitungan pada persamaan 4.1 merupakan kondisi gabungan yang diinginkan ketika keluar *stack* maksimum pada 120°C.

Gambar 4.3(a) merupakan susunan model *condensing turbine* menggunakan *software Cycle Tempo 5.1*. Hal tersebut dilakukan karena tujuan utama dari pembangkit ini adalah memanfaatkan panas yang dibuang melalui *stack*. *Waste heat* yang berupa *flue gas* keluar dari *stack* akan masuk pada *Superheater* kemudian dialirkan menuju *Evaporator*. Setelah dari *Evaporator*, *flue gas* diteruskan menuju *Economizer* dan dibuang melalui *stack*. Pada sisi *steam*, fluida yang telah dipanaskan di *Superheater* akan memasuki *steam turbine*. Setelah diekspansi dan menghasilkan energi listrik, uap campuran dialirkan menuju kondensor untuk dilakukan proses kondensasi uap. Ketika fluida kembali menjadi cair, maka air dipompa menuju *Economizer* lalu mengalami pemanasan secara bertahap dari *Economizer*, *Evaporator*, dan kembali ke *Superheater*. Gambar 4.3(b) merupakan penggambaran proses pada *condensing turbine* dalam diagram T-s.

Gambar 4.4 merupakan distribusi temperatur pada kondisi sistem *condensing turbine* yang telah dimodelkan pada *software Cycle Tempo 5.1*. Tekanan pada sisi *steam* dijaga konstan yaitu sebesar 40 bar dengan temperatur masuk turbin konstan 440°C. Pada *evaporator*, *pinch point* dijaga tetap sebesar 5°C. *Pinch point* adalah selisih antara temperatur *evaporating* pada *steam* dengan temperatur keluar *flue gas* di *evaporator*. Sehingga, temperatur *evaporating steam* sebesar 250°C dan



(a)



(b)

**Gambar 4.3 (a) Pemodelan *Condensing Turbine* (b) Diagram T-s pada *Condensing Turbine***



temperatur keluar *flue gas* sebesar 255°C. Dengan menggunakan *software Cycle Tempo 5.1*, *condensing turbine* yang telah dimodelkan menghasilkan daya maksimum sebesar 5.57 MW dengan temperatur pada *stack* sebesar 158°C.

- Mencari kondisi *enthalpy* keluar dari *economizer* pada sisi *steam*.

$$Q_{flue\ gas} = Q_{evaporator\ (steam\ side)} \dots\dots\dots(4.3)$$

$$m_{fluegas} \cdot cp \cdot (T_{fluegas\ in} - T_{flue\ gas\ out\ evap}) =$$

$$m_{steam} \cdot (h_{in\ turbine} - h_{out\ economizer})$$

$$43 \cdot (1.185 \times 493) - (1.1 \times 255) = m_{steam} \cdot (3307 - h_{out\ economizer})$$

$$h_{out\ economizer} = \dots\dots\dots$$

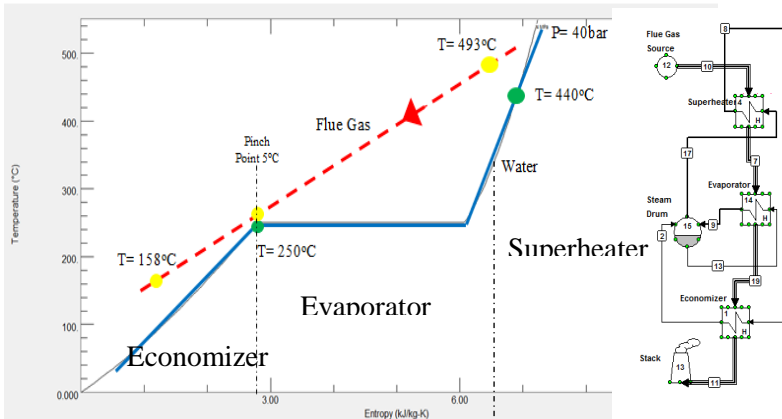
- Mencari temperatur *stack* (*Balance Energy* pada *Economizer*)

$$Q_{economizer\ (water)} = Q_{economizer\ (flue\ gas)} \dots\dots\dots (4.4)$$

$$m_{steam} (h_{out\ economizer} - h_{pump}) =$$

$$m_{flue\ gas} \cdot cp (T_{flue\ gas\ out\ evap} - T_{stack})$$

$$m_{steam} (h_{out\ economizer} - 171.7) = 43 \cdot 1.1 (255 - T_{stack})$$

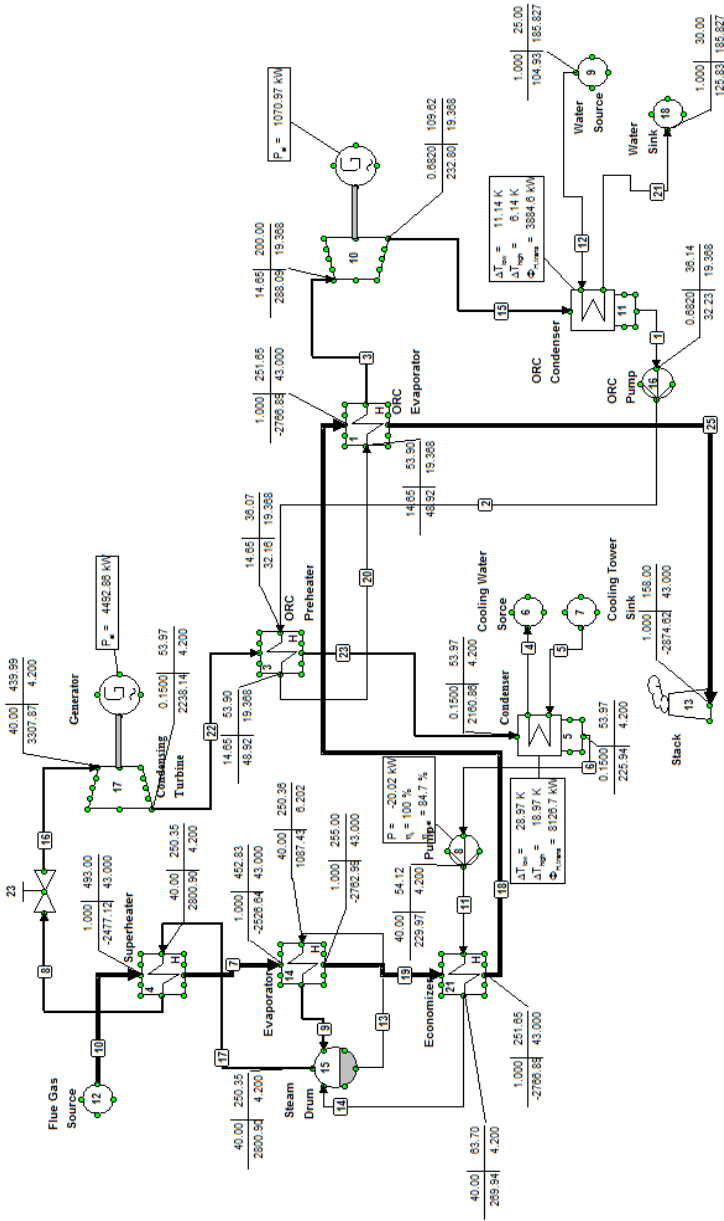


**Gambar 4.4 Distribusi Temperatur pada *Condensing Turbine***

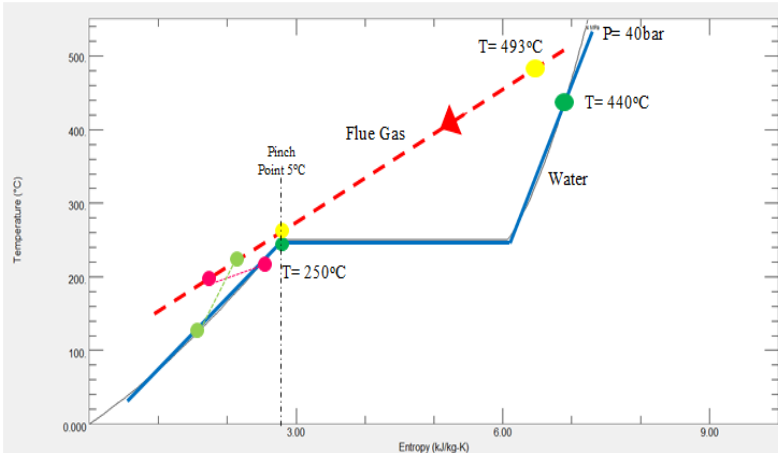
Persamaan 4.3 dan 4.4 merupakan persamaan *heat balance* dari sistem *condensing turbine*. Hal ini bertujuan untuk menemukan kondisi yang tepat pada *economizer*. Sehingga hasil dari perhitungan ini, temperatur *economizer* berbeda – beda untuk tiap laju alir massa uap yang dialirkan. Semakin kecil laju alir massa uap yang mengalir maka temperatur keluar dari *economizer* pada sisi *flue gas* akan semakin besar. Sebaliknya, temperatur keluar dari *economizer* pada sisi *flue gas* akan semakin kecil jika laju alir massa uap yang mengalir semakin besar. Temperatur *flue gas* pada *stack* dan nilai *enthalpy* yang keluar dari *economizer* memiliki batas yaitu sebesar 255 °C dan 1085 kJ/kg. Temperatur 255°C merupakan temperatur *flue gas* yang keluar dari *evaporator*, sedangkan 1085 kJ/kg merupakan nilai *enthalpy* saat temperatur 250°C pada tekanan operasi 40 bar. Dengan batasan tersebut, maka temperatur *stack* antara 251°C – 158 °C.

#### 4.2.2 Pemodelan *Combined Cycle*

*Combined cycle* merupakan siklus kombinasi antara *condensing turbine* dengan *Organic Rankine Cycle (ORC)*. Komponen penyusun ORC adalah *evaporator*, turbin, kondensor, pompa dan *Preheater*. Penyusunan *combined cycle* dimulai dari *condensing turbine* terlebih dahulu, kemudian sisa panas dari *condensing turbine* akan digunakan sebagai sumber panas untuk *evaporator* pada ORC. Pada sisi refrigeran, fluida yang telah dipanaskan di evaporator akan memasuki turbin kemudian kemudian diekspansi. Setelah menghasilkan listrik, uap dari turbin memasuki kondensor untuk dilakukan proses kondensasi uap. Ketika fluida kembali menjadi cair, maka air dipompa menuju *preheater*. Gambar 4.5 menunjukkan salah satu komponen ORC, *preheater*, diletakan setelah *steam turbine*. Hal ini dilakukan agar fluida refrigeran yang telah dipompa mengalami pemanasan terlebih dahulu hingga suhu hampir sama dengan temperatur uap keluar dari *steam turbine*. Setelah refrigeran dipanaskan, fluida masuk ke *evaporator*. Pemasangan *preheater* akan memberikan keuntungan tersendiri terhadap performa ORC



Gambar 4.5 Pemodelan Combined Cycle

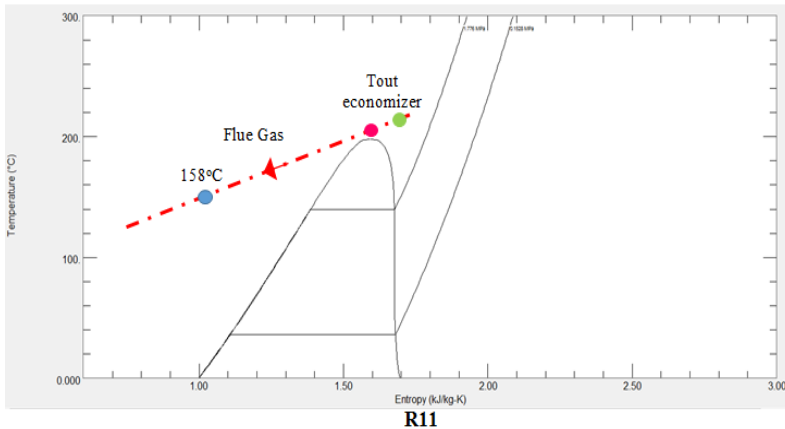


**Gambar 4.6 Distribusi Temperatur sisi WHRPG pada *Combined Cycle***

karena fluida yang masuk ke *evaporator* telah mengalami pemanasan terlebih dahulu. Sehingga, kalor lepas yang diberikan oleh *flue gas* dapat dimanfaatkan secara maksimal.

Sedangkan pada sisi *flue gas*, temperatur gas keluar dari *economizer* akan lebih besar dari kondisi *condensing turbine* agar dapat memanaskan *evaporator* pada ORC. Temperatur gas keluar dari *economizer* tergantung pada massa uap yang dialirkan pada *condensing turbine*. Agar mencapai kesetimbangan energi pada sisi *flue gas* maka temperatur *stack* pada *combined cycle* dijaga sama dengan temperatur *stack* pada *condensing turbine*. Gambar 4.6 menunjukkan apabila temperatur pada *flue gas* semakin rendah, maka temperatur keluar pada *economizer* sisi *steam* akan tinggi dan apabila temperatur pada *flue gas* semakin tinggi, maka temperatur keluar pada *economizer* sisi *steam* akan rendah.

Temperatur keluar dari *economizer* pada sisi *flue gas* akan dimanfaatkan untuk memanaskan refrigeran. Gambar 4.7 menunjukkan bahwa temperatur *flue gas* pada kondisi tertentu akan melepas panas hingga 158°C. Percobaan awal dilakukan dengan kondisi laju alir massa uap yang mengalir pada *condensing*

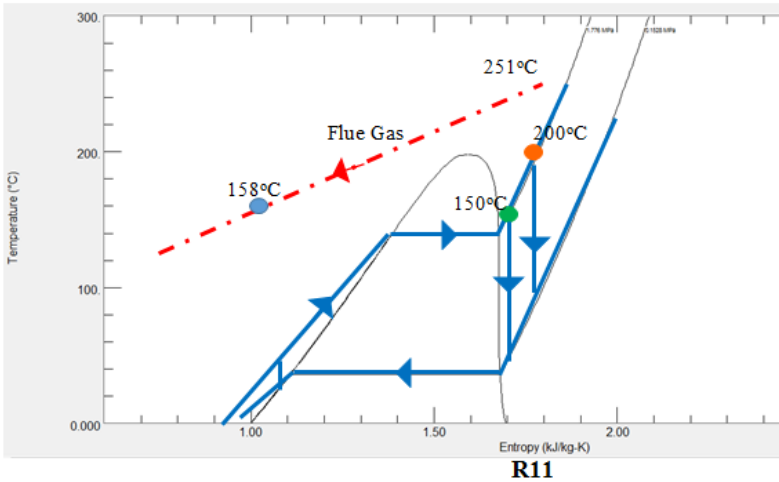


**Gambar 4.7 Distribusi Temperatur sisi ORC pada *Combined Cycle***

*turbine* sebesar 4.2 kg/s dan refrigeran yang digunakan di ORC adalah R11 pada temperatur *evaporating* sebesar 140°C. Temperatur *economizer* yang dihasilkan ketika laju alir massa uap sebesar 4.2 kg/s adalah 251°C. Panas tersebut digunakan memanaskan refrigeran dengan variasi temperatur masuk turbin sebesar 150°C dan 200°C, kemudian diekspansi dan dikondensasikan. Gambar 4.8(a) menyajikan distribusi temperatur pada ORC dengan refrigeran R-11. Tekanan operasi R-11 sebesar 17.76 bar karena temperatur *evaporating* dalam keadaan konstan 140°C. Sedangkan pada sisi flue gas, kalor yang lepas dari temperatur 251°C hingga 158°C. Gambar 4.8(b) merupakan perbandingan daya yang dihasilkan *condensing turbine* dan *combined cycle*. Kondisi ini menunjukkan bahwa *combined cycle* memiliki performa dibawah performa *condensing turbine*.

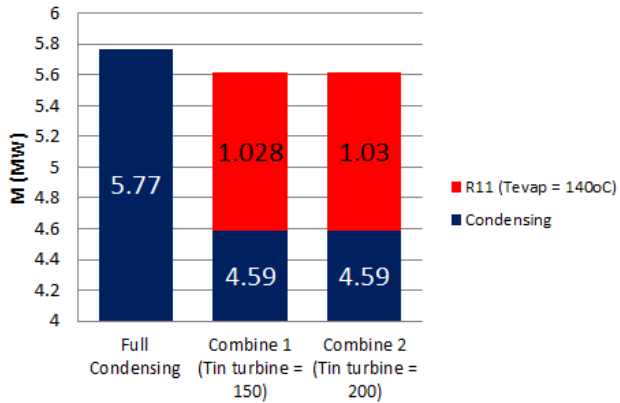
### **A. Pengaruh Variasi Laju Alir Massa Uap Terhadap Performa *Combined Cycle***

Laju alir massa uap sangat berpengaruh terhadap performa ORC. Hal ini dikarenakan semakin kecil laju alir massa uap yang mengalir pada *condensing turbine*, maka semakin besar



(a)

$m_{\text{steam}} = 4.3 \text{ kg/s}$



(b)

**Gambar 4.8 (a) Distribusi Temperatur pada ORC  
(b) Daya yang Dihasilkan**

nilai temperatur keluar *economizer* sisi flue gas. Begitu pula sebaliknya, semakin besar laju alir massa uap yang mengalir

mengakibatkan temperatur *economizer* sisi *flue gas* akan kecil. Apabila temperatur *flue gas* yang masuk di *evaporator* pada ORC besar, maka akan menghasilkan kalor lepas yang besar. Kalor lepas yang besar dapat membuat performa ORC akan lebih besar. Namun untuk menentukan laju alir massa uap yang tepat untuk *combined cycle*, perlu analisis lebih lanjut pada sisi *condensing turbine* maupun ORC.

**Tabel 4.6 Pengaruh Kalor Lepas terhadap Performa ORC untuk R-11**

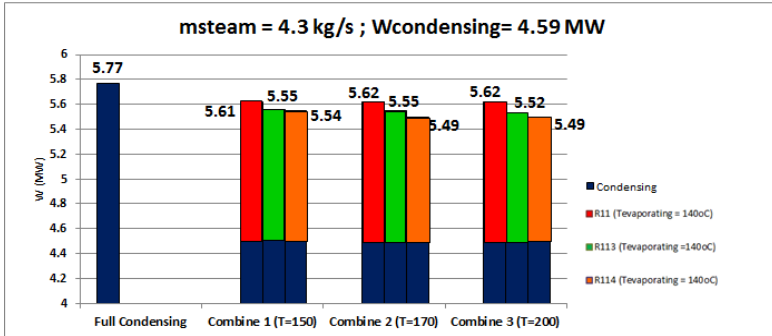
m steam (kg/s)	T eco flue gas (oC)	Q (MW)	Tin Turbin ORC (oC)	W (MW)
4.3	251	4398.9	150	1.028
			200	1.03
4.6	233	3547.5	150	0.823
			200	0.824
5	208	2365	150	0.549
			200	0.55

Tabel 4.6 menunjukkan dengan variasi laju alir massa 4.3 kg/s, 4.6 kg/s, dan 5 kg/s, massa uap yang kecil dapat mengakibatkan performa ORC yang cukup besar, tetapi performa pada *condensing turbine* juga mendapatkan dampaknya. Performa *condensing turbine* akan rendah karena massa uap yang mengalir kecil. Analisis performa *combined cycle* akan melibatkan beberapa jenis refrigeran yakni R-11, R-113 dan R-114 dengan menetapkan temperatur *evaporating* sebesar 140°C. Gambar 4.9 menjelaskan pengaruh massa uap terhadap performa *combined cycle* dengan memvariasikan temperatur masuk turbin. Variasi temperatur masuk turbin adalah 150°C, 170°C, dan 200°C. Gambar tersebut secara umum memberikan informasi bahwa dengan massa uap yang semakin besar, performa *combined cycle* akan semakin besar dan dapat melampaui performa *condensing turbine*.

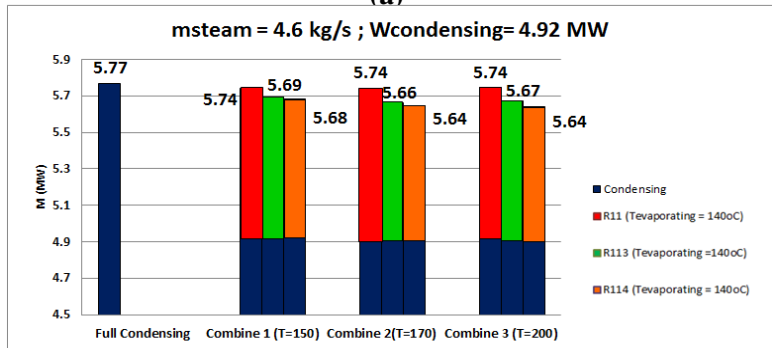
Ketika laju alir massa uap sebesar 4.3 kg/s, performa *combined cycle* yang dihasilkan masih di bawah performa *condensing turbine*. Gambar 4.9(a) menunjukkan bahwa performa *combined cycle* menggunakan R-11 pada sisi ORC dapat menghasilkan performa terbesar yaitu 5.61 MW dengan temperatur masuk turbin 150°C. Kondisi dengan laju alir massa uap 4.3 kg/s tidak jauh beda dengan kondisi laju alir massa uap 4.6 kg/s. Performa *combined cycle* yang dihasilkan ditunjukkan oleh Gambar 4.9(b). Performa *combined cycle* dengan laju alir massa uap sebesar 4.6 kg/s masih di bawah performa *condensing turbine*. Dibandingkan dengan refrigeran lain, R-11 yang digunakan pada sisi ORC dengan temperatur masuk turbin sebesar 150°C, 170°C, dan 200°C berkontribusi menghasilkan performa konstan sebesar 5.74 MW. Gambar 4.9c menunjukkan bahwa performa *combined cycle* yang dihasilkan berada di atas performa *condensing turbine* untuk tiap jenis refrigeran. Performa terbesar yang dihasilkan adalah 5.89 MW. Performa tersebut dihasilkan ketika massa uap sebesar laju alir 5 kg/s dan R-11 merupakan jenis refrigeran yang digunakan pada sisi ORC dengan temperature masuk turbin 200°C. Performa ORC yang dihasilkan bernilai tinggi ketika laju alir massa uap yang kecil, namun ketika dijumlah dengan performa yang dihasilkan *condensing turbine* tidak dapat melebihi performa *condensing turbine*. Sebaliknya, performa ORC akan rendah apabila laju alir massa uap besar. Daya tersebut jika dijumlah dengan performa *condensing turbine* menghasilkan performa *combined cycle* yang dapat melebihi performa *condensing turbine*.

Laju alir massa uap yang semakin besar maka performa *steam turbine* akan besar pula, namun dampak pada performa ORC adalah semakin kecil. Gambar 4.10 menunjukkan bahwa terlihat dominasi dari performa *steam turbine* pada performa *combined cycle*. Namun pada sisi ORC, performa ORC

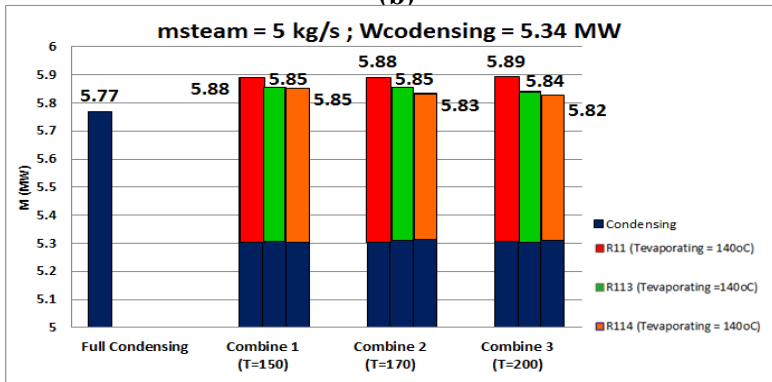




(a)

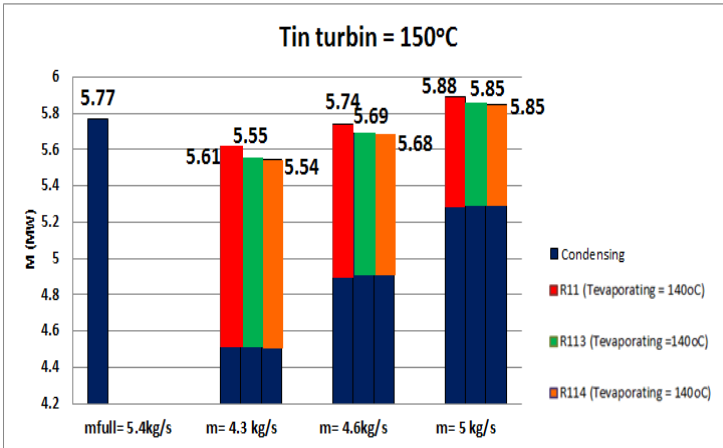


(b)



(c)

**Gambar 4.9 Pengaruh Laju Alir Massa Uap (a) 4.3 kg/s , (b) 4.6 kg/s, (c) 5 kg/s terhadap Performa *Combined Cycle* dengan  $T_{\text{evap}}$**

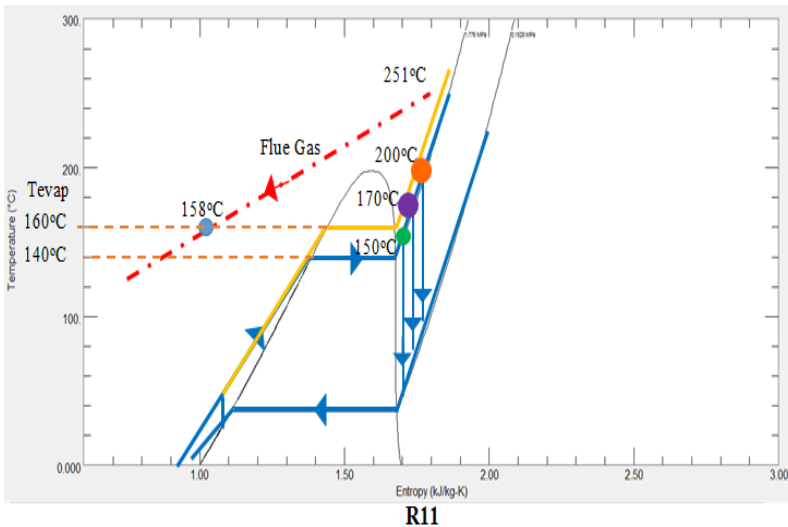


**Gambar 4.10 Pengaruh Laju Alir Massa terhadap Daya Turbin ORC dengan  $T_{\text{evap}}=140^{\circ}\text{C}$**

memberikan kontribusi terhadap performa *combined cycle*. Sehingga pada laju alir massa uap 5kg/s daya ORC yang dihasilkan kecil, namun memiliki kontribusi sebesar 110 kW. Sedangkan pada laju alir massa uap 4.3 kg/s, daya ORC yang dihasilkan besar namun total daya *combined cycle* yang dihasilkan masih kurang 150 kW. Sehingga kondisi laju alir massa uap 5kg/s memberikan kontribusi yang baik dari sisi *steam turbine* maupun sisi ORC agar dapat melebihi daya maksimum *condensing turbine*.

## **B. Pengaruh Temperatur *Evaporating* terhadap Performa *Combined Cycle***

Selain memvariasikan laju alir massa uap, performa ORC juga terpengaruh oleh temperatur *evaporating*. Semakin tinggi temperatur *evaporating*, maka tekanan bertambah pula. Hal ini membuat perbedaan *enthalpy* antara masuk turbin dan keluar turbin semakin besar. Berdasarkan Persamaan 2.2, perbedaan *enthalpy* yang semakin besar mengakibatkan daya yang dihasilkan turbin semakin besar. Gambar 4.11 menyatakan bahwa

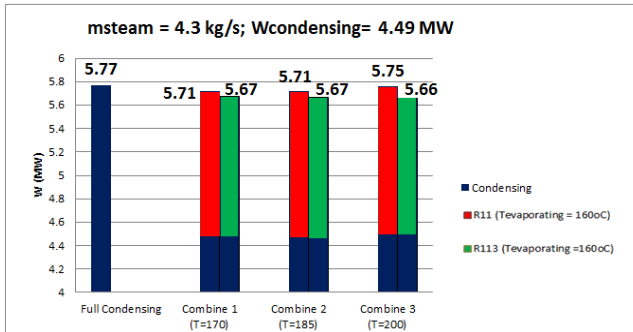


**Gambar 4.11 Diagram T-s dalam Kondisi Temperatur Evaporating yang Berbeda**

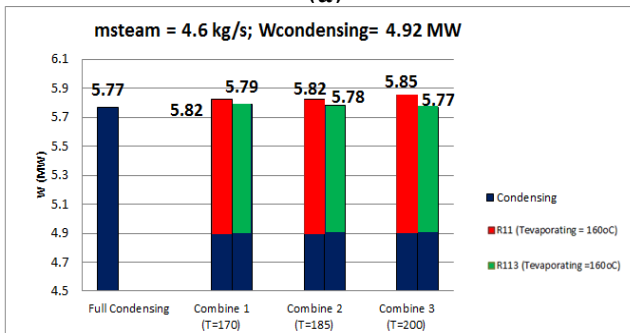
semakin tinggi temperatur *evaporating*, maka tekanan operasi refrigerant juga naik. Kenaikan temperatur *evaporating* dari 140°C menjadi 160°C berdampak pada pemilihan refrigeran. Refrigeran yang dapat digunakan adalah R-11 dan R-113, sedangkan R-114 tidak dapat digunakan karena memiliki temperatur kritis sebesar 143°C.

Gambar 4.12 secara umum menunjukkan bahwa dengan menambah temperatur *evaporating*, maka performa *combined cycle* akan naik pula. Namun pada Gambar 4.12(a), adanya kenaikan performa *combined cycle* dengan massa uap laju alir 4.3 kg/s tetap tidak dapat melebihi performa *condensing turbine*. Performa *combined cycle* menggunakan R-11 pada sisi ORC dapat menghasilkan performa terbesar yaitu 5.75 MW dengan temperatur masuk turbin 200°C.

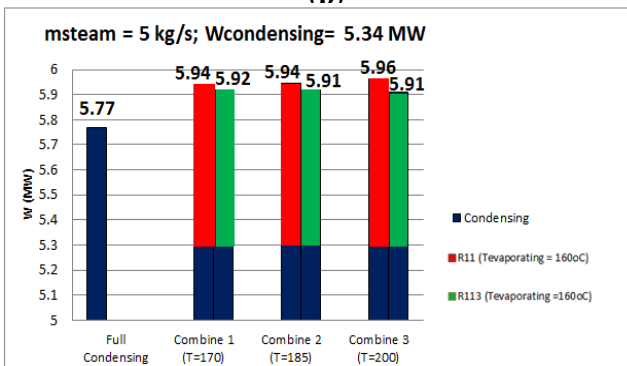
Ketika kondisi temperatur *evaporating* 140°C, laju alir massa uap 4.6 kg/s memiliki kondisi performa *combined cycle* yang sama dengan 4.3 kg/s yaitu berada di bawah performa *condensing turbine*. Sedangkan pada gambar 4.12(b), laju alir



(a)

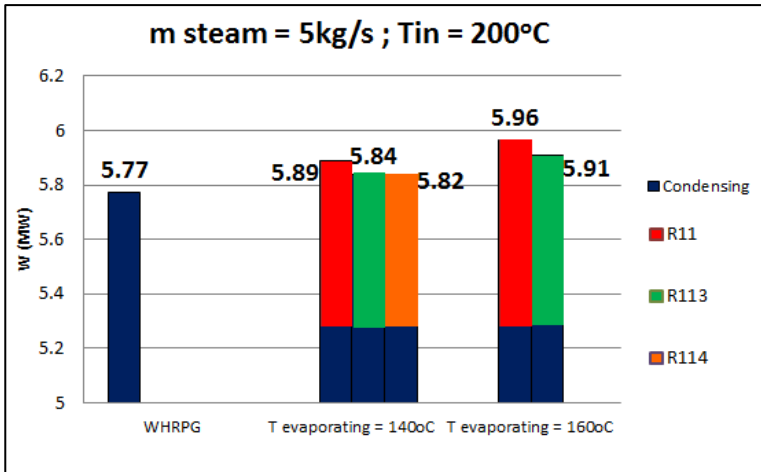


(b)



(c)

**Gambar 4.12 Pengaruh Laju Alir Massa Uap (a) 4.3 kg/s, (b) 4.6 kg/s, (c) 5 kg/s terhadap Performa *Combined Cycle* dengan  $T_{\text{evap}} = 160^{\circ}\text{C}$**



**Gambar 4.13 Pengaruh Temperatur Evaporating terhadap Kontribusi ORC**

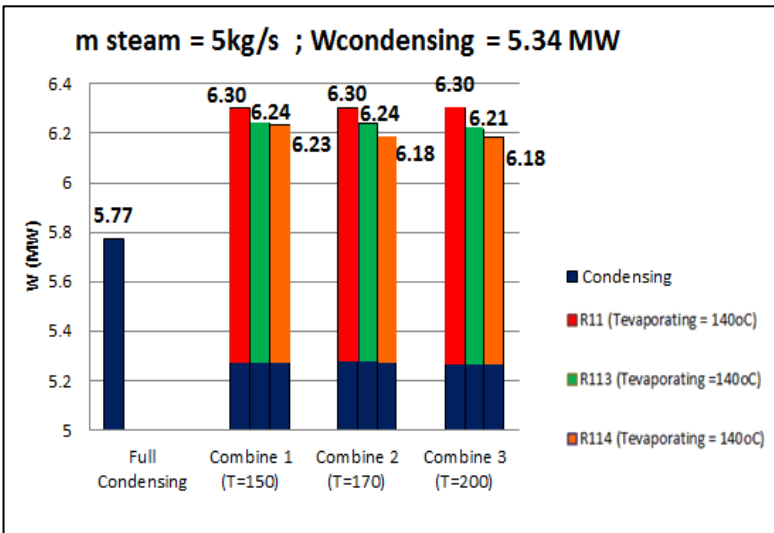
massa uap 4.6 kg/s pada kondisi temperatur *evaporating* 160°C memiliki kondisi yang berbeda dengan 4.3 kg/s. Gambar tersebut menunjukkan bahwa performa *combined cycle* mayoritas berada pada diatas performa *condensing turbine*. Performa *combined cycle* terbesar adalah 5.85 MW. Performa tersebut dapat dicapai dengan kondisi ORC menggunakan R-11 sebagai fluida kerja dengan temperatur masuk turbin sebesar 200°C. Gambar 4.12(c) merupakan laju alir massa uap 5 kg/s dengan temperatur *evaporating* sebesar 160°C. Gambar tersebut menunjukkan bahwa semua performa *combined cycle* berada diatas performa *condensing turbine* dan daya terbesar adalah 5.96 MW dengan kondisi ORC menggunakan refrigeran jenis R-11 serta temperatur masuk turbin sebesar 200°C

Perbedaan temperatur *evaporating* terhadap kondisi massa uap dan temperatur masuk turbin yang sama mengakibatkan performa *combined cycle* yang berbeda. Gambar 4.13 merupakan penjelasan pengaruh temperatur *evaporating* terhadap performa *combined cycle*. Dengan kondisi massa uap dan temperatur masuk turbin yang sama, performa *combined*

*cycle* mengalami kenaikan dari temperatur *evaporating* 140°C ke 160°C. Sebagai contoh, pada temperatur *evaporating* 140°C performa yang dihasilkan sebesar 5.89 MW. Ketika temperatur evaporator dinaikan menjadi 160°C, maka performa *combined cycle* naik sebesar kurang lebih 500 kW. Kenaikan performa tersebut pada dasarnya diakibatkan oleh kenaikan tekanan operasi pada tiap-tiap jenis refrigerant. Hal ini membuktikan bahwa tekanan yang semakin besar maka daya yang dihasilkan juga semakin besar.

### C. Pengaruh Temperatur *Flue Gas* pada *Stack* terhadap Performa *Combined Cycle*

Temperatur *flue gas* pada *stack* yang ditetapkan agar kalor lepas antara *condensing turbine* dan *combined cycle* seimbang adalah 158°C. Dengan kondisi temperature *flue gas* tersebut, ORC pada *combined cycle* kurang berkontribusi dalam menghasilkan daya yang cukup untuk membuat perbedaan yang

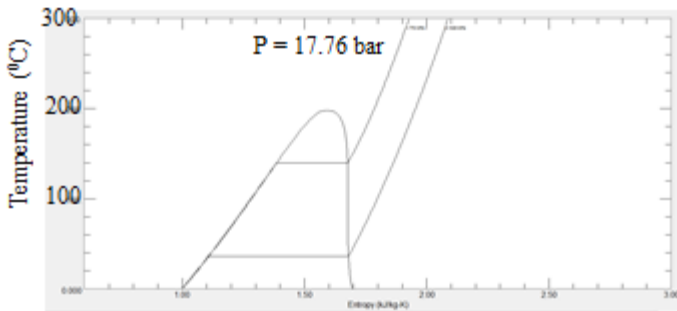


**Gambar 4.14 Pengaruh Penurunan  $T_{stack}$  pada Performa ORC**

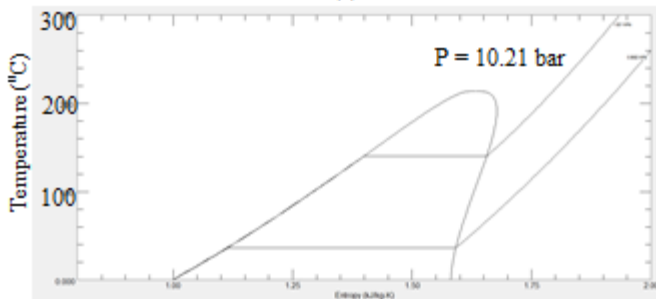
signifikan terhadap daya maksimum *condensing turbine*. Sehingga, temperatur *flue gas* pada *stack* akan diturunkan agar performa ORC akan lebih besar. Penurunan temperature *flue gas* mengakibatkan kalor lepas pada evaporator di ORC akan lebih besar. Kenaikan kalor lepas memberikan dampak pada performa ORC. Kenaikan performa ORC akan memberikan kontribusi lebih terhadap performa *combined cycle*. Kandungan sulfur pada *flue gas* menimbulkan korosi pada sistem sehingga, penurunan temperatur *flue gas* ditetapkan hingga  $120^{\circ}\text{C}$ , karena kondisi sulfur dijaga agar tidak melewati *dew point*. Gambar 4.14 menunjukkan pengaruh penurunan temperatur *flue gas* terhadap performa *combined cycle* dengan variasi temperatur masuk turbin sebesar  $150^{\circ}\text{C}$ ,  $170^{\circ}\text{C}$ ,  $200^{\circ}\text{C}$ . Performa *Organic Rankine Cycle* dengan kondisi temperatur *evaporating* yang sama yaitu  $140^{\circ}\text{C}$ , daya *combined cycle* yang dihasilkan mengalami perbedaan yang cukup signifikan. R-11 merupakan fluida kerja ORC yang menghasilkan daya terbesar. Ketika temperature *flue gas* pada *stack* sebesar  $158^{\circ}\text{C}$ , performa *combined cycle* yang dihasilkan sebesar 5.89 MW. Namun dengan menaikkan temperatur *flue gas*, maka performa *combined cycle* yang dihasilkan yaitu 6.30 MW. Penurunan temperature *flue gas* menjadi  $120^{\circ}\text{C}$  pada *stack* membuat performa ORC lebih berkontribusi.

### 4.3 Analisis Jenis Refrigeran

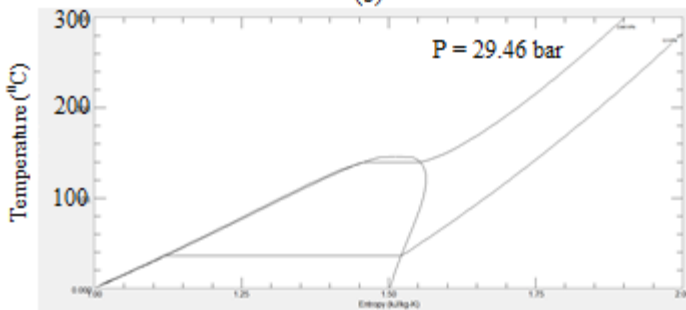
Selain menganalisis performa dari *combined cycle*, analisis terhadap pemilihan refrigeran juga perlu diperhatikan. Setiap refrigeran memiliki karakteristik yang berbeda – beda, sehingga performa yang diberikan pada ORC akan berbeda pula. Kondisi temperature *evaporating* yang sama menyebabkan tekanan operasi pada tiap refrigeran berubah. Perbedaan temperatur tidak hanya memberikan informasi bahwa semakin temperature operasi makin besar, maka perbedaan *enthalpy* masuk dan keluar turbin besar pula. Perbedaan temperatur operasi juga akan menjelaskan nilai  $h_{fg}$ . Perbedaan *enthalpy* antara *saturation vapor* dengan *saturation liquid* merupakan nilai dari  $h_{fg}$ . Semakin kecil nilai  $h_{fg}$



**R-11**  
(a)



**R-113**  
(b)



**R-114**  
(c)

### Gambar 4.15 Diagram T-s Setiap Refrigeran

pada suatu fluida maka energi yang dibutuhkan kecil untuk



melakukan evaporasi. Sebaliknya, semakin besar nilai  $h_{fg}$  maka energi yang dibutuhkan besar untuk melakukan evaporasi.

Gambar 4.15 secara umum menggambarkan diagram T-s sesuai tekanan operasi tiap-tiap refrigeran. Tekanan operasi tersebut memiliki nilai temperatur *evaporating* yang sama yaitu  $140^{\circ}\text{C}$ . Sehingga nilai  $h_{fg}$  untuk masing-masing tekanan pada temperatur *evaporating* yang sama akan bernilai berbeda. Gambar 4.15a merupakan diagram T-s refrigeran jenis R-11. Pada temperatur evaporating  $140^{\circ}\text{C}$ , tekanan operasi R-11 adalah 17.76 bar. Nilai *enthalpy* pada sisi *fluid* bernilai 162.9 kJ/kg, sedangkan sisi *gas* bernilai 284.6 kJ/kg. Sehingga, nilai  $h_{fg}$  R-11 pada tekanan 17.76 bar adalah 121.5 kJ/kg. Sedangkan untuk refrigeran jenis R-113, Gambar 4.15b merupakan diagram T-s R-113 yang menunjukkan tekanan operasi sebesar 10.21 bar. Nilai *enthalpy* pada sisi *fluid* bernilai 170.7 dan nilai *enthalpy* pada sisi *gas* bernilai 277.7, sehingga nilai  $h_{fg}$  R-113 adalah 107 kJ/kg. Refrigeran jenis R-114 memiliki tekanan operasi 29.46 bar. Gambar 4.15c menunjukkan bahwa *enthalpy* pada sisi *fluid* bernilai 198 kJ/kg, sedangkan nilai *enthalpy* sisi *gas* adalah 239.9. Nilai  $h_{fg}$  R-114 adalah 41.9 kJ/kg, maka R-114 membutuhkan energi untuk evaporasi yang paling kecil.

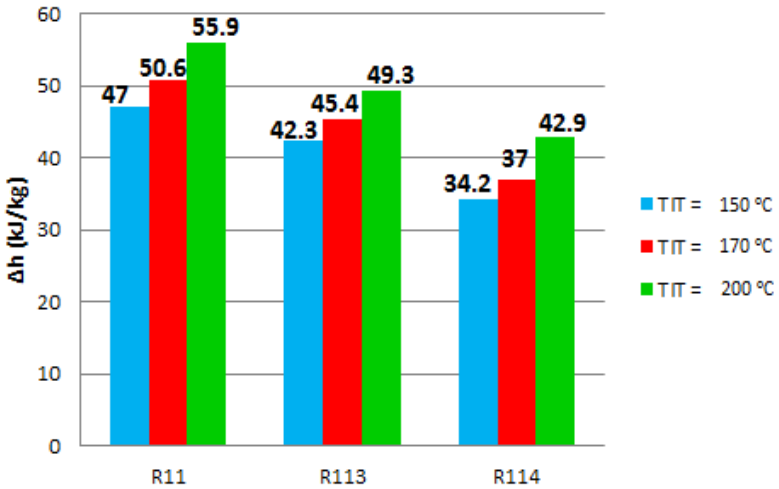
Nilai  $h_{fg}$  yang kecil bukan berarti selalu menghasilkan performa yang lebih baik, sehingga diperlukan analisis lebih lanjut mengenai kondisi refrigeran. Perhitungan performa pada turbin tertulis pada Persamaan 2.2. Persamaan tersebut menunjukkan bahwa semakin besar nilai perbedaan *enthalpy* maka semakin besar performa yang dihasilkan dan semakin besar laju alir massa maka semakin besar juga performa yang dibangkitkan. Dengan menetapkan lajur alir massa uap sebesar  $4.3 \text{ kg/s}$  maka dihasilkan grafik pengaruh temperature masuk turbin terhadap laju alir massa refrigeran dan perbedaan *enthalpy*.

Gambar 4.16 menunjukkan pengaruh temperatur masuk turbin terhadap perbedaan *enthalpy*. Grafik tersebut menyatakan bahwa kondisi perbedaan *enthalpy* untuk seluruh jenis refrigeran mengalami penurunan dengan kenaikan temperature masuk

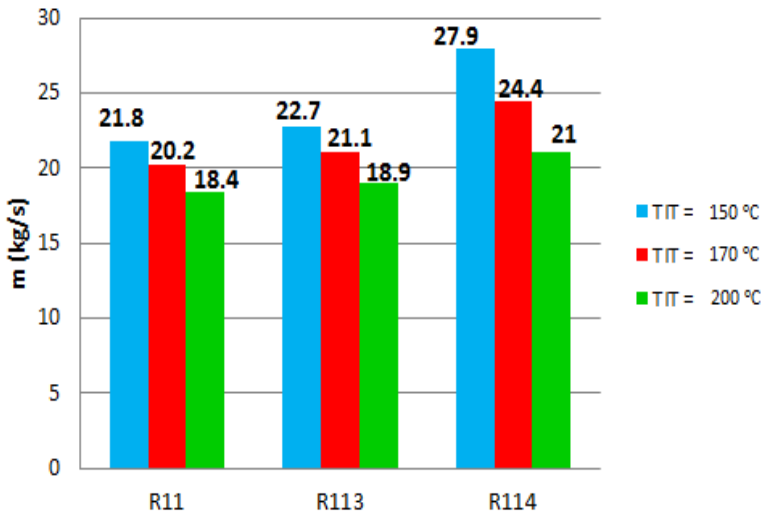
turbin. Namun perbedaan *enthalpy* R-11 merupakan yang paling besar, sedangkan perbedaan *enthalpy* R-114 adalah yang terkecil. Gambar 4.17 menunjukkan pengaruh temperatur masuk turbin terhadap laju alir massa refrigeran. Grafik tersebut menyatakan bahwa kondisi laju alir massa untuk seluruh jenis refrigeran mengalami penurunan dengan kenaikan temperature masuk turbin. Namun laju alir massa R-11 dan R-113 relatif sama dan laju alir massa R-114 adalah yang terbesar. Tabel 4.7 menyatakan pengaruh temperature masuk turbin terhadap performa ORC. R-11 menghasilkan daya tertinggi karena perbedaan *enthalpy* yang terbesar. Sehingga performa ORC bukan dipengaruhi oleh laju alir massa, melainkan perbedaan *enthalpy* memberikan efek terhadap performa ORC

**Tabel 4.7 Pengaruh Temperatur Masuk Turbin terhadap Jenis Refrigeran**

Tevap	P (bar)	Refrigeran	Tin Turbine (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	$\Delta h$ (kJ/kg)	W (MW)
140	17.76	R11	150	21.829	258.84	211.75	47.09	1.028
			170	20.28	275.09	224.4	50.69	1.028
			200	18.412	298.24	242.3	55.94	1.03
	10.21	R113	150	22.785	252	209.6	42.4	0.966
			170	21.109	268.2	222.72	45.48	0.96
			200	18.982	292.7	243.34	49.36	0.937
	29.46	R114	150	27.921	220.72	186.48	34.24	0.956
			170	24.457	244.2	207.2	37	0.905
			200	21.03	275.03	232.09	42.94	0.903



**Gambar 4.166 Pengaruh Temperatur Masuk Turbin terhadap Perbedaan *Enthalpy***



**Gambar 4.177 Pengaruh Temperatur Masuk Turbin terhadap Laju Alir Refrigeran**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan simulasi dan analisis perencanaan sistem *Waste Heat Recovery Power Generation* dan *Combined Cycle* pada PT Asahimas Flat Glass Tbk. dengan variasi massa uap, temperatur *evaporating* dan temperature *flue gas* pada *stack* maka didapatkan beberapa kesimpulan berikut:

1. Performa tertinggi pada sistem pembangkit *combined cycle* didapatkan pada saat massa uap pada *condensing turbine* sebesar 5 kg/s dengan tekanan operasi *condensing turbine* sebesar 40 bar. Nilai performa pembangkit yang dihasilkan sebesar 6.30 MW dengan temperatur *flue gas* keluar *stack* sebesar 120°C. Fluida kerja yang digunakan pada ORC adalah refrigeran jenis R-11 dengan tekanan operasi 17.76 bar serta temperatur *evaporating* sebesar 140°C.
2. Variasi massa uap 4.3 kg/s, 4.6 kg/s, 5kg/s dengan tekanan *condensing turbine* dan temperatur *evaporating* yang konstan, didapatkan bahwa semakin besar massa uap akan mengakibatkan performa *combined cycle* yang semakin besar. Performa tertinggi yang dihasilkan terjadi saat laju alir massa uap sebesar 5 kg/s dan pada ORC menggunakan R-11 dengan temperatur masuk turbin sebesar 200°C. Daya gabungan yang dihasilkan sebesar 5.89 MW dengan temperatur *flue gas* keluar *stack* 158°C.
3. Kenaikan temperatur *evaporating* mengakibatkan performa ORC akan lebih besar, sehingga daya *combined cycle* akan naik. Daya tertinggi yang dihasilkan terjadi saat laju alir massa uap sebesar 5 kg/s dan pada ORC menggunakan R-11 dengan temperatur masuk turbin sebesar 200°C. Daya yang dihasilkan sebesar 5.96 MW dengan temperatur *stack* 158°C.
4. Penurunan temperatur *flue gas* pada *stack* mengakibatkan performa ORC semakin besar. Kenaikan performa ORC

berdampak pada performa *combined cycle* yang semakin besar pula. Daya terbesar yang dihasilkan ketika temperatur *flue gas* pada stack 120°C adalah 6.30 MW. Massa uap yang beroperasi pada WHRPG sebesar 5 kg/s, sedangkan pada ORC refrigerant yang digunakan adalah R-11 dengan tekanan operasi 17.76 bar serta temperatur *evaporating* sebesar 140°C.

5. Refrigeran yang digunakan pada ORC adalah R-11, R-113 dan R-114. Kenaikan pada temperatur masuk turbin tidak berpengaruh terhadap refrigerant. R-11 merupakan fluida kerja yang tepat dalam sistem ini karena memiliki perbedaan entalphy yang paling besar. Sehingga, laju aliran massa yang dibutuhkan sedikit.

## 5.2. Saran

Berikut ini adalah beberapa saran untuk penelitian berikutnya, yaitu:

1. Melakukan penelitian lebih lanjut tentang panas buang yang dilepaskan oleh produk. Sehingga, panas tersebut dapat dimanfaatkan oleh pembangkit.

## DAFTAR PUSTAKA

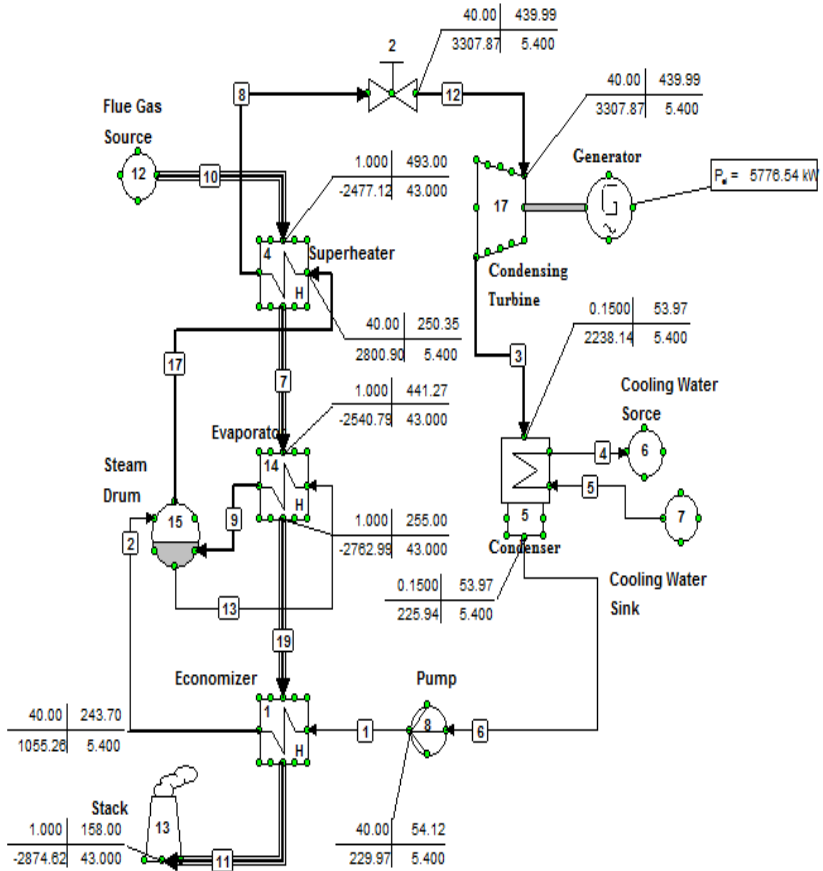
- Fathiri, Punjung, and Prabowo. **"Perancangan Termal Waste Heat Recovery Power Generation (WHRPG) pada Industri Floating Glass (Studi Kasus PT. Asahimas Flat Glass Tbk)."** *JURNAL TEKNIK ITS*, 2016: 1 - 6.
- Gao, Hong, Chao Liu, Chao He, Xiaoxiao Xu, Shuangying Wu, and Yourong Li. **"Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery."** *Energies* (energies), 2012: 1 - 15.
- Kemp, Ian C. *Pinch Analysis and Process Integration Second Edition*. Burlington: Elsevier, 2007.
- Li, Zhiwei, Xiujin He, Yongqing Wang, Bo Zhang, and Hongzhou He. **"Design of a flat glass furnace waste heat power generation system."** *Elsevier*, 2013: 1 - 7.
- Moran, Michael J., and Howard N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics Fifth Edition*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2006.
- Reference Guide Cycle Tempo*. TU Delft, n.d.
- Refrigerant Reference Guide Fifth Edition*. Philadelphia: National Refrigerants, Inc., 2011.
- Roy, J.P., and Ashok Misra. **"Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery."** *Elsevier*, 2012: 1 - 9.
- Srivinas, T., A.V.S.S.K.S Gupta, and B.V. Reddy. **"Thermodynamic modeling and Optimaztion of multi-pressure heat recovery steam generator in combined power cycle."** *Journal of Scientific & Industrial Research Vol.67*, 2008: 827 - 834.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

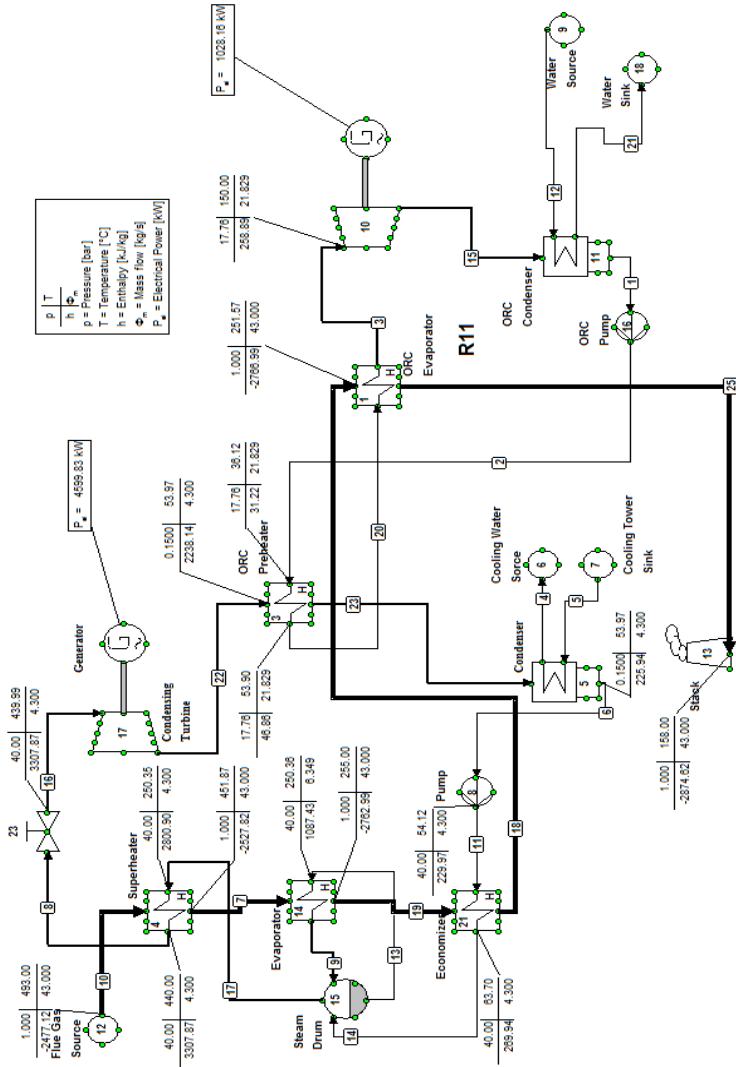


## LAMPIRAN

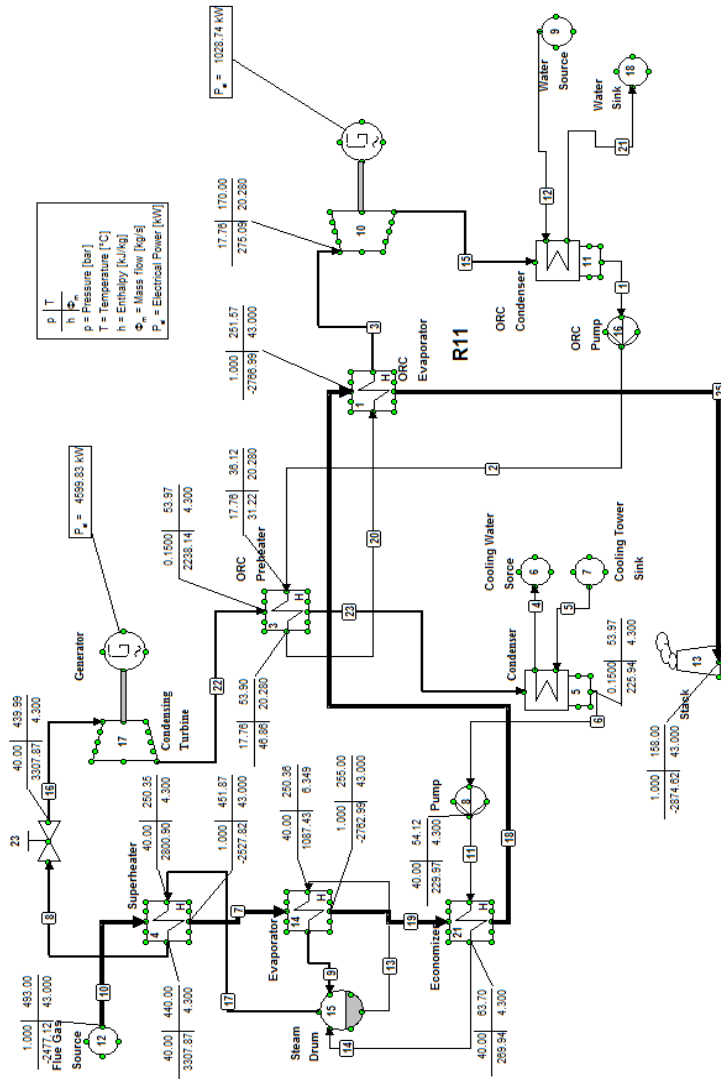
**Gambar 1** Hasil Simulasi Permodelan *Condensing Turbine* dengan *Cycle Tempo*



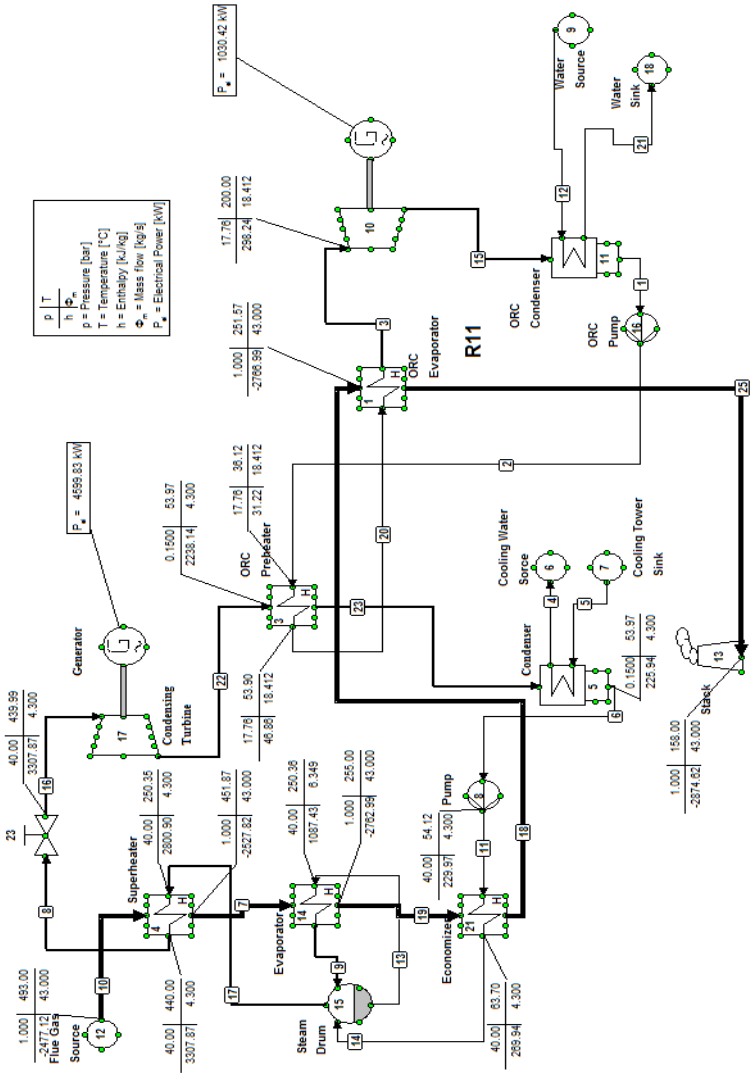
**Gambar 2** Hasil Simulasi Permodelan *Combined Cycle* dengan *Cycle Tempo* (Kondisi:  $\dot{m} = 4.3$  kg/s; Ref: R-11; Tevap = 140°C; TIT=150°C)



**Gambar 3** Hasil Simulasi Permodelan *Combined Cycle* dengan *Cycle Tempo* (Kondisi:  $\dot{m} = 4.3 \text{ kg/s}$ ; Ref: R-11;  $T_{\text{evap}} = 140^\circ\text{C}$ ;  $T_{\text{IT}}=170^\circ\text{C}$ )



**Gambar 3** Hasil Simulasi Permodelan *Combined Cycle* dengan *Cycle Tempo* (Kondisi:  $\dot{m} = 4.3 \text{ kg/s}$ ; Ref: R-11; Tevap =  $140^\circ\text{C}$ ; TIT= $200^\circ\text{C}$ )



**Gambar 4** Hasil Simulasi Permodelan *Combined Cycle* dengan *Cycle Tempo* (Kondisi:  $\dot{m} = 4.3 \text{ kg/s}$ ; Ref: R-113;  $T_{\text{evap}} = 140^\circ\text{C}$ ;  $T_{\text{IT}}=150^\circ\text{C}$ )

**Gambar 5** Hasil Simulasi Permodelan *Combined Cycle* dengan *Cycle Tempo* (Kondisi:  $\dot{m} = 4.3$  kg/s; Ref: R-113; Tevap = 140°C; TIT=170°C)

**Gambar 6** Hasil Simulasi Permodelan *Combined Cycle* dengan *Cycle Tempo* (Kondisi:  $\dot{m} = 4.3 \text{ kg/s}$ ; Ref: R-113;  $T_{\text{evap}} = 140^\circ\text{C}$ ;  $T_{\text{IT}}=200^\circ\text{C}$ )













## **BIODATA PENULIS**

Penulis Zefanya Hiro Wibowo dilahirkan di Hiroshima, 6 Oktober 1995, merupakan anak pertama dari 2 bersaudara dari pasangan Prabowo dan Wiwik Puji Astuti. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Kertajaya XII Surabaya, SMP Negeri 1 Surabaya, dan SMA Negeri 5 Surabaya.

Selama kuliah, penulis aktif ikut serta dalam kegiatan - kegiatan kemahasiswaan yang dilakukan di jurusan Teknik Mesin ataupun Institut. Saat mengikuti kegiatan kemahasiswaan penulis mendapatkan amanah untuk menjadi *Staff of Event Department, Society of Petroleum Engineering ITS SC* dan menjadi *Coordinator of Liaison Officer, PETROLIDA 2016*. Selain itu penulis juga berkesempatan menjadi asisten Laboratorium Termodinamika, Perpindahan Panas dan Massa, Teknik Mesin ITS.

Jika membutuhkan informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis dapat melalui email [hiro.wibowo610@gmail.com](mailto:hiro.wibowo610@gmail.com) atau nomor *handphone* 081515393466

*Halaman ini sengaja dikosongkan*