



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 184835

ANALISA PENGARUH DERAJAT SUPERHEAT DAN TEKANAN INLET TURBIN PADA PERFORMA ORGANIC RANKINE CYCLE BERDASARKAN SIMULASI ASPEN PLUS V10

ALBERT CHRISTIAN CHANDRA
NRP 02111640000116

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISA PENGARUH DERAJAT SUPERHEAT DAN
TEKANAN INLET TURBIN PADA PERFORMA ORGANIC
RANKINE CYCLE BERDASARKAN SIMULASI ASPEN
PLUS V10**

Albert Christian Chandra

02111640000116

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.

196505051990031005

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

SURABAYA – 2020



FINAL PROJECT - TM184835

**DEGREE OF SUPERHEAT AND INLET TURBINE
PRESSURE EFFECTS ANALYSIS AT ORGANIC
RANKINE CYCLE PERFORMANCE BASED ON ASPEN
PLUS V10 SIMULATION**

Albert Christian Chandra

02111640000116

Supervisor

Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.

196505051990031005

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

Faculty Of Industrial Technologies And Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

SURABAYA – 2020

**Analisa Derajat Superheat dan Tekanan Inlet Turbin Pada
Organic Rankine Cycle Berdasarkan Simulasi ASPEN PLUS
V10**

TUGAS AKHIR





Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Albert Christian Chandra

NRP. 02111640000116

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.  (Pembimbing)
NIP. 196505051990031005
2. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.  (Penguji I)
NIP. 197105241997021001
3. Is Bunyamin Suryo, ST, MSc.  (Penguji II)
NIP. 198208192012121003
4. Bambang Arip Dwiyanoro, ST, M.Eng, PhD.  (Penguji III)
NIP. 197804012002121001

SURABAYA

AGUSTUS, 2020

ANALISA PENGARUH DERAJAT SUPERHEAT DAN TEKANAN INLET TURBIN PADA PERFORMA ORGANIC RANKINE CYCLE DENGAN SIMULASI ASPEN PLUS V10

Nama: Albert Christian Chandra
NRP: 02111640000116
Departemen: S – 1 Teknik Mesin FTIRS – ITS
Dosen Pembimbing: Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

ABSTRAK

Permintaan energi di dunia diprediksikan terus meningkat, sehingga diperlukan sumber energi yang dapat memenuhi kebutuhan tersebut. Selain itu, ada masalah lingkungan lainnya seperti *global warming*, yang menuntut sumber energi tersebut harus lebih bersih dan ramah lingkungan. Energi panas atau *thermal energy* merupakan salah satu bentuk energi yang mudah dimanfaatkan untuk memenuhi kebutuhan ini. *Low-grade thermal energy* (<200 °C) adalah salah satu bentuk energi yang sulit dikonversi dikarenakan temperaturnya yang rendah. Bentuk pemanfaatan *low-grade thermal energy* adalah *Organic Rankine Cycle* (ORC). ORC merupakan modifikasi dari *Rankine Cycle*, yang menggunakan fluida organik sebagai fluida kerjanya. ORC terdiri dari 4 komponen utama: evaporator, turbin, pompa, dan kondensor.

Dalam simulasi ini dilakukan simulasi *Organic Rankine Cycle* dengan menggunakan *software Aspen Plus V10*. Pada simulasi ini, dilakukan pemilihan *property method* dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil eksperimen sebelumnya. *Property method* yang digunakan ada 4, yaitu *LK-PLOCK*, *PENG-ROB*, *REFPROP*, dan *SRK*. Setelah didapatkan *property method* yang sesuai, dilakukan variasi simulasi menggunakan 4 jenis fluida kerja: R11, R123, R141b dan R245fa.

Simulasi ini terbagi menjadi 2 bagian, yang pertama adalah komparasi penggunaan fluida kerja pada variasi tekanan *inlet* turbin dengan menetapkan temperatur *outlet* dari evaporator sebesar 100 °C dan temperatur udara 30 °C. Bagian ke-2 adalah komparasi penggunaan fluida kerja pada variasi derajat *superheating* dari 0 – 10 °C. Hasil yang diperoleh berupa kerja netto, kalor evaporator dan efisiensi sistem berdasarkan simulasi. Setelah melakukan simulasi, akan dilakukan analisa performa dari sistem ORC berdasarkan hasil yang diperoleh dari simulasi.

Perbandingan antara hasil simulasi variasi *property method* dengan hasil eksperimen menunjukkan bahwa *property method* yang paling cocok adalah *REFPROP*. Hasil simulasi variasi tekanan *inlet* turbin menunjukkan kenaikan baik kerja netto dan efisiensi yang dihasilkan. Fluida R141b menghasilkan daya tertinggi pada tekanan *inlet* turbin 5 bar sebesar 1.437 kW. Kalor evaporator tertinggi dihasilkan oleh fluida R141b sebesar 18.848 kW. Sedangkan efisiensi maksimum dihasilkan oleh fluida R141b sebesar 7.99% diikuti R141b sebesar 7.75%. Hasil simulasi dengan variasi derajat *superheating* menunjukkan kenaikan kerja netto namun efisiensi yang dihasilkan tidak berubah. R141b menghasilkan daya tertinggi pada derajat *superheating* sebesar 10°C sebesar 1.42 kW. Kalor evaporator tertinggi dihasilkan oleh fluida R141b sebesar 18.319 kW. Sedangkan efisiensi maksimum dihasilkan oleh fluida R11 sebesar 7.97% diikuti oleh R141b sebesar 7.75%. Berdasarkan hasil tersebut, dipilih fluida R141b sebagai fluida kerja yang dipilih untuk sistem ini, dikarenakan kerja netto yang dihasilkan paling besar dibandingkan fluida lainnya.

Kata Kunci: *Organic Rankine Cycle, low-grade thermal energy, tekanan inlet turbin, derajat superheating.*

**DEGREE OF SUPERHEAT AND INLET TURBINE
PRESSURE EFFECTS ANALYSIS AT ORGANIC
RANKINE CYCLE PERFORMANCE BASED ON ASPEN
PLUS V10 SIMULATION**

Student Name : Albert Christian Chandra
NRP : 02111640000116
Department : S – 1 Teknik Mesin FTIRS – ITS
Academic Supervisor : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

ABSTRACT

Global energy needs is expected to rise in the years to come, so sustainable energy is important to fulfill this needs. Other than that, environment problem such as global warming which demand cleaner and environment friendly energy. Thermal energy is one form of energy that can easily utilized to fulfill this needs. Low-grade thermal energy (<200°C) is one form of thermal energy that is difficult to convert because of its low temperature. Some low-grade thermal energy utilization are Organic Rankine Cycle (ORC). ORC is a modification of conventional rankine cycle, which use an organic fluid as its working fluid. ORC consists 4 main component : evaporator, turbine, pump and condenser.

In this study, simulation of Organic Rankine Cycle will be carried out using Aspen Plus V10 software. In this simulation, the simulation results and previous experiment result are compared to choose which property method will be used in this study. There are 4 used property methods, LK-PLOCK, PENG-ROB, REFPROP and SRK. After choosing the property method, simulation will be carried out using 4 variation of working fluids, R11, R123, R141b and R245fa. This simulation divided into 2 parts, first part is comparison between working fluid usage and turbine inlet pressure variation from 3 – 5 bar with fixed parameters are evaporator outlet temperature 100°C and air temperatur 30°C. Second part of this simulation is comparison between working

fluid usage and degree of superheat from 0 – 10°C. The result that we get are net work, evaporator duty and system thermal efficiency based on simulation. After doing the simulation, ORC system performance analysis will be done based on the result from simulation.

Comparison between simulation result and experiment result with property method variation shows that the best property method for this simulation is REFPROP. Simulation result with inlet turbine pressure variation shows that net work and efficiency of system increase as the inlet turbine pressure increases. Fluid R141b produce the highest work at inlet turbine pressure 5 bar with 1.437 KW. Highest evaporator duty is needed by R141b with 18.848 KW. Highest efficiency is produced using R11 with 7.99% followed by R141b with 7.75%. Simulation result with degree of superheat variation shows that increases in net work but no differences in efficiency. R141b produces the highest work at 10°C degree of superheat with 1.42 KW. Highest evaporator duty needed by R141b with 18.319 kW. Highest efficiency produced by R11 with 7.97% followed by R141b with 7.75%. Based on the previous result, fluid R141b is chosen as the working fluid for this system, because fluid R141b produces the highest net work comparing with other working fluid.

Key Words: Organic Rankine Cycle, low-grade thermal energy, inlet turbine pressure, degree of superheat.

KATA PENGANTAR

Namo Buddhaya,

Puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas berkat dan karunia-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik. Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini izinkan penulis menyampaikan ucapan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moral maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Christian Handoyo Chandra dan Ibu Melly Melinda selaku kedua orang tua serta kedua adik penulis Vincent dan Marcel yang selalu memberi dukungan, doa, motivasi terus menerus sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah banyak memberi pengetahuan baik selama bimbingan, pelajaran dikelas, maupun kegiatan lainnya diluar kelas. Semua bimbingan tersebut sangat membantu penulis untuk menjadi pribadi yang lebih baik.
3. Bapak Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD, Is Bunyamin Suryo, ST, MSc, dan Bambang Arip Dwiyantoro, ST, M.Eng, PhD, selaku dosen penguji tugas akhir penulis. Terima kasih atas saran-saran dan kritik serta meluangkan waktu untuk penulis sehingga tugas akhir ini menjadi lebih baik lagi.
4. Ibu Dr. Ir. Helena Carolina Kis Agustin, DEA selaku dosen wali penulis yang telah meluangkan banyak waktu dan banyak memberi perhatian dan saran serta pengetahuan tentang perkuliahan sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir.
5. Teman-teman Tretes and Surprise Squad (Samantha, Patrice, Grace, Anita, Audrey, Kezia) yang telah banyak membantu penulis dan tempat penulis berbagi suka dan duka cita kuliah semenjak bangku sekolah menengah atas. Terima kasih atas dukungan kalian selama ini.

6. Teman Game Online (Sion, Tjipto, Juan, Bryan, Owen, Ivan, Matthew, Richard, William, Andrew) yang telah menemani penulis bermain game ketika penulis sedang suntuk dan tidak ada ide saat menulis tugas akhir.
7. Teman-teman proyek (Richap, Agung, Teo, Faiq) yang telah membantu penulis dalam banyak hal baik pada bidang perkuliahan maupun diluar perkuliahan.
8. Teman-teman dari Vesak Festival (Fanny, Amel, Sisca) yang telah mendengarkan banyak curhat dan memberi dukungan kepada penulis selama penulisan tugas akhir ini.
9. Teman-teman Pengurus dan Sekolah Minggu VBK (Irene, Alice, Surya, Darwin, Tiffany, Elita, Ko Sentosa, Nikita, Ko Bram, Ce Jess) yang telah memberikan dukungan moral dan menjadi tempat pelepas penat penulis selama menulis tugas akhir ini.
10. Seluruh teman-teman lab perpan (Agung, Tri, Shafira, Alfa, Favian, Fayyadh, Kenny V, Kenny W, Ajie, Leo, Mba Mitha, Mas Fajri) yang telah menemani penulis selama melakukan berbagai macam kegiatan di Lab Perpan.
11. Teman-teman TPKB ITS yang telah menemani kehidupan kampus penulis dari mahasiswa baru dan mengajarkan banyak pengetahuan rohani serta kemampuan berorganisasi.
12. Ce Maria dan murid-murid di CLC yang telah membantu penulis berlatih untuk mengajar dan melatih softskill penulis.
13. Rivaldi dan Eric yang telah mengajarkan banyak hal kepada penulis baik dalam bidang perkuliahan maupun non-perkuliahan.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB I	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II.....	5
TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 <i>Rankine Cycle</i>	5
2.2 <i>Organic Rankine Cycle</i>	7
2.2.1 <i>Waste Heat Recovery</i>	10
2.2.2 Energi Solar.....	10
2.2.3 Energi Panas Bumi (<i>Geothermal</i>)	11
2.2.4 Bahan Bakar Biomassa.....	12

2.3 Fluida Organik.....	12
2.3.1 Sifat Termodinamika.....	14
2.3.2 <i>Thermal Stability</i>	15
2.3.3 Biaya, Dampak Lingkungan dan Keamanan.....	15
2.4 Analisa Termodinamika.....	17
2.4.1 Hukum Termodinamika I.....	18
2.4.2 Hukum Termodinamika II.....	20
2.4.3 Turbin.....	21
2.4.4 Pompa.....	22
2.4.5 Kondensor.....	24
2.4.6 Boiler.....	25
2.4.7 Parameter Performa.....	26
2.5 Derajat <i>Superheating</i>	26
2.6 <i>Aspen Plus</i>	27
2.6.1 <i>Property Method</i> pada <i>Aspen Plus</i>	29
2.7 Penelitian Terdahulu.....	32
2.7.1 Penelitian <i>Omid et al</i> (2014).....	32
2.7.2 Penelitian <i>Li et al.</i> (2017).....	34
2.7.3 Penelitian Chris (2019).....	36
BAB III.....	39
METODOLOGI PENELITIAN.....	39
3.1 Metode Penelitian.....	39
3.2 Simulasi <i>Aspen Plus</i>	40

3.3 Data Simulasi	49
3.4 Flowchart Penelitian.....	50
3.4.1 Flowchart Metode Penelitian	50
3.4.2 Flowchart Pemilihan Property Method	51
3.4.3 Flowchart Simulasi <i>Organic Rankine Cycle</i> dengan Variasi Tekanan <i>Inlet</i> Turbin.....	52
3.4.4 Flowchart Simulasi <i>Organic Rankine Cycle</i> dengan Variasi Derajat <i>Superheating</i>	53
BAB IV	55
HASIL DAN PEMBAHASAN.....	55
4.1 Hasil Perbandingan <i>Property Method</i> Terhadap Hasil Eksperimen.....	55
4.1.1 Variasi <i>Property Method</i> terhadap Kerja Netto	55
4.1.2 Variasi <i>Property Method</i> terhadap Efisiensi	57
4.2 Hasil Simulasi Variasi Tekanan <i>Inlet</i> Turbin.....	59
4.2.1 Variasi Tekanan <i>Inlet</i> Turbin terhadap Kerja Netto	59
4.2.2 Variasi Tekanan <i>Inlet</i> Turbin terhadap Kalor Evaporator	62
4.2.3 Variasi Tekanan <i>Inlet</i> Turbin terhadap Efisiensi	64
4.3 Hasil Simulasi Variasi Derajat <i>Superheating</i>	66
4.3.1 Variasi <i>Degree of Superheating</i> terhadap Kerja Netto	66

4.3.2 Variasi Derajat <i>Superheating</i> terhadap Kalor Evaporator	68
4.3.3 Variasi Derajat <i>Superheating</i> terhadap Efisiensi	71
BAB V	73
KESIMPULAN	73
5.1 Kesimpulan.....	73
5.2 Saran.....	74
DAFTAR PUSTAKA	75
LAMPIRAN	77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Distribusi Temperatur Gas Buang pada Industri	1
Gambar 2. 1 Rankine Cycle	5
Gambar 2. 2 T-s Diagram dari <i>Rankine Cycle</i>	6
Gambar 2. 3 Skema ORC menggunakan <i>waste heat</i>	10
Gambar 2. 4 Skema ORC dengan energi solar.....	10
Gambar 2. 5 Skema ORC dengan energi panas bumi (<i>geothermal</i>)	11
Gambar 2. 6 Skema ORC dengan bahan bakar biomassa ..	12
Gambar 2. 7 Bentuk T-s diagram dari ketiga jenis fluida ..	13
Gambar 2. 8 Volume atur hukum termodinamika.....	17
Gambar 2. 9 Volume atur pada turbin.....	21
Gambar 2. 10 h-s diagram pada turbin.....	22
Gambar 2. 11 Volume atur pada pompa	23
Gambar 2. 12 h-s diagram pada pompa.....	24
Gambar 2. 13 Volume atur pada kondensor.....	25
Gambar 2. 14 Volume atur pada boiler	25
Gambar 2. 15 Derajat <i>superheating</i> dan derajat <i>subcooling</i>	26
Gambar 2. 16 h-s diagram R141b	27
Gambar 2. 17 Tampilan Simulasi Aspen Plus.....	29
Gambar 2. 18 Pemilihan <i>Property Method</i>	31
Gambar 2. 19 Skema Simulasi dengan <i>software HYSYS</i> ...	33
Gambar 2. 20 Grafik hasil penelitian Omid	33
Gambar 2. 21 Skema Eksperimen ORC dengan fluida kerja R245fa	35
Gambar 2. 22 Grafik hasil eksperimen Li	35
Gambar 2. 23 Skema Eksperimen ORC.....	37
Gambar 2. 24 Grafik Hasil Eksperimen Chris	37

Gambar 3. 1 Pemilihan fluida kerja	41
Gambar 3. 2 Pemilihan <i>model property method</i>	41
Gambar 3. 3 <i>Property Method</i> yang dipilih	42
Gambar 3. 4 Pemodelan sistem ORC.....	44
Gambar 3. 5 Tingkat keadaan pada aliran nomor 4	45
Gambar 3. 6 Tingkat keadaan pada <i>evaporator</i>	45
Gambar 3. 7 Tingkat keadaan pada pompa	46
Gambar 3. 8 Tingkat keadaan pada turbin	46
Gambar 3. 9 Tingkat keadaan kondensor.....	47
Gambar 3. 10 Variasi pada simulasi.....	48
Gambar 3. 11 Hasil Simulasi.....	48
Gambar 3. 12 Flowchart Penelitian.....	50
Gambar 3. 13 Flowchart Pemilihan <i>Property Method</i>	51
Gambar 3. 14 Flowchart Simulasi Variasi Tekanan <i>Inlet</i> Turbin	52
Gambar 3. 15 Flowchart Simulasi dengan Variasi Derajat <i>Superheating</i>	53
Gambar 4. 1 Perbandingan Kerja Netto Hasil Simulasi Variasi <i>Property Method</i> dengan Hasil Eksperimen.....	55
Gambar 4. 2 Perbandingan Efisiensi Hasil Simulasi Variasi <i>Property Method</i> dengan Hasil Eksperimen	57
Gambar 4. 5 Pengaruh Tekanan <i>Inlet</i> Turbin terhadap Kerja Netto	59
Gambar 4. 6 <i>Turbine Work</i> pada Turbin	60
Gambar 4. 7 <i>Pump Work</i> pada Pompa	61
Gambar 4. 8 Pengaruh Tekanan <i>Inlet</i> Turbin terhadap Kalor Evaporator	62
Gambar 4. 9 T-s Diagram dari Fluida Kerja yang Digunakan	63

Gambar 4. 10 Pengaruh Tekanan <i>Inlet</i> Turbin terhadap Efisiensi	64
Gambar 4. 11 Pengaruh <i>Derajat Superheating</i> terhadap Kerja Netto	66
Gambar 4. 12 <i>Turbine Work</i> pada Turbin	67
Gambar 4. 13 Pengaruh <i>Derajat Superheating</i> terhadap Kalor Evaporator	68
Gambar 4. 14 T-s Diagram dari Fluida Kerja yang Digunakan	70
Gambar 4. 15 Pengaruh <i>Derajat Superheating</i> terhadap Efisiensi	71

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

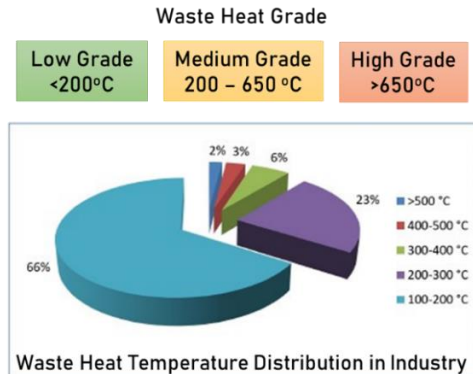
Tabel 2. 1 <i>Properties Refrigerant</i>	16
Tabel 3. 1 Data Eksperimen	43
Tabel 3. 2 Parameter Operasi	47
Tabel 3. 3 Variasi Pada Simulasi	48
Tabel 3. 4 Data Fluida Kerja	49

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Permintaan energi di dunia diprediksikan akan terus meningkat, sehingga diperlukan sumber energi yang dapat memenuhi kebutuhan tersebut. Selain itu, ada masalah lingkungan lainnya seperti *global warming*, yang menuntut sumber energi tersebut harus lebih bersih dan ramah lingkungan. Energi panas atau *thermal energy* merupakan salah satu bentuk energi yang mudah dimanfaatkan untuk memenuhi kebutuhan ini. Salah satu sumber penghasil energi panas adalah industri, dimana panas dari industri tersebut umumnya langsung dibuang ke udara bebas dan berpotensi menyebabkan *global warming*. Energi panas yang dihasilkan oleh industri dapat diklasifikasikan menjadi 3, yaitu *high grade waste heat* ($>650\text{ }^{\circ}\text{C}$), *medium grade waste heat* ($200 - 650\text{ }^{\circ}\text{C}$) dan *low grade waste heat* ($<200\text{ }^{\circ}\text{C}$). (Cyntia Haddad, 2014)



Gambar 1. 1 Distribusi Temperatur Gas Buang pada Industri

Pada pengaplikasiannya, *high grade* dan *medium grade* masih dapat dikonversikan ke bentuk energi lainnya, sedangkan hal ini sulit dilakukan untuk *low grade waste heat energy*. Beberapa cara untuk memanfaatkan *low grade waste heat energy* adalah dengan menggunakan *OTEC* (*Ocean Thermal Energy Conversion*) dan pembangkit listrik tenaga panas bumi (*geothermal power*)

plant). Kedua bentuk pemanfaatan tersebut memiliki kesamaan, dimana siklus yang digunakan adalah siklus rankine organik (*Organic Rankine Cycle*).

Organic Rankine Cycle merupakan pengembangan dari Rankine Cycle sebagai proses pembangkitan listrik yang tidak menggunakan air sebagai fluida kerja, melainkan *refrigerant*, *hydrocarbon* atau *siloxanes*. ORC menggunakan sumber panas yang bersuhu rendah hingga menengah (dibawah 400 °C). Perkembangan sistem ORC telah dimulai pada awal abad 19 akan tetapi aplikasi pada sektor pembangkitan listrik mulai banyak dilakukan pada abad 21. Pada tahun 1935, Prof. Luigi D'Amelio dari Universitas Naples membuat eksperimen dengan senyawa organik untuk siklus Rankine. Berdasarkan hasil risetnya tersebut, D'Amelio lalu mendesain sebuah pembangkit listrik tenaga geothermal di Citara, Ischia Island dengan menggunakan *ethylene* sebagai fluida kerja. (Macchi dan Astolfi, 2017)

Penelitian mengenai ORC sudah banyak dilakukan, salah satunya dilakukan oleh Chris Satria Pramana yang melakukan eksperimen mengenai pengaruh derajat *superheating* pada sistem ORC di Laboratorium Pendingin Teknik Mesin ITS, dari 1.589 hingga 7.343°C. Pada penelitian ini, diperoleh pengaruh peningkatan derajat *superheating* terhadap nilai daya netto yang dihasilkan dan efisiensi termal adalah berbanding lurus, yaitu semakin tinggi derajat *superheating* yang diberikan, maka semakin tinggi pula daya netto dan efisiensi termal yang dihasilkan. Peningkatan dari efisiensi sebesar 0.596% hingga 0.652%. Hal ini menunjukkan bahwa kondisi operasi dari sebuah ORC sangat berpengaruh terhadap efisiensi termalnya. (Chris, 2019)

Dengan semakin berkembangnya pembangkit listrik menggunakan sistem ORC dan adanya potensi pemanfaatan *waste heat energy*, maka sistem ORC ini merupakan salah satu solusi pemanfaatan energi terbarukan yang prospektif dan bisa diaplikasikan untuk masa mendatang. Pengembangan ORC bergantung pada fluida kerja dan juga kondisi operasi yang digunakan. ORC berjalan dengan menggunakan 4 komponen

utama, yaitu *evaporator*, *condensor*, pompa dan turbin atau ekspander. Turbin merupakan komponen yang berfungsi untuk mengkonversi energi panas menjadi energi mekanik yang selanjutnya dikonversikan menjadi energi listrik oleh generator. Performa turbin sendiri sangat berpengaruh terhadap performa dari ORC. Oleh karena itu dilakukan penelitian berupa simulasi terhadap performa ORC.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada penelitian ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh tekanan *inlet* turbin terhadap performa ORC secara simulasi?
2. Bagaimana pengaruh derajat *superheating* terhadap performa ORC secara simulasi?
3. Bagaimana pengaruh jenis *refrigerant* terhadap performa ORC secara simulasi?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh tekanan *inlet* turbin terhadap performa ORC secara simulasi.
2. Mengetahui pengaruh derajat *superheating* terhadap performa ORC secara simulasi.
3. Mengetahui pengaruh jenis *refrigerant* terhadap performa ORC secara simulasi.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah:

1. *Organic Rankine Cycle* bekerja dalam kondisi tunak (*steady state*).
2. Perubahan energi kinetik dan energi potensial sangat kecil sehingga dapat diabaikan.
3. Analisa perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
4. *Heat loss* pada sistem perpipaan diabaikan.

5. Penelitian ini tidak mengikutsertakan analisa rancangan komponen pada sistem ORC.

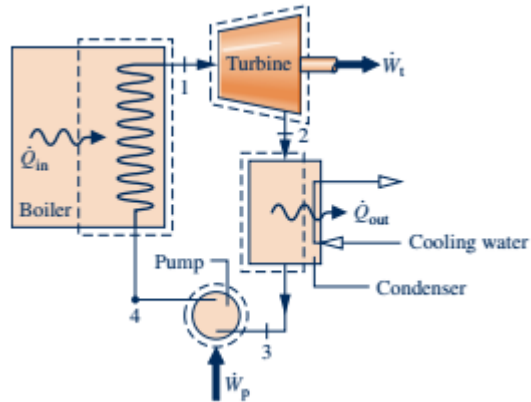
1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah:

1. Menambah pengetahuan penulis dan pembaca mengenai sistem *Organic Rankine Cycle*.
2. Mengetahui performa ORC terhadap perubahan kondisi operasi.
3. Teknologi ORC dapat dimanfaatkan untuk mengkonversi *low grade thermal energy*.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

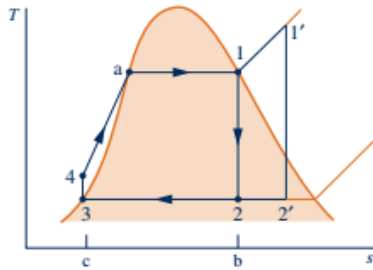
2.1 Rankine Cycle



Gambar 2. 1 Rankine Cycle

Rankine Cycle merupakan sebuah siklus termodinamika yang mengubah energi panas menjadi kerja. Siklus ini biasanya digunakan untuk pemodelan pembangkit listrik tenaga uap. Pada *rankine cycle* terdapat 4 buah komponen utama, yaitu: *Boiler*, *Turbine*, *Condenser* dan *Pump*. *Boiler* berfungsi untuk menguapkan fluida kerja pada pembangkit. Pemanasan dilakukan dengan menggunakan bahan bakar fosil, energi nuklir hingga energi surya. Fluida kerja yang diuapkan tersebut digunakan untuk menggerakkan *turbine* dengan cara diekspansi sehingga terjadi penurunan tekanan. Poros pada *turbine* dihubungkan dengan generator yang menghasilkan listrik. Uap hasil ekspansi *turbine* bergerak menuju *condenser* untuk dikondensasikan. Media pendinginan *condenser* dapat berupa air laut, air *cooling tower*, udara dan lainnya. Setelah dikondensasikan, kondensat tersebut dipompakan kembali ke *boiler* dengan menggunakan *pump*.

Sebuah *rankine cycle* dikatakan ideal apabila tidak ada *irreversibilities* dan terjadi proses *isentropic*. Tidak adanya *irreversibilities* berarti tidak ada penurunan tekanan (*pressure drop*) akibat gesekan pada fluida kerja yang melalui komponen *boiler* dan *condenser*, sehingga fluida kerja mengalir pada tekanan tetap. Proses *isentropic* berarti tidak ada perpindahan panas antara fluida kerja dan lingkungan sekitar saat melewati komponen *turbine* dan *pump*.



Gambar 2. 2 T-s Diagram dari *Rankine Cycle*

Proses 1-2: Ekspansi *isentropic* fluida kerja melalui *turbine* dari uap jenuh pada tingkat keadaan 1 ke tekanan *condenser*.

Proses 2-3: Perpindahan panas dari fluida kerja yang mengalir pada tekanan konstan melewati *condenser* dan keluar dengan kondisi cair jenuh pada tingkat keadaan 3.

Proses 3-4: Kompresi *isentropic* dalam pompa ke tingkat keadaan 4 pada daerah *compressed liquid*.

Proses 4-1: Perpindahan panas ke fluida kerja yang mengalir pada tekanan konstan melewati *boiler* untuk melengkapi siklus ini.

Rankine Cycle yang ideal juga bisa dilakukan dengan melakukan pemanasan uap lanjut, dimana digambarkan pada siklus: $1'-2'-3-4-1'$. Karena *Rankine Cycle* ideal terdiri dari *internally*

reversible processes, maka luasan dibawah garis proses dapat diinterpretasikan sebagai perpindahan panas per unit aliran massa. Luasan 1-b-c-4-a-1 menggambarkan perpindahan panas ke fluida kerja yang melewati *boiler* dan luasan 2-b-c-3-2 merupakan perpindahan panas dari fluida kerja yang melewati *condenser* per satuan aliran massa. Luasan 1-2-3-4-a-1 merupakan kalor input per unit aliran massa atau setara dengan kerja *output* per unit aliran massa. (Moran, Shapiro, Boettner dan Bailey, 2014)

2.2 Organic Rankine Cycle

Organic Rankine Cycle (ORC) adalah sebuah teknologi yang dapat memanfaatkan *low grade thermal energy* menjadi daya. Prinsip kerja dari *Organic Rankine Cycle* sama dengan *Rankine Cycle* konvensional, dengan menggunakan fluida kerja yang berbeda, dimana *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida organik. Fluida organik dipompa ke *heat exchanger (evaporator)* untuk menguapkan fluida kerja. Uap keluaran *heat exchanger* tersebut digunakan untuk melakukan ekspansi pada *expander* (turbin) untuk menghasilkan daya. Fluida keluaran *expander* lalu mengalir ke *condenser* untuk dikondensasikan. Kondensat tersebut lalu dialirkan ke pompa untuk selanjutnya dialirkan ke *heat exchanger*. Dibandingkan dengan *Rankine Cycle* konvensional memiliki beberapa kelebihan, seperti:

1. ORC lebih mudah direalisasikan pada pembangkit daya rendah. Dengan efisiensi yang sama, penurunan *enthalpy* spesifik air pada turbin harus lebih besar. Pada rentang daya rendah, dari beberapa kW hingga ratusan kW, turbin diharapkan bekerja dengan aliran massa yang rendah. Banyak pengaruh negatif yang diakibatkan penggunaan aliran massa yang rendah, seperti kerugian friksi yang lebih signifikan akibat ukuran ketinggian dan jarak *blade* yang lebih kecil, kerugian akibat kebocoran lebih signifikan karena *blade tip clearance* lebih besar terhadap ukuran turbin, dan kerugian *secondary flow* akibat

ketebalan blade yang relatif lebih besar. Kendala tersebut menyebabkan proses ekspansi yang tidak efisien, namun penggunaan fluida organik dapat mengatasi hal tersebut. Selain itu menawarkan konfigurasi *turbomachinery* yang lebih sederhana. Pada kondisi temperatur *hot* dan *cold side* yang sama, rasio tekanan pada fluida organik lebih rendah dibandingkan air, sehingga tidak diperlukan turbin yang kompleks dan memiliki banyak *stage*.

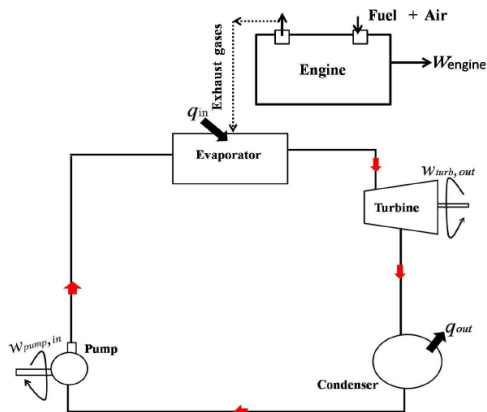
2. ORC dapat memanfaatkan efisiensi yang lebih baik dari *Rankine Cycle* konvensional. Berdasarkan *slope* dari kurva uap jenuh dari grafik temperatur-entropi (T-s), fluida kerja pada *Rankine Cycle* dapat dibagi menjadi 3: (a) *Dry fluid* dengan *slope* positif, (b) *Wet Fluid* dengan *slope* negatif, (c) *Isentropic Fluid* dengan *slope* mendekati nol. *Rankine Cycle* konvensional menggunakan air sebagai fluida kerjanya, dimana air merupakan *wet fluid*, sehingga perlu dilakukan *superheating* untuk mencegah terjadinya kondensasi pada *turbine*. *Superheating* adalah pemanasan lanjut untuk menaikkan suhu fluida dengan tekanan konstan. Dengan kondisi sumber panas tertentu, kenaikan *degree of superheat* menurunkan temperatur rata-rata pada air selama pemanasan. Berdasarkan teori carnot, efisiensi sistem menjadi rendah. Untuk mengatasi hal ini, dapat dilakukan penggantian fluida kerja dari air yang merupakan *wet fluid* dengan *dry* atau *isentropic fluid*. Sebagai contoh, pada suhu *inlet turbine* 200 °C, efisiensi dari *Rankine Cycle* konvensional sebesar 11.7%, dimana efisiensi dari ORC dengan suhu *inlet turbine* 120 °C lebih tinggi.
3. ORC memiliki sistem yang lebih sederhana pada *Rankine Cycle* konvensional pada *low grade heat*. ORC mampu mengaplikasikan tekanan dan aliran massa fluida kerja yang lebih rendah dari *Rankine Cycle* konvensional pada

medium dan *low grade heat*. Hal ini mengakibatkan *condenser* pada ORC bekerja pada tekanan yang cukup tinggi dibanding *Rankine Cycle* konvensional pada suhu yang sama, seperti suhu air laut (30 °C). Tekanan *condenser* tersebut membuat *piping* menjadi lebih murah dan menggunakan pompa yang lebih kecil tanpa menggunakan *accessories* lain yang digunakan pada *Rankine Cycle* konvensional.

Ratusan pembangkit listrik yang menggunakan ORC sudah beroperasi di seluruh dunia. Pada akhir tahun 2013, kapasitas ORC yang terpasang di dunia berkisar 1700 MW. Mayoritas pembangkit beroperasi pada temperatur 110 °C hingga 320 °C, dengan efisiensi listrik netto berkisar antara 9 hingga 20%. Kini Turboden dan Ormat merupakan manufaktur ORC terbesar yang ada. Turboden sudah melakukan pembangunan 200 pembangkit biomassa dengan ORC, dan Ormat sudah membangun 30 *geothermal* ORC. Triogen mengklaim memiliki ORC yang paling efisien di pasaran dengan efisiensi 17% (150 kW) dan paling hemat dalam hal biaya untuk per harga kW kapasitas yang dipasang. Teknologi ORC dengan rentang daya diatas 100 kW dapat dikatakan telah mencapai *degree of maturity*. (Macchi and Astolfi, 2017)

Keuntungan penggunaan ORC pada temperatur dan daya rendah sangat cocok dengan pengaplikasian pembangkit listrik dengan *waste heat recovery*, energi solar, energi panas bumi atau *geothermal* dan bahan bakar biomassa.

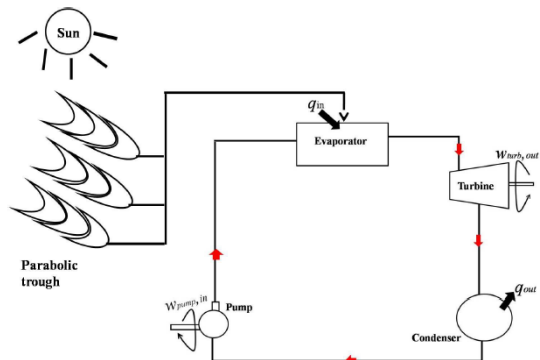
2.2.1 Waste Heat Recovery



Gambar 2. 3 Skema ORC menggunakan *waste heat*

Pada beberapa aplikasi, regenerator dan panas buangan boiler digunakan langsung untuk memanaskan sistem ORC. Pada siklus uap, panas yang memiliki temperatur rendah tidak menghasilkan keuntungan ekonomis. Namun, panas bertemperatur rendah tersebut dapat dimanfaatkan dengan menggunakan ORC.

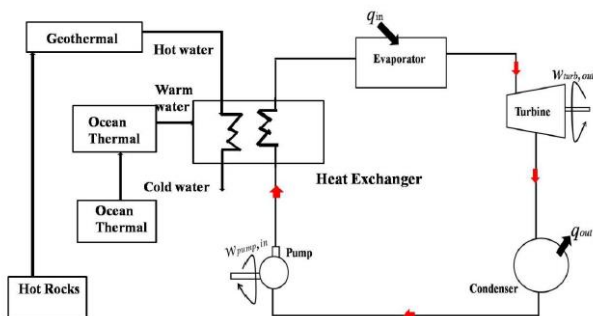
2.2.2 Energi Solar



Gambar 2. 4 Skema ORC dengan energi solar

Ekstraksi energi solar bisa dilakukan dengan menggunakan beberapa jenis peralatan seperti *parabolic dish*, *parabolic trough* dan *solar tower*. Temperatur dari *parabolic dish* umumnya berkisar 300–400 °C. Untuk dapat memanfaatkan panas ini secara ekonomis pada Rankine Cycle, dibutuhkan sumber panas bersuhu tinggi dan kapasitas pembangkitan yang tinggi. ORC dapat digunakan pada suhu yang relatif lebih rendah dengan kapasitas yang lebih rendah.

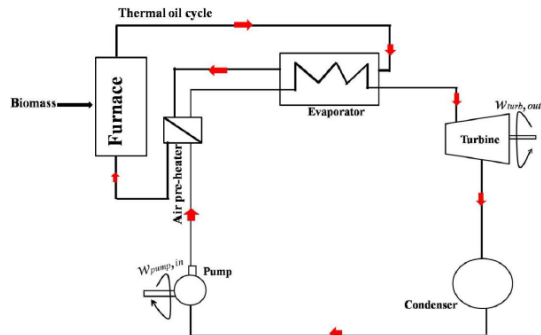
2.2.3 Energi Panas Bumi (*Geothermal*)



Gambar 2. 5 Skema ORC dengan energi panas bumi (*geothermal*)

Pembangkit listrik tenaga panas bumi (*geothermal*) memiliki kemampuan untuk menyuplai tenaga listrik yang dapat diperbaharui. Pada tahun 2008, pembangkit listrik tenaga panas bumi ini mampu menyuplai 1% dari total kebutuhan listrik dunia. Pembangkit listrik tenaga panas bumi ini dapat dilakukan dengan 3 teknologi berbeda, yaitu *flash steam power plants*, *binary cycle power plants* dan *dry steam power plants*.

2.2.4 Bahan Bakar Biomassa



Gambar 2. 6 Skema ORC dengan bahan bakar biomassa

Harga dan penggunaan dari bahan bakar konvensional seperti fosil selalu meningkat. Penggunaan bahan bakar fosil juga menyebabkan perubahan pada iklim dan menghasilkan polusi. Untuk itu, penggunaan bahan bakar biomassa sekarang terus berkembang karena harganya lebih murah dan lebih ramah lingkungan daripada bahan bakar fosil. Ada beberapa jenis bahan bakar biomassa, seperti biogas dari *wood wastes* dan *combustible agricultural wastes*. Penggunaan bahan bakar biomassa memiliki banyak keuntungan seperti harga yang lebih murah dan aman terhadap *global warming potential*. (Obafunmi, 2014)

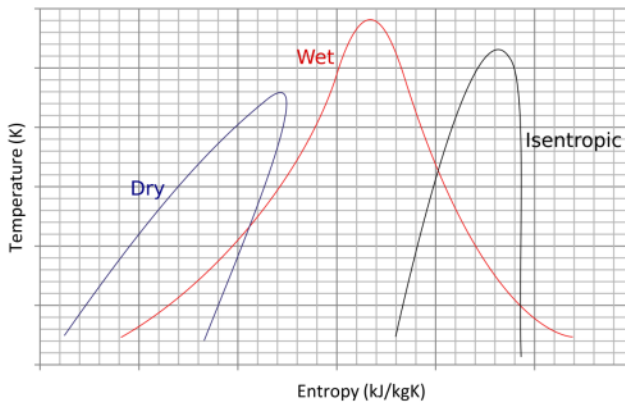
2.3 Fluida Organik

Pada *Organic Rankine Cycle*, banyak jenis fluida kerja yang dapat digunakan, berbeda dengan *Rankine Cycle* konvensional yang fluida kerjanya hanya air. Oleh karena itu, ORC dapat digunakan pada sumber panas yang berbeda-beda. Fluida organik dapat dipilih dari berbagai jenis bahan kimia seperti *hydrocarbon (alkanes, alkenes, dll)*, *refrigerant (partially fluorinated dan perfluorinated compounds)*, dan *siloxanes*. Pemilihan fluida kerja akan mempengaruhi siklus termodinamika, performa dan harga komponen yang digunakan seperti pompa, *expander*, dan *heat exchanger*, layout pembangkit, persyaratan

keamanan dan lain-lain. Pada umumnya, fluida kerja diklasifikasikan menjadi 3 jenis, yaitu:

1. *Wet Fluids*
2. *Dry Fluids*
3. *Isentropic Fluids*

Klasifikasi ini dilakukan berdasarkan gradien $\frac{dT}{ds}$ dari kurva uap jenuh fluida pada T-s diagram. Diagram T-s dari ketiga jenis fluida tersebut dapat dilihat pada gambar.



Gambar 2. 7 Bentuk T-s diagram dari ketiga jenis fluida

Fluida yang memiliki kurva dengan gradien negatif ($\frac{dT}{ds} < 0$) disebut *wet fluids*, fluida yang memiliki kurva dengan gradien positif ($\frac{dT}{ds} > 0$) disebut *dry fluids*, dan fluida yang memiliki kurva dengan gradien nol ($\frac{dT}{ds} = 0$), dimana kurva uap jenuh yang mendekati vertikal disebut *isentropic fluids*. (Douvartzides dan Karmalis, 2016)

Pada pemilihan fluida kerja untuk ORC, ada beberapa hal yang harus diperhatikan seperti sifat termodinamika, *thermal stability*, biaya, dampak dan keamanan terhadap lingkungan.

2.3.1 Sifat Termodinamika

Dalam proses mendesain ORC, sifat termodinamika merupakan hal yang paling penting. Faktor-faktor yang mempengaruhi antara lain:

- *Critical Parameter* (temperatur dan tekanan)
Fluida kerja yang digunakan harus sesuai dengan kondisi temperatur dan tekanan dari ORC yang dioperasikan. Contohnya, temperatur *evaporator* dari ORC harus lebih tinggi daripada temperatur saturasi dari fluida kerja pada tekanan tertentu dan tekanan kondensasi yang harus lebih tinggi dari temperatur atmosfer agar tidak terjadi kebocoran.
- Berat Molekul
Dalam penggunaan fluida kerja pada ORC, fluida kerja yang memiliki berat molekul lebih tinggi memberikan keuntungan dalam desain turbin. Karena berat molekul berbanding terbalik dengan penurunan *enthalpy*, maka turbin yang digunakan membutuhkan jumlah tingkatan, kecepatan *peripheral* dan tegangan mekanik yang lebih rendah. Akan tetapi, fluida yang memiliki berat molekul yang lebih tinggi memiliki koefisien perpindahan yang lebih rendah, sehingga membutuhkan daerah *heat exchanger* yang lebih banyak.
- *Molecular Complexity*
Fluida yang memiliki susunan molekul yang lebih kompleks memungkinkan terjadinya *dry expansion* dari uap jenuh tanpa menyebabkan erosi pada *blade* turbin. Namun, fluida dengan susunan molekul kompleks ini memiliki penurunan temperatur yang lebih rendah pada saat ekspansi sehingga diperlukan pemanasan pada fluida setelah melewati pompa dan sebelum memasuki *evaporator* agar dapat menghasilkan kerja yang lebih banyak.

2.3.2 Thermal Stability

Sesuai dengan standard ASTM No. D6743-11, *thermal stability* adalah kemampuan fluida untuk mempertahankan *properties* fisik utamanya yang disebabkan oleh pemanasan. Semakin baik *thermal stability* sebuah fluida, semakin tinggi temperatur maksimum yang dapat bekerja pada fluida tersebut. *Thermal degradation* dapat terjadi apabila ketika sebuah fluida bekerja melebihi temperatur maksimumnya, sehingga memecah ikatan kimia dari fluida tersebut dan membentuk senyawa baru dengan temperatur maksimum yang lebih tinggi atau lebih rendah dari awalnya. Contohnya adalah *toluene* (C_7H_8) yang akan mengalami degradasi pada suhu $340\text{ }^\circ\text{C}$, yang akan menghasilkan metana (CH_4), etana (C_2H_6), propana (C_3H_8), dan alkena pada bentuk gas serta *biphenyls* pada fase cair. (Macchi and Astolfi, 2017)

2.3.3 Biaya, Dampak Lingkungan dan Keamanan

Ketika memilih fluida kerja, dampak lingkungan dan keamana adalah faktor yang harus diperhatikan. Kebanyakan fluida organik yang ada sudah dilarang untuk digunakan karena memiliki nilai ODP dan GWP yang tinggi. Ada beberapa faktor yang harus diperhatikan dalam memilih fluida kerja, antara lain:

- Ketersediaan secara komersial
Fluida yang akan digunakan harus tersedia di pasar apabila digunakan untuk pembangkit yang berskala besar. Hal ini disebabkan karena fluida merupakan salah satu aspek yang memiliki pengaruh signifikan terhadap investasi.
- Kompabilitas terhadap peralatan
Fluida organik yang digunakan harus sesuai dengan peralatan yang dipakai. Beberapa fluida ada yang bersifat korosif terhadap beberapa material, sehingga pemilihan fluida kerja dan material dapat ditentukan agar *reliability* dari peralatan maupun fluida kerja tetap tinggi.

- **Keamanan Fluida terhadap lingkungan**
Ada beberapa hal yang harus diperhatikan ketika memilih fluida yang akan digunakan, yaitu fluida yang digunakan harus *Non-toxic*, *Non-flammable*, dan memiliki nilai *Ozone Depletion Potential* (ODP) dan *Global Warming Potential* (GWP) yang rendah. *Non-toxic* berarti fluida kerja yang digunakan tidak boleh bersifat beracun atau berbahaya ketika digunakan untuk beroperasi. *Non-flammable* berarti fluida yang digunakan tidak mudah terbakar pada suhu tertentu. Fluida yang mudah terbakar secara ekonomis memang lebih murah, tetapi alat keamanan yang digunakan untuk mencegah terbakarnya fluida menyebabkan total biaya yang dikeluarkan lebih banyak. Nilai ODP mengartikan kemampuan fluida untuk merusak lapisan ozon di udara relatif terhadap fluida R11 yang memiliki nilai ODP 1. Umumnya, fluida kerja memiliki nilai ODP antara 0-1. Banyak fluida kerja yang dilarang penggunaannya seperti *chlorofluorocarbon*, *hydrochlorofluorocarbon*, dan *bromofluorocarbon* yang memiliki nilai ODP tinggi. Indeks lainnya yang digunakan adalah GWP atau *global warming potential*, yaitu kemampuan fluida untuk menyebabkan *global warming* relatif terhadap CO₂. (Obafunmi, 2014)

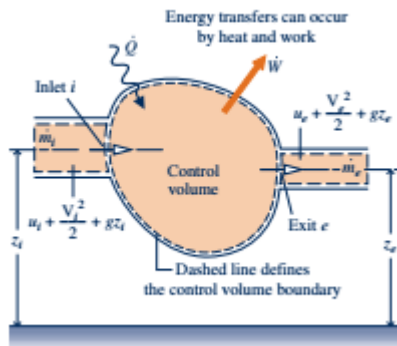
Tabel 2. 1 *Properties Refrigerant*

<i>Refrigerant</i>	<i>Physical data</i>				<i>Safety data</i>	<i>Environmental data</i>		
<i>Number</i>	P _{cr} (Mpa)	T _{cr} (°C)	T _{bp} (°C)	M (g/mol)	ASHRAE 34 <i>safety group</i>	ALT (year)	ODP	GWP (100 year)
R143a	3.76	72.7	- 47.2	84.04	A2	52	0	4470
R152a	4.52	113.3	-24	66.05	A2	1.4	0	124

R290	4.25	96.7	-42.1	44.1	A3	0.041	0	~20
R717	11.33	132.3	-33.3	17.03	B2	0.01	0	<1
R124	3.62	122.3	-12	136.48	A1	5.8	0.02	77
R134a	4.06	101.1	-26.1	102.03	A1	14	0	1430
R141b	4.21	204.4	32	116.95	N.A	9.3	0.12	725
R142b	4.06	137.1	-9.1	100.5	A2	17.9	0.07	2310
R123	3.66	183.7	27.8	152.93	B1	1.3	0.02	77
R245fa	3.650	154.0	15.1	134.05	B1	7.6	0	1030
R600	3.8	152	-0.5	58.12	A3	0.018	0	~20
R600a	3.63	134.7	-11.7	58.12	A3	0.019	0	~20
R601a	3.38	187.2	27.8	72.15	A3	0.01	0	~20

2.4 Analisa Termodinamika

Fluida kerja pada *Organic Rankine Cycle* mengalami siklus termodinamika selama bersirkulasi pada komponen-komponen yang ada, sehingga analisa termodinamika siklus pembangkitan berlaku pada sistem *Organic Rankine Cycle*. Analisa yang digunakan adalah Hukum termodinamika I serta Hukum termodinamika II berlaku pada analisa tiap komponen.



Gambar 2. 8 Volume atur hukum termodinamika

2.4.1 Hukum Termodinamika I

Konservasi energi dapat dilihat pada gambar 2.8. Karena energi dan massa merupakan *extensive property*, maka keduanya dapat masuk dan keluar dari sistem karena melewati batasan volume atur. Dengan demikian, konsep konservasi energi yang diaplikasikan pada volume atur menyatakan: laju perubahan energi dalam sebuah volume atur dalam waktu t sama dengan laju netto perpindahan panas dalam waktu t dikurangi laju netto kerja yang keluar dalam waktu t ditambah laju netto energi yang masuk ke dalam volume atur bersama dengan massa. Pada kondisi satu *inlet*, satu *outlet* dengan aliran satu *dimensional*, maka laju kesetimbangan energinya adalah:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m} \left(u_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

E_{cv} merupakan energi pada volume atur dalam waktu t . \dot{Q} dan \dot{W} adalah laju netto perpindahan energi dari panas dan kerja yang melewati batasan volume atur dalam waktu t . Bagian yang digarisbawahi adalah laju perubahan energi secara *internal*, kinetik dan potensial dari aliran yang masuk dan keluar. Apabila tidak ada aliran massa yang keluar atau masuk, persamaan yang digarisbawahi tersebut hilang dari persamaan. Karena kerja selalu dilakukan pada atau oleh volume atur dimana zat mengalir melewati batasan volume atur, maka lebih mudah bila memisahkan kerja (\dot{W}) pada persamaan menjadi 2 kontribusi: kontribusi pertama adalah kerja yang berhubungan dengan tekanan fluida dimana massa masuk dari *inlet* dan keluar pada *outlet*. Kontribusi lainnya dilambangkan dengan \dot{W}_{cv} , melingkupi semua kerja lainnya seperti putaran poros, perpindahan batasan volume atur dan efek kelistrikan. Berdasarkan hal tersebut, maka besarnya laju netto perpindahan energi melalui kerja pada batasan volume atur dalam waktu t dapat dirumuskan sebagai:

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + (p_e A_e) V_e - (p_i A_i) V_i$$

Sesuai dengan peraturan tanda pada kerja, kerja pada *inlet* dinotasikan negatif karena merupakan perpindahan energi yang masuk ke dalam batasan volume atur. *Outlet* memiliki tanda positif karena merupakan perpindahan energi yang keluar dari batasan volume atur. Dengan hubungan $AV = \dot{m}v$, maka persamaan diatas dapat ditulis seperti berikut:

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + \dot{m}_e(p_e v_e) - \dot{m}_i(p_i v_i)$$

\dot{m}_e dan \dot{m}_i menandakan laju aliran massa dan v_e dan v_i menandakan *specific volume* pada *outlet* dan *inlet* dari batasan volume atur. $\dot{m}_e(p_e v_e)$ dan $\dot{m}_i(p_i v_i)$ menandakan kerja yang diasosiasikan dengan tekanan pada bagian *inlet* dan *outlet* dari batasan volume atur, yang biasa disebut sebagai *flow work*. Dengan mensubstitusikan persamaan kerja ini ke persamaan kesetimbangan energi, maka hasilnya adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left(u_i + p_i v_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) \\ - \dot{m}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \end{aligned}$$

Persamaan diatas dapat disimplifikasi dengan mensubstitusikan $h = u + pv$, maka persamaan tersebut menjadi:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Pada kenyataannya, ada kemungkinan massa yang masuk dan keluar dari batasan volume atur pada beberapa lokasi, sehingga laju kesetimbangan energi dapat dinyatakan sebagai:

$$\begin{aligned} \frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) \\ - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \end{aligned}$$

Ketika volume atur berada dalam kondisi tunak, maka energi pada volume atur tidak berubah terhadap waktu, sehingga $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$, maka persamaan tersebut dapat ditulis:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

2.4.2 Hukum Termodinamika II

Entropi merupakan salah satu *extensive property*, sama seperti massa dan energi. Oleh karena itu, maka entropi juga dapat berpindah masuk atau keluar sistem pada volume atur mengikuti aliran fluida. Laju kesetimbangan entropi dapat dituliskan dengan persamaan berikut:

$$\frac{dS_{cv}}{dt} = \sum_j \frac{Q_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{\sigma}_{cv}$$

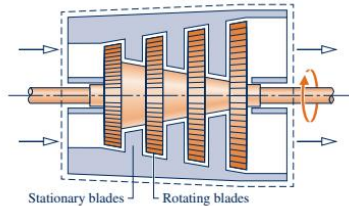
$\frac{dS_{cv}}{dt}$ merupakan laju perubahan entropi dalam batasan volume atur. $\dot{m}_i s_i$ dan $\dot{m}_e s_e$ merupakan perpindahan entropi yang diikuti dengan aliran massa keluar dan masuk batasan volume atur. Q_j merupakan laju perpindahan panas pada batasan volume atur dengan temperatur *instananeous* temperatur T_j . Rasio antara $\frac{Q_j}{T_j}$ adalah laju perpindahan entropi. Notasi $\dot{\sigma}_{cv}$ merupakan laju produksi entropi yang disebabkan oleh *irreversibilities* dalam batasan volume atur.

Ketika volume atur berada dalam kondisi tunak, maka energi pada volume atur tidak berubah terhadap waktu, sehingga $\frac{dS_{cv}}{dt} = 0$, maka persamaan dapat ditulis sebagai berikut:

$$0 = \sum_j \frac{Q_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{\sigma}_{cv}$$

2.4.3 Turbin

Turbin merupakan sebuah komponen yang menggunakan aliran fluida berupa gas atau cairan untuk memutar poros yang dapat berotasi dengan bebas. Pada *Rankine Cycle*, uap keluaran boiler dengan temperatur dan tekanan yang tinggi akan masuk ke turbin lalu berekspansi untuk menghasilkan daya dengan memutar turbin, lalu fluida kerja akan masuk ke kondensor dengan suhu dan tekanan yang lebih rendah.



Gambar 2. 9 Volume atur pada turbin

Perubahan energi kinetik dan potensial pada turbin umumnya ada, tapi relatif kecil sehingga dapat diabaikan. Perpindahan panas pada turbin tidak dapat dihindari, namun besarnya perpindahan panas tersebut relatif kecil jika dibandingkan dengan daya yang dihasilkan, sehingga diabaikan. Berdasarkan kondisi tersebut, maka persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2) \right)$$

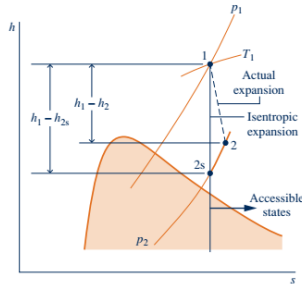
$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

Internal irreversibilities pada turbin menyebabkan kerja spesifik turbin memiliki batasan tertentu. Karena tingkat keadaan pada *inlet turbine* memiliki nilai tertentu, maka nilai dari *enthalpy* spesifik h_1 diketahui. Oleh karena itu, kerja spesifik turbin dipengaruhi oleh nilai dari *enthalpy* spesifik pada *outlet turbine* yaitu h_2 . Semakin kecil nilai h_2 , maka semakin besar pula kerja

spesifik turbin. Berdasarkan hukum termodinamika nilai minimum h_2 dapat ditentukan dengan persamaan berikut

$$\frac{\dot{\sigma}_{cv}}{\dot{m}} = s_2 - s_1 \geq 0$$

Karena nilai *entropy production* $\dot{\sigma}_{cv}$ tidak bisa negatif, sehingga nilai $s_1 < s_2$.



Gambar 2. 10 h-s diagram pada turbin

Tingkat keadaan 2s hanya dapat dicapai apabila tidak ada *internal irreversibilities* dalam turbin, sehingga kerja spesifik dari turbin maksimum. Hal ini menunjukkan ekspansi secara *isentropic*. Persamaan dari kerja maksimum turbin adalah sebagai berikut

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = h_1 - h_{2s}$$

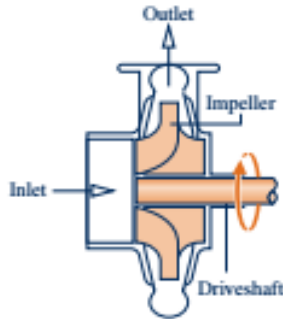
Pada ekspansi aktualnya, nilai dari $h_2 > h_{2s}$, sehingga kerja spesifik yang dihasilkan oleh turbin lebih rendah dari maksimumnya. Perbandingan kerja yang dihasilkan tersebut dapat diartikan sebagai efisiensi *isentropic turbine*, yang persamaannya dapat ditulis sebagai berikut

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{cv}/\dot{m}}{(\dot{W}_{cv}/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

2.4.4 Pompa

Pompa merupakan komponen yang memberikan kerja ke fluida yang mengalir melaluinya untuk meningkatkan tekanan

fluida. Pada *Rankine Cycle*, kondensat yang telah melewati kondenser akan melalui pompa untuk meningkatkan tekanan kondensat lalu dialirkan ke *boiler*.



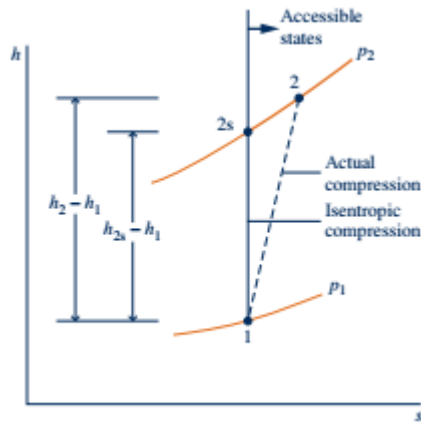
Gambar 2. 11 Volume atur pada pompa

Perubahan energi kinetik dan potensial pada pompa umumnya ada, tapi relatif kecil sehingga dapat diabaikan. Perpindahan panas pada pompa tidak dapat dihindari, namun besarnya perpindahan panas tersebut relatif kecil, sehingga diabaikan. Berdasarkan kondisi tersebut, maka persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right)$$

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

Tingkat keadaan pada *inlet* pompa memiliki nilai tertentu, maka nilai dari *enthalpy* spesifik h_1 diketahui. Oleh karena itu, kerja spesifik pompa dipengaruhi oleh nilai dari *enthalpy* spesifik pada outlet pompa yaitu h_2 . Jika dilihat dari persamaan, semakin kecil nilai h_2 , maka semakin kecil pula kerja spesifik pompa. Berdasarkan hukum termodinamika nilai minimum h_2 dapat diperoleh ketika pompa bekerja secara *isentropic*.



Gambar 2. 12 h-s diagram pada pompa

Tingkat keadaan 2s dapat dicapai ketika tidak ada *internal irreversibilities* di dalam pompa, atau biasa disebut kompresi *isentropic*. Persamaan kerja spesifik minimum yang diperlukan pompa adalah sebagai berikut:

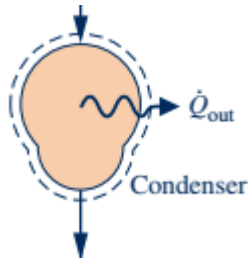
$$(\dot{W}_P)_s = \dot{m}(h_{2s} - h_1)$$

Pada kondisi aktual, nilai $h_2 > h_{2s}$, sehingga kerja spesifik aktual yang digunakan pompa lebih besar daripada saat *isentropic*. Perbandingan antara kerja spesifik aktual dengan *isentropic* disebut efisiensi pompa, dengan persamaan sebagai berikut:

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_{cv}/\dot{m})_s}{\dot{W}_{cv}/\dot{m}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

2.4.5 Kondensor

Pada kondensor, terjadi perpindahan panas keluar dari sistem, sehingga fluida kerja mengalami kondensasi.



Gambar 2. 13 Volume atur pada kondensor

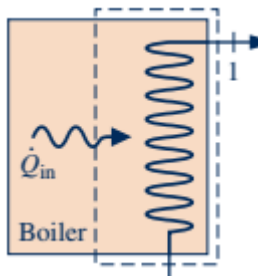
Pada volume atur kondensor, kerja yang melewati batasan adalah *flow work*, sehingga \dot{W}_{cv} dapat dihilangkan dari kesetimbangan energi. Selain itu, perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan karena nilainya yang kecil. Berdasarkan kondisi tersebut, maka persamaan kesetimbangan energi pada kondensor dapat dituliskan sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2) \right)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

2.4.6 Boiler

Pada *boiler*, terjadi perpindahan panas yang masuk ke dalam sistem, yang berfungsi untuk mengubah kondensat dari pompa untuk dijadikan uap untuk menghasilkan daya pada turbin.



Gambar 2. 14 Volume atur pada boiler

Pada volume atur boiler, kerja yang melewati batasan adalah *flow work*, sehingga \dot{W}_{cv} dapat dihilangkan dari kesetimbangan energi. Selain itu, perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan karena nilainya yang kecil. Berdasarkan kondisi tersebut, maka persamaan kesetimbangan energi pada boiler dapat dituliskan sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2) \right)$$

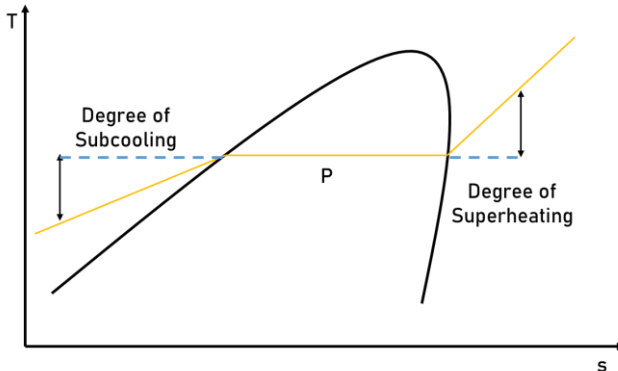
$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

2.4.7 Parameter Performa

Performa Rankine Cycle dapat dinyatakan dalam bentuk efisiensi termal. Efisiensi termal merupakan rasio antara kerja netto yang dihasilkan siklus terhadap energi masukan kedalam siklus. Efisiensi termal dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut: (Moran, Shapiro, Boettner dan Bailey, 2014)

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{in}}$$

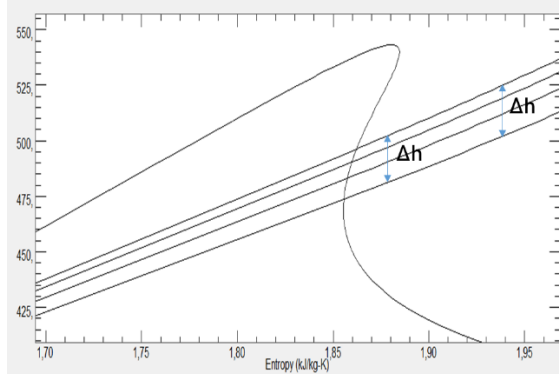
2.5 Derajat Superheating



Gambar 2. 15 Derajat *superheating* dan derajat *subcooling*

Derajat *Superheating* adalah perbedaan temperatur antara kondisi *superheated vapor* dengan kondisi saturasi pada tekanan tertentu. *Degree of superheating* ditunjukkan pada gambar 2.15 dan didefinisikan dengan

$$\text{Degree of Superheating} = T_{\text{superheat}} - T_{\text{saturated}}$$



Gambar 2. 16 h-s diagram R141b

Perlakuan meningkatkan *degree of superheating* pada tekanan yang sama akan menghasilkan perbedaan entalpi yang lebih besar pada turbin. Hal ini menyebabkan peningkatan daya yang dihasilkan oleh turbin tergantung pada jenis fluida yang digunakan.

2.6 Aspen Plus

ASPEN merupakan akronim dari *Advanced System for Process Engineering*. *Aspen Plus* merupakan *software process simulation* yang mampu mengkalkulasi perhitungan termodinamika atau memperoleh korelasi antara termodinamika dan *transport data*. Kemampuan software *Aspen Plus* adalah sebagai berikut: (Sandler, 2015)

1. Simulasi Proses Dasar.
2. *Phase equilibria* (*vapor-liquid*, *liquid-liquid*, dan *vapor-liquid-liquid*).
3. Regresi data termodinamika.

4. Analisa tingkat keadaan (*pure fluids* dan *mixture*).
5. *NIST TDE (thermodynamics data engine)*.
6. *Property Method Selection Assistant*.
7. Distilasi dan Ekstraksi Sederhana.

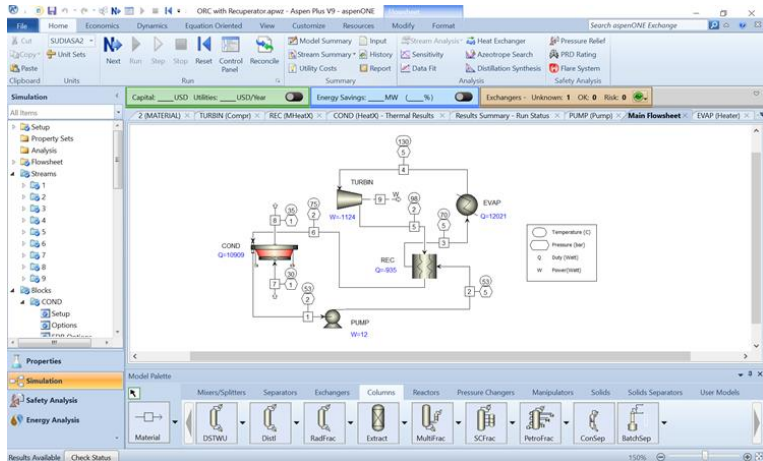
Kalkulasi yang dilakukan *Aspen Plus* berdasarkan pada:

1. Persamaan kesetimbangan dari *extensive properties* termodinamika seperti massa, mol dan energi.
2. Hubungan termodinamika untuk *reacting* dan *non-reacting medium*, seperti perbedaan fasa dan kesetimbangan kimia.
3. Persamaan momentum, perpindahan panas, dan perpindahan massa.
4. Reaksi *stoichiometry* dan *kinetic data*.
5. *Physical constrain* yang digunakan pada proses.

Langkah yang dilakukan untuk melakukan simulasi pada *Aspen Plus* adalah sebagai berikut:

1. Menentukan komponen kimia yang digunakan pada proses. Komponen tersebut dapat diperoleh dari *Aspen Plus databanks*, atau dengan mengimpor data ke *software Aspen Plus*.
2. Menentukan model termodinamika dan memperoleh *properties* fisik dari komponen atau campuran yang digunakan dalam proses.
3. Menentukan *process flowsheet*:
 - a. Menentukan unit operasi pada proses.
 - b. Menentukan aliran yang mengalir masuk atau keluar dari sebuah unit operasi.
 - c. Memilih *model* dari *Aspen Plus Model Library* untuk mendefinisikan unit operasi yang digunakan.
 - d. Memberikan label pada unit operasi dan menghubungkan antar unit operasi dengan aliran.

4. Menentukan laju aliran dari tiap komponen, dan kondisi termodinamika baik tekanan, temperatur dan komposisi dari seluruh aliran.
 5. Menentukan kondisi operasi untuk tiap unit operasi.
- (Al-Malah, 2017)



Gambar 2. 17 Tampilan Simulasi Aspen Plus

2.6.1 *Property Method* pada Aspen Plus

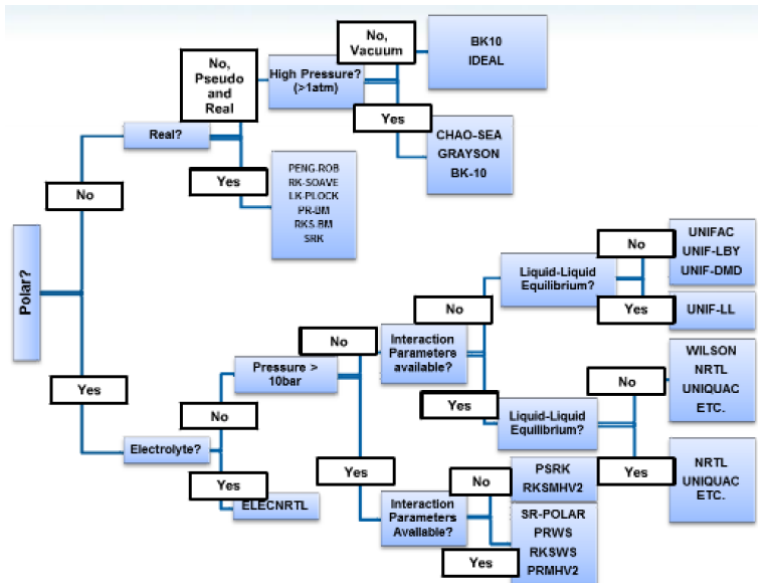
Salah satu hal penting yang harus dilakukan pada awal simulasi *Aspen Plus* adalah pemilihan *property method*. *Property method* adalah sebuah paket model yang digunakan untuk menghitung *thermodynamic*, *kinetic* dan *transport properties*. Pemilihan *property method* pada *software ASPEN PLUS* didasarkan pada jenis fluida dan juga kondisi operasi yang akan diterapkan pada simulasi tersebut. Secara umum, *property method* tersebut dibagi menjadi 2 jenis.

- ***Activity coefficient-based method***
Activity coefficient-based method umumnya digunakan untuk mendeskripsikan sistem dari sebuah campuran polar pada tekanan rendah (10 atm) dan jauh dari daerah kritis. Metode ini merupakan cara terbaik untuk menunjukkan

highly nonideal liquid mixtures pada tekanan rendah. Metode ini digunakan untuk menghitung *fugacity*, *enthalpy*, *entropy*, dan *Gibbs free energy*. Umumnya, sebuah pemodelan empiris digunakan untuk menghitung berat jenis ketika *activity coefficient-based method* digunakan dalam *phase equilibrium modelling*. Beberapa contoh metode dari *activity coefficient-based method* adalah *NRTL (Non-Random-Two-Liquid)*, *UNIFAC (Universal Functional Activity Coefficient)* dan *UNIQUAC (Universal Quasichemical Activity Coefficient)*.

- ***Equation of state method***

Equation of state method dapat digunakan pada sistem yang beroperasi pada daerah kritis dan ketika tidak ada komponen polar yang digunakan. Metode ini dapat menjelaskan hubungan dari ketiga parameter utama seperti tekanan (P), temperatur (T), dan volume (V). Pemodelan ini juga dapat digunakan untuk memodelkan baik pada daerah kritis maupun subkritis, serta pada menghitung *thermodynamic properties* dari sebuah komponen dalam fasa cairan maupun uap pada keadaan ideal maupun non-ideal. Model *equation of state* cocok digunakan untuk memodelkan sistem hidrokarbon dengan gas ringan seperti CO₂, N₂, dan H₂S. Contoh dari model *equation of state* adalah *PENG-ROB (Peng – Robinson)*, *RK-SOAVE (Redlich – Kwong Soave)*, dan *LK-PLOCK (Lee – Kesler - Plocker)*. (Al Malah, 2017)



Gambar 2. 18 Pemilihan *Property Method*

Metode *PENG-ROB* menggunakan persamaan standar *Peng-Robinson cubic equation of state* untuk menyelesaikan persamaan termodinamika. *Property method* ini dapat dibandingkan dengan *SRK Method* dan cocok untuk digunakan untuk simulasi *gas processing*, kilang minyak, dan pengaplikasian petrokimia. Contoh aplikasinya adalah *gas plants*, *crude towers* dan *ethylene plants*. Metode ini bisa diaplikasikan untuk daerah temperature dan tekanan tinggi, seperti proses hidrokarbon dan ekstraksi superkritikal. Hasil yang diperoleh dengan metode ini konsisten pada daerah kritikal, namun kurang akurat untuk titik kritikal campuran komponen.

Metode *SRK* menggunakan persamaan standar *Soave-Redlich-Kwong (SRK) cubic equation of state* untuk semua properti termodinamika. Metode ini cocok digunakan untuk simulasi *gas processing*, kilang minyak, dan pengaplikasian petrokimia. Contoh aplikasinya adalah *gas plants*, *crude towers* dan *ethylene plants*.

Metode ini bisa diaplikasikan untuk daerah temperature dan tekanan tinggi, seperti proses hidrokarbon dan ekstraksi superkritikal. Hasil yang diperoleh dengan metode ini konsisten pada daerah kritikal, namun kurang akurat untuk titik kritikal campuran komponen.

Metode LK-PLOCK menggunakan persamaan standar *Lee-Kesler-Plocker equation of state* untuk menyelesaikan perhitungan semua properti termodinamika. Metode ini bisa digunakan untuk *gas processing* dan kilang minyak. Metode ini bisa diaplikasikan untuk daerah temperature dan tekanan tinggi, seperti proses hidrokarbon dan ekstraksi superkritikal. Hasil yang diperoleh dengan metode ini konsisten pada daerah kritikal, namun kurang akurat untuk titik kritikal campuran komponen.

Selain pemodelan diatas, terdapat pula pemodelan khusus apabila fluida yang digunakan adalah *refrigerant*. *Property method* yang digunakan untuk memodelkan sistem yang menggunakan *refrigerant* adalah *REFPROP*. *REFPROP* merupakan singkatan dari *Reference Fluid Properties*, yang dikembangkan oleh *National Institute of Standards and Technology (NIST)*. Model ini menyediakan properti termodinamika dan transport dari fluida untuk kepentingan industri, dengan perhatian khusus untuk *refrigerant* dan hidrokarbon, untuk kebutuhan sistem gas natural. *REFPROP* menggunakan 3 model untuk persamaan termodinamikanya: *equations of state explicit in Helmholtz Energy*, *modified Benedict-Webb-Rubin equation of state*, dan *extended corresponding states (ECS) model*. (ASPEN TECH, 2013)

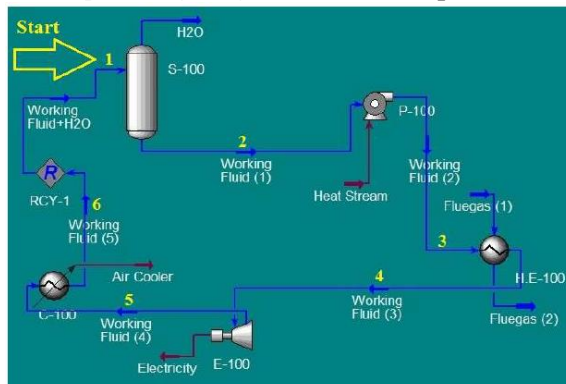
2.7 Penelitian Terdahulu

2.7.1 Penelitian Omid et al (2014)

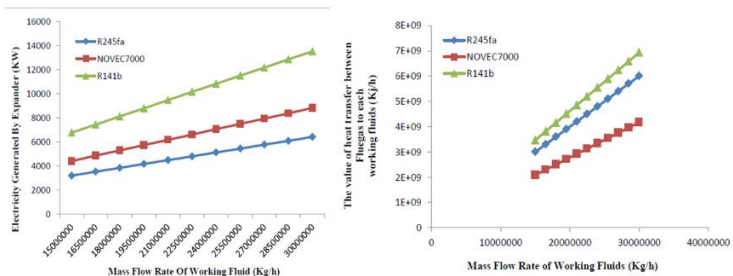
Producing Large-Scale Electricity by Using a ORC Which Driven by R245fa, NOVEC7000, And R141b as Working Fluids through a Flue Gas Boiler

Penelitian ini dilakukan oleh Omid Rowshananie dkk di University Putra Malaysia, Serdang, Malaysia. Studi ini dilakukan dengan melakukan simulasi menggunakan *software HYSYS*,

dengan media pemanas dimodelkan dari *flue gas boiler*, dan fluida kerja yang digunakan adalah R245fa, NOVEC7000 dan R141b. Pada simulasi ini, dilakukan variasi berupa aliran massa fluida kerja yang digunakan. Hasil yang didapatkan kemudian dianalisa untuk mendapatkan hasil berupa kerja netto maksimal dari sistem ORC, dan nilai perpindahan panas antara *flue gas* dan R245fa, NOVEC7000 dan R141b sebagai fluida kerja pada *heat exchanger*. Temperatur *evaporator flue gas* diasumsikan pada suhu 200 °C.



Gambar 2. 19 Skema Simulasi dengan *software HYSYS*



Gambar 2. 20 Grafik hasil penelitian Omid

Dari hasil tersebut, didapat bahwa R141b memiliki nilai kerja netto maksimal diantara fluida kerja lainnya, yaitu sebesar 13,530 KW, sedangkan untuk NOVEC7000 8,817 KW dan R245fa

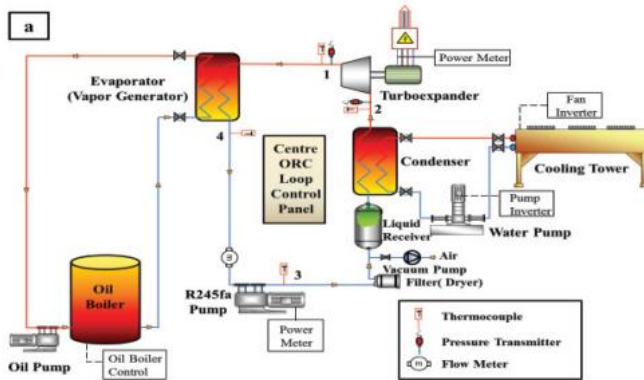
6,408 KW. Hal ini disebabkan karena temperatur *flue gas* pada *evaporator* sebesar 200 °C, yang mendekati nilai temperatur kritis dari R141b. Temperatur kritis dari R141b, NOVEC7000 dan R245fa sebesar 204.1, 165, dan 154 °C, dimana semakin dekat temperatur kritis sebuah fluida kerja, semakin tinggi pula kerja yang dihasilkan. Untuk nilai perpindahan panas, nilai untuk R141b, NOVEC7000 dan R245fa sebesar 6929903350 KJ/h, 4169838899 KJ/h, dan 5999902220 KJ/h. Hal ini disebabkan karena perbedaan *enthalpy* pada *inlet* dan *outlet* dari *heat exchanger*, dimana R141b memiliki perbedaan terbesar diantara fluida kerja lainnya. Hal ini menandakan bahwa R141b mampu menyerap panas lebih banyak daripada fluida kerja lainnya. (Omid, 2014)

2.7.2 Penelitian Li et al. (2017)

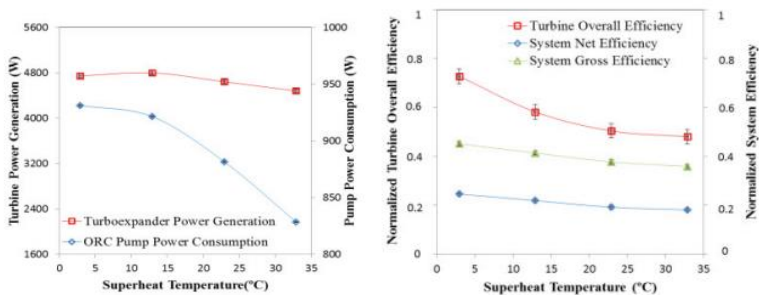
Experimental Study on a Small-Scale R245fa Organic Rankine Cycle System for low-grade Thermal Energy Recovery

Penelitian ini dilakukan oleh L.Li di RCUK National Centre for sustainable Energy use in Food Chains (CSEF), Institute of Energy Future, Brunel University London, Uxbridge, Middlesex, UB8 3PH, UK. Eksperimen ini dilakukan pada sebuah sistem ORC skala kecil pada kondisi operasi dan kontrol untuk *low grade thermal energy*. Fluida kerja yang digunakan pada eksperimen ini adalah R245fa dan menggunakan *turboexpander* sebagai turbin yang disambungkan dengan generator listrik sinkron permanen magnet dan dua *plate heat exchanger* sebagai kondensor dan *evaporator*. Dilakukan analisa pengaruh temperatur air pendingin kondensor dan derajat *superheat* pada *turbine inlet* terhadap performa dari sistem. Dengan menjaga menjaga kondisi *superheat* pada *inlet* turbin, kerja turbin dan efisiensi sistem akan meningkat seiring dengan penurunan temperatur air pendingin. Daya maksimum diperoleh 5,405 kW ketika suhu temperatur air pendingin 23 °C dan rasio tekanan 7.3. Dengan menjaga temperatur air pendingin, kerja turbin dan efisiensi sistem akan menurun seiring dengan kenaikan derajat *superheat* pada tekanan

evaporator yang sama. Oleh karena itu, derajat *superheat* merupakan salah satu parameter penting untuk mencapai efisiensi sistem yang optimal.



Gambar 2. 21 Skema Eksperimen ORC dengan fluida kerja R245fa



Gambar 2. 22 Grafik hasil eksperimen Li

Untuk meningkatkan derajat *superheat* pada *inlet turbine*, kecepatan pompa harus diturunkan dan mengakibatkan penurunan tekanan *evaporator* dan daya pompa. Karena tekanan *evaporator* yang mengalami penurunan, maka *pressure ratio* juga mengalami penurunan dan menyebabkan penurunan daya turbin seiring

dengan penambahan derajat *superheat*. Dengan penurunan daya turbin dan penurunan daya pompa seiring dengan penambahan derajat *superheat* pada *inlet* turbin menyebabkan daya netto yang dihasilkan sistem mengalami penurunan yang tidak cukup signifikan. Namun, untuk mencapai temperatur *superheat* yang lebih tinggi, maka dibutuhkan juga sumber panas dengan temperatur yang lebih tinggi sehingga energi panas yang dibutuhkan juga semakin besar. Hal ini menyebabkan penurunan efisiensi netto dari sistem dengan kenaikan derajat *superheat*. Selain itu, penurunan *pressure ratio* dan daya netto turbin menyebabkan penurunan efisiensi turbin. (Li, 2017)

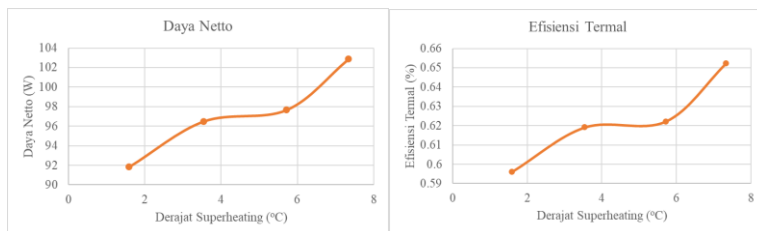
2.7.3 Penelitian Chris (2019)

Simulasi dan Eksperimen Pengaruh Derajat Superheating Terhadap Performa ORC 1 KW

Penelitian ini dilakukan oleh Chris Satria Pramana di Laboratorium Pendingin Teknik Mesin ITS, Surabaya, Indonesia. Eksperimen ini dilakukan pada susunan ORC pada Laboratorium Teknik Pendingin. Fluida kerja yang digunakan adalah R141b dan media pemanas yang digunakan adalah oli yang dipanaskan dengan kompor. Pada penelitian ini dilakukan analisa pengaruh derajat superheating terhadap performa ORC yang digunakan. Variasi derajat superheating yang digunakan adalah 1.589, 3.545, 5.719 dan 7.343 °C.



Gambar 2. 23 Skema Eksperimen ORC



Gambar 2. 24 Grafik Hasil Eksperimen Chris

Dari hasil yang diperoleh, daya netto meningkat seiring dengan penambahan derajat superheating, dan nilai daya netto maksimum terjadi pada saat derajat superheating pada fluida sebesar 7.343 °C, sebesar 102.87 W. Hal ini disebabkan karena peningkatan daya turbin yang dihasilkan meningkat lebih signifikan ketimbang daya pompa yang digunakan pada sistem ini. Efisiensi termal dari sistem juga meningkat seiring dengan kenaikan derajat superheating, dan nilai efisiensi termal maksimum terjadi pada saat derajat superheating pada fluida sebesar 7.343 °C, sebesar 0.65%. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan derajat superheating akan menghasilkan penambahan daya netto yang lebih signifikan ketimbang daya evaporator yang digunakan. (Chris, 2019)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Adapun tahapan yang dilakukan dalam melakukan simulasi dan evaluasi performa sistem *Organic Rankine Cycle* adalah sebagai berikut:

1. Studi Kasus

Dilakukan identifikasi permasalahan yang terkait dengan sumber panas yang memiliki temperatur rendah (*low-grade thermal energy*) khususnya energi panas bumi dan panas buangan dari proses industri yang berpotensi untuk dijadikan sumber energi untuk sistem *Organic Rankine Cycle*.

2. Pengumpulan Data

Dilakukan proses pengumpulan data melalui literatur dan jurnal lokal maupun internasional. Dari data tersebut diperoleh karakteristik sistem *Organic Rankine Cycle*, komponen, fluida kerja, dan performa *Organic Rankine Cycle* berdasarkan hasil eksperimen maupun simulasi.

3. Pemodelan Siklus ORC dan Pemilihan *Property Method* dengan *Software Aspen Plus*

Dilakukan pemodelan sistem *Organic Rankine Cycle* dengan *software Aspen Plus*. Model yang digunakan berdasarkan sistem ORC pada eksperimen. Pada simulasi ini digunakan 4 *property method*, yaitu *REFPROP*, *LK-PLOCK*, *PENG-ROB* dan *SRK* dan fluida kerja berupa R141b. Akan dilakukan perbandingan hasil yang diperoleh dengan hasil eksperimen yang sudah ada sebelumnya, lalu dipilih *property method* yang paling mendekati dengan hasil eksperimen untuk kemudian digunakan pada simulasi ini.

4. Simulasi Siklus ORC dengan *Software Aspen Plus*

Dilakukan Simulasi dengan pemodelan yang sudah dibuat dan *property method* yang sudah dipilih berdasarkan hasil sebelumnya. Pada simulasi ini, digunakan 4 jenis fluida kerja, yaitu R11, R123, R141b dan R245fa. Pada tiap fluida kerja dilakukan 2 jenis variasi, yaitu tekanan inlet turbin dan derajat superheat.

5. Analisa Data Hasil Simulasi

Hasil simulasi dengan *software Aspen Plus* akan disajikan dalam bentuk tabel dan grafik. Data yang diperoleh berupa performa sistem seperti daya turbin, daya pompa, kalor *evaporator*, kalor kondensor dan efisiensi sistem. Hasil yang diperoleh akan dibandingkan dengan perhitungan termodinamika secara manual untuk memperoleh hasil yang akurat.

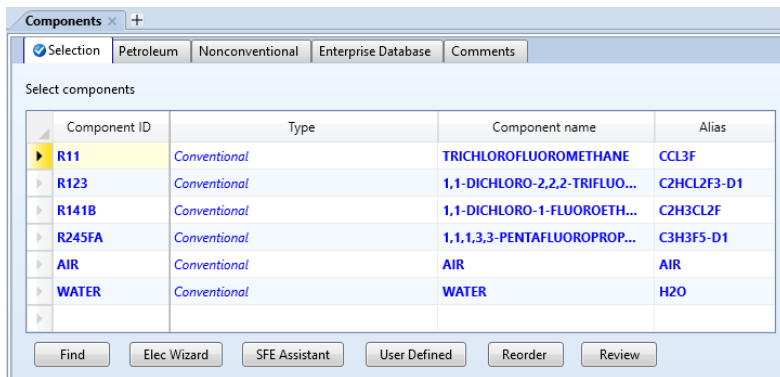
6. Penulisan Laporan

Semua hasil simulasi dengan menggunakan *software Aspen Plus* serta analisisnya dituangkan dalam sebuah laporan yang disusun secara sistematis dan mengacu pada panduan tugas akhir di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

3.2 Simulasi Aspen Plus

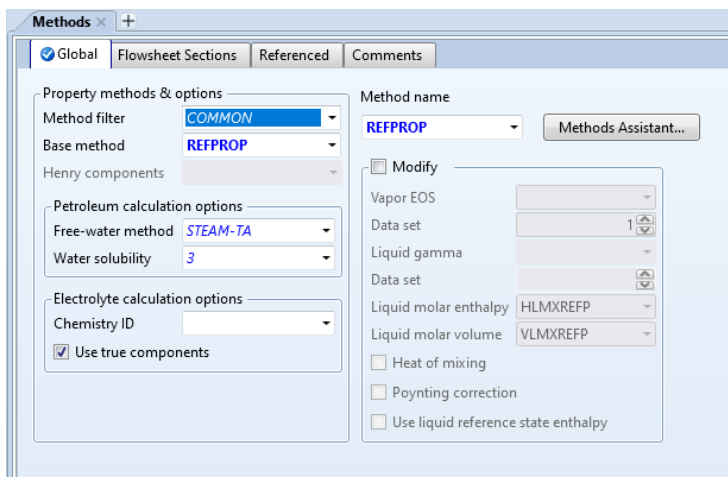
Pemodelan sistem ORC dilakukan dengan menggunakan 4 komponen utama, yaitu Turbin, Pompa, Kondensor dan *Evaporator*. Tahapan pemodelan pada *Aspen Plus* adalah sebagai berikut:

1. Pemilihan Fluida Kerja

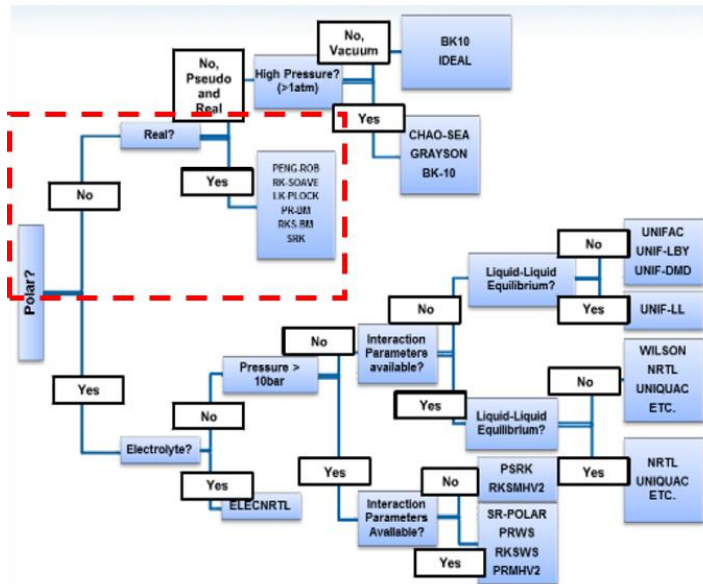


Gambar 3. 1 Pemilihan fluida kerja

2. Pemilihan *model property method* untuk persamaan termodinamika



Gambar 3. 2 Pemilihan *model property method*



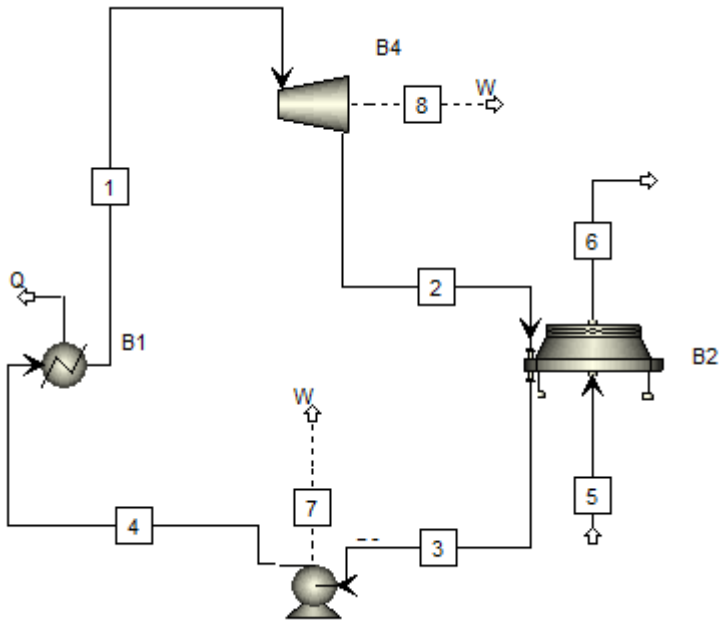
Gambar 3. 3 *Property Method* yang dipilih

Property method yang digunakan pada pemodelan ini adalah *REFPROP*, *LK-PLOCK*, *PENG-ROB*, dan *SRK*. Adapun data eksperimen yang digunakan diambil dari penelitian “*Simulasi dan Eksperimen Pengaruh Derajat Superheating terhadap Performa ORC 1KW*” yang dilakukan oleh Chris Satria Pramana pada tahun 2019 di Laboratorium Pendingin Teknik Mesin ITS Surabaya. Data eksperimen ini digunakan sebagai perbandingan untuk memilih *property method* yang tepat. Data eksperimen yang digunakan adalah sebagai berikut.

Tabel 3. 1 Data Eksperimen

PUMP						
Degree of Superheat	Pin (bar)	Tin (°C)	Pout (bar)	Tout (°C)	Wpump (W)	Isen Eff (%)
1.589	2	27.488	6.5	28.511	80.199	30.44
3.545	2	27.365	6.433	28.385	79.631	32.12
5.719	2.07	27.324	6.5	28.345	79.638	29.93
7.343	2.03	27.434	6.43	28.465	80.206	31.88
TURBINE						
1.589	5	88.509	2.4	78.62	172.02	17.83
3.545	5	90.465	2.4	80.66	176.12	18.1
5.719	5	92.639	2.4	82.989	177.3	18.07
7.343	5	94.263	2.4	84.635	183.08	18.54
EVAPORATOR						
1.589	5.5	30.946	5.33	92.289	15,408	-
3.545	5.43	30.71	5.33	95.172	15,587	-
5.719	5.5	30.729	5.4	97.358	15,700	-
7.343	5.43	30.77	5.33	98.626	15,774	-
CONDENSER						
1.589	2.4	77.387	2.267	27.886	15,223	-
3.545	2.4	79.638	2.267	27.993	15,333	-
5.719	2.4	82.034	2.267	28.383	15,431	-
7.343	2.4	83.35	2.3	28.705	15,474	-
PARAMETER TETAP						
Fluida Kerja			R141b			
Mass Flow Fluida Kerja			0.0581 kg/s (0.75 GPM)			

3. Pemodelan sistem *Organic Rankine Cycle*



Gambar 3. 4 Pemodelan sistem ORC

4. Pengisian tingkat keadaan (temperatur, tekanan, laju aliran massa) pada setiap komponen dan aliran

Flash Type **Temperature** **Pressure**

State variables

Temperature **C**

Pressure **bar**

Vapor fraction

Total flow basis **Mass**

Total flow rate **kg/hr**

Solvent

Reference Temperature

Volume flow reference temperature **C**

Component concentration reference temperature **C**

Composition

Mole-Frac

Component	Value
R11	1
R123	0
R141B	0
R245FA	0
AIR	
WATER	
Total	1

Gambar 3. 5 Tingkat keadaan pada aliran nomor 4

Specifications **Flash Options** Utility Comments

Flash specifications

Flash Type **Temperature** **Pressure**

Temperature **C**

Temperature change **C**

Degrees of superheating **C**

Degrees of subcooling **C**

Pressure **bar**

Duty **cal/sec**

Vapor fraction

Pressure drop correlation parameter

Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases

Vapor-Liquid

Gambar 3. 6 Tingkat keadaan pada *evaporator*

Specifications	Calculation Options	Flash Options	Utility	Comments
Model <input checked="" type="radio"/> Pump <input type="radio"/> Turbine				
Pump outlet specification <input checked="" type="radio"/> Discharge pressure <input type="text" value="5"/> bar <input type="radio"/> Pressure increase <input type="text"/> bar <input type="radio"/> Pressure ratio <input type="text"/> <input type="radio"/> Power required <input type="text"/> kW <input type="radio"/> Use performance curve to determine discharge conditions				
Efficiencies Pump <input type="text" value="0.9"/> Driver <input type="text"/>				

Gambar 3. 7 Tingkat keadaan pada pompa

Model and type Model <input type="radio"/> Compressor <input checked="" type="radio"/> Turbine Type <input type="text" value="Isentropic"/>				
Outlet specification <input checked="" type="radio"/> Discharge pressure <input type="text" value="2"/> bar <input type="radio"/> Pressure decrease <input type="text"/> bar <input type="radio"/> Pressure ratio <input type="text"/> <input type="radio"/> Power produced <input type="text"/> kW <input type="radio"/> Use performance curves to determine discharge conditions				
Efficiencies Isentropic <input type="text" value="0.9"/> Polytropic <input type="text"/> Mechanical <input type="text"/>				

Gambar 3. 8 Tingkat keadaan pada turbin

Model fidelity

- Shortcut
- Detailed
- Shell & Tube
- Kettle Reboiler
- Thermosyphon
- Air Cooled
- Plate

Hot fluid

- Shell
- Tube

Shortcut flow direction

- Countercurrent
- Cocurrent
- Multipass, calculate number of shells
- Multipass, shells in series

Calculation mode

Exchanger specification

Specification

Value

Exchanger area

Constant UA

Minimum temperature approach

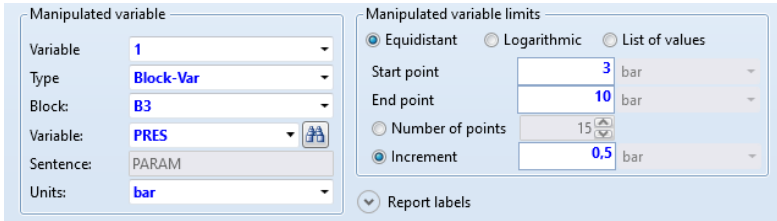
Gambar 3. 9 Tingkat keadaan kondensor

Adapun parameter yang ditetapkan pada simulasi adalah sebagai berikut:

Tabel 3. 2 Parameter Operasi

Parameter Operasi	Nilai	Satuan
Temperatur Keluar <i>Evaporator</i>	100	°C
Tekanan Kondensor	2	bar
Tekanan Udara Masuk Kondensor	1	bar
Temperatur Udara Masuk Kondensor	30	°C
Degree <i>Subcooling</i> Fluida Keluar Kondensor	0	°C
<i>Isentropic Efficiency</i> Turbin dan Pompa	0.9	
Laju Aliran Massa <i>Refrigerant</i>	270	kg/hr
Volume <i>Flowrate</i> Udara Masuk Kondensor	15000	kg/hr

5. Variasi pada simulasi *Organic Rankine Cycle*

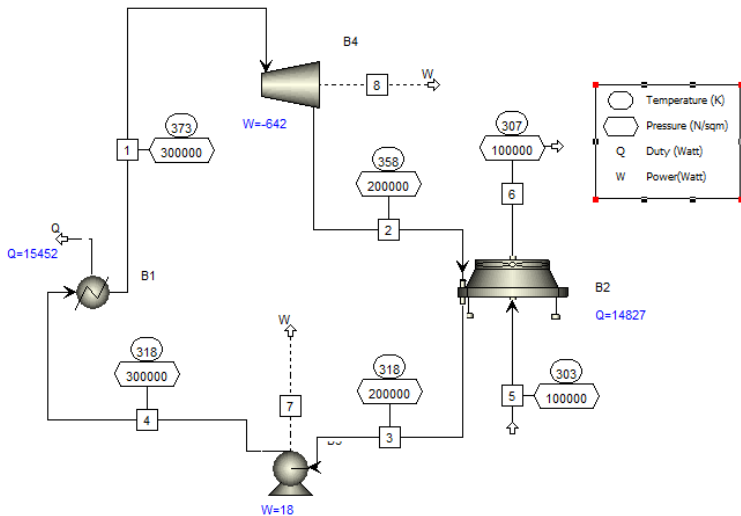


Gambar 3. 10 Variasi pada simulasi

Tabel 3. 3 Variasi Pada Simulasi

Parameter Operasi	Nilai	Satuan
Jenis Refrigerant	R11, R123, R141b, R245fa	
Tekanan Evaporator	3 s.d 5	bar
Degree of Superheating	0 s.d 10	°C

6. Running Simulasi



Gambar 3. 11 Hasil Simulasi

3.3 Data Simulasi

Pada penelitian ini, data-data yang digunakan adalah sebagai berikut:

Program yang digunakan: *Aspen Plus V10* dan *NIST REFPROP Version 9.0*

Fluida kerja yang digunakan: R11, R123, R141b, dan R245fa

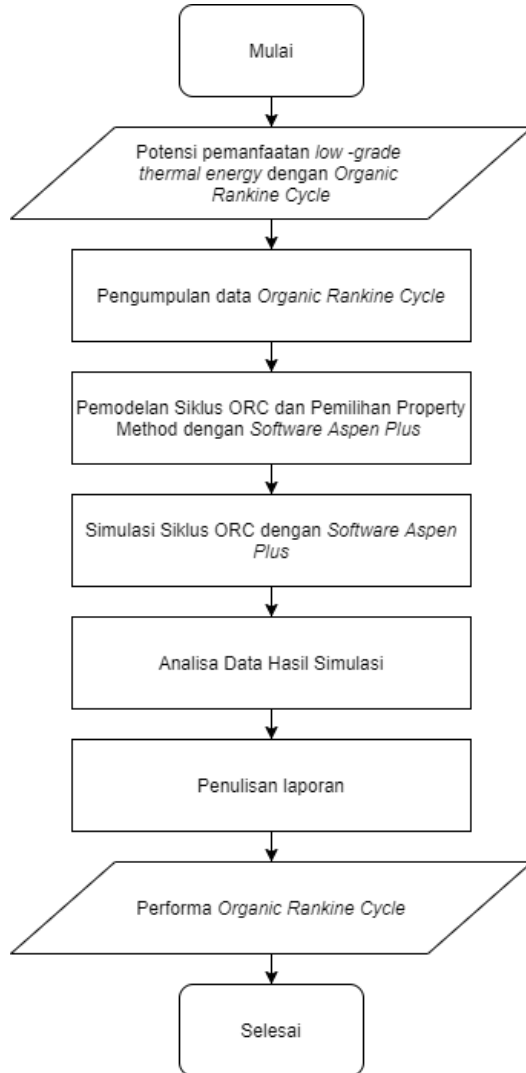
Data Fluida Kerja:

Tabel 3. 4 Data Fluida Kerja

Parameter	Fluida Kerja			
	R11	R123	R141b	R245fa
Komposisi Kimia	CCl_3F	$\text{C}_2\text{HCl}_2\text{F}_3$	$\text{C}_2\text{H}_3\text{Cl}_2\text{F}$	$\text{C}_3\text{H}_3\text{F}_5$
Temperatur Kritis ($^{\circ}\text{C}$)	197.9	183.7	204.4	154
Tekanan Kritis (MPa)	4.41	3.66	4.21	3.65
Berat Molekul (gr/mol)	137.4	152.93	116.95	134
ODP	1	0.02	0.12	0
GWP	4680	76	713	950

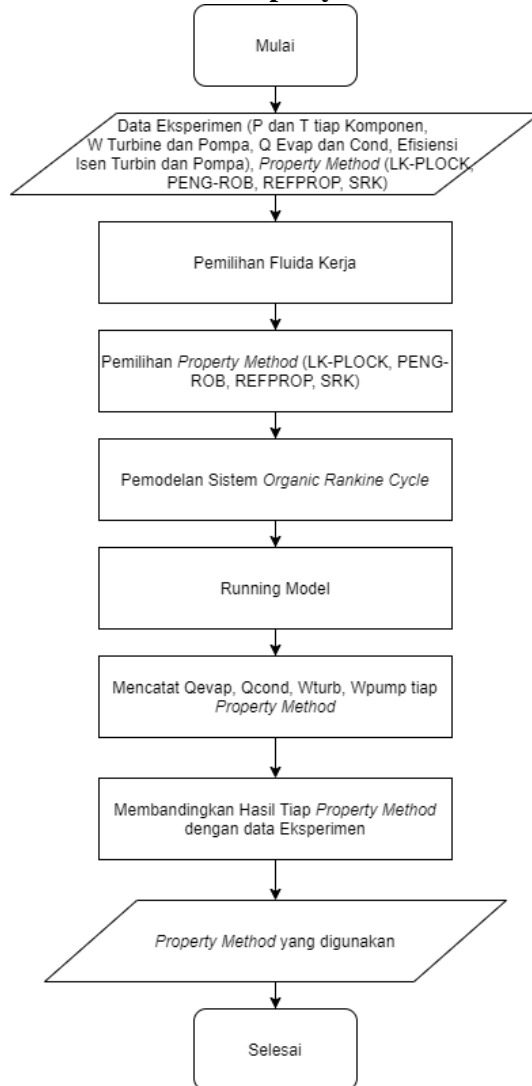
3.4 Flowchart Penelitian

3.4.1 Flowchart Metode Penelitian



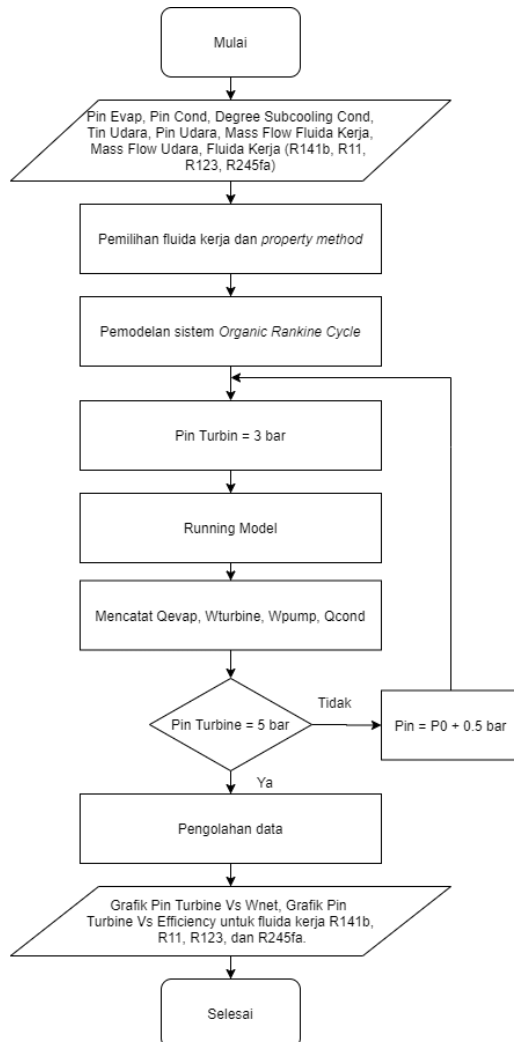
Gambar 3. 12 Flowchart Penelitian

3.4.2 Flowchart Pemilihan *Property Method*



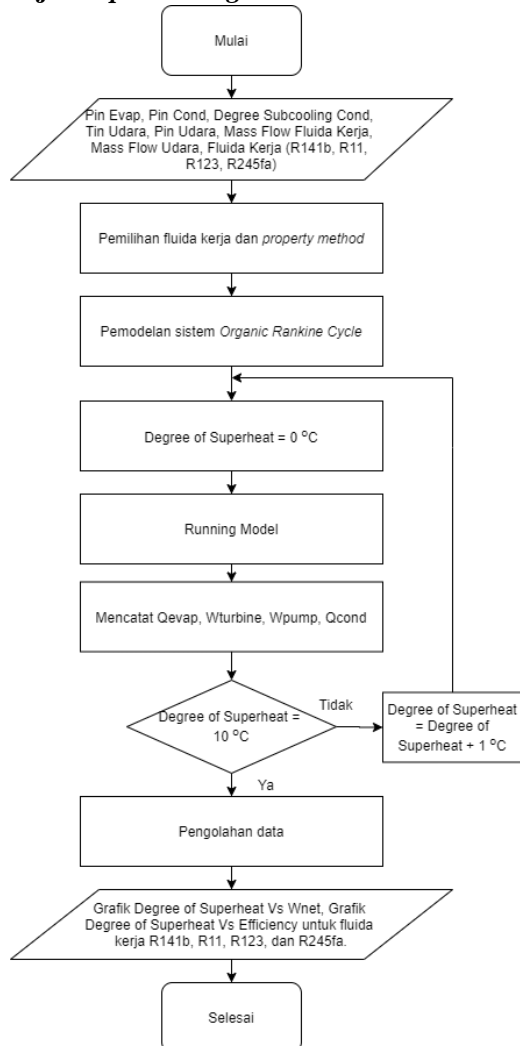
Gambar 3. 13 Flowchart Pemilihan *Property Method*

3.4.3 Flowchart Simulasi *Organic Rankine Cycle* dengan Variasi Tekanan *Inlet* Turbin



Gambar 3. 14 Flowchart Simulasi Variasi Tekanan *Inlet* Turbin

3.4.4 Flowchart Simulasi *Organic Rankine Cycle* dengan Variasi Derajat *Superheating*



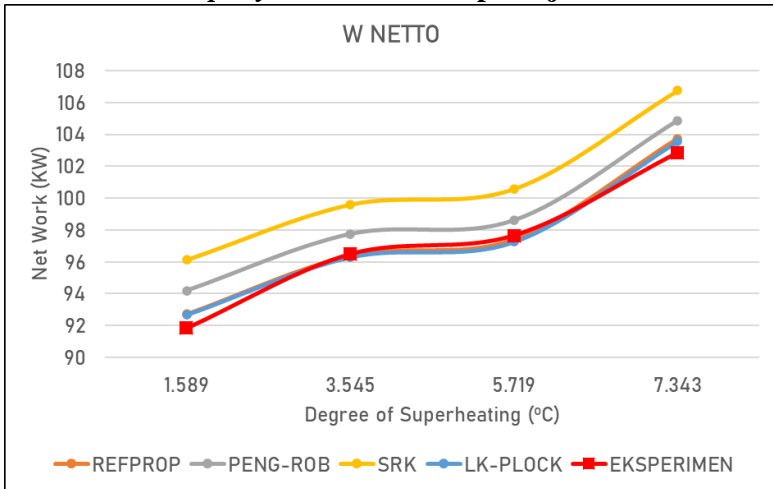
Gambar 3. 15 Flowchart Simulasi dengan Variasi Derajat *Superheating*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Perbandingan *Property Method* Terhadap Hasil Eksperimen

4.1.1 Variasi *Property Method* terhadap Kerja Netto



Gambar 4. 1 Perbandingan Kerja Netto Hasil Simulasi Variasi *Property Method* dengan Hasil Eksperimen

Gambar 4.1 menunjukkan kerja netto hasil simulasi variasi *property method* dengan hasil eksperimen yang dihasilkan oleh sistem ORC menggunakan fluida kerja R141b. Tekanan *inlet* turbin ditetapkan 5 bar, laju aliran massa fluida kerja 210 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar, derajat *superheating* fluida kerja saat memasuki turbin sebesar 1.589 °C, 3.545 °C, 5.719 °C dan 7.343 °C dan menggunakan 4 *property method* yaitu *REFPROP*, *PENG-ROB*, *SRK*, dan *LK-PLOCK*. *Trendline* dari tiap *property method* dan hasil eksperimen menunjukkan kesamaan, yaitu kerja netto yang selalu naik seiring dengan penambahan derajat *superheating* yang diberikan. *Property method* yang menghasilkan kerja netto

paling mendekati dengan hasil eksperimen adalah *REFPROP* dan *LK-PLOCK*.

Kerja netto yang dihasilkan oleh fluida akan meningkat seiring dengan penambahan derajat *superheating*, dimana hal ini terjadi pada 4 jenis *property method* yang digunakan. Semakin tinggi derajat *superheating* yang diberikan pada fluida kerja, maka makin tinggi pula *enthalpy* pada fluida tersebut dan menyebabkan *enthalpy drop* yang lebih tinggi pula. Pada tiap *property method* menghasilkan kerja netto yang berbeda-beda walaupun derajat *superheating* yang diberikan sama besarnya. Hal ini dipengaruhi oleh perbedaan karakteristik tiap jenis *property method*, dimana tiap *property method* memiliki persamaan termodinamika yang berbeda-beda untuk menentukan properties dari tiap fluida tersebut, seperti *enthalpy*, temperatur, dan energi dalam. Hubungan antara *enthalpy*, energi dalam, density dan kerja netto dapat dilihat pada persamaan sebagai berikut

$$\Delta h = \Delta u + (p_1 v_1 - p_2 v_2)$$

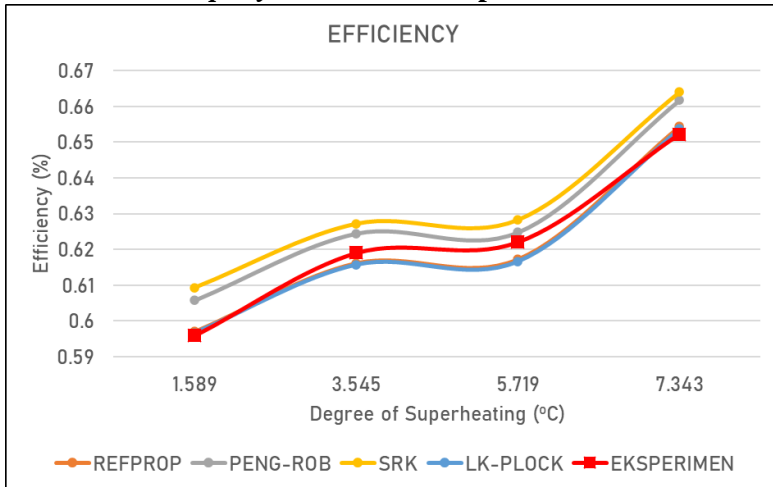
$$v = \frac{1}{\rho}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times \Delta h$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pump}$$

Dari ke-4 *property method* yang digunakan, semua *property method* menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu kenaikan kerja netto dengan penambahan derajat *superheating*. Diantara 4 *property method* tersebut, terdapat 2 *property method* yang memiliki hasil paling dekat dengan eksperimen, yaitu *REFPROP* dan *LK-PLOCK*. *REFPROP* umumnya lebih cocok untuk digunakan apabila fluida kerjanya adalah *refrigerant*, sedangkan *LK-PLOCK* lebih cocok digunakan untuk *gas processing* yang memiliki temperatur dan tekanan tinggi. Oleh karena itu, dipilih *REFPROP* sebagai *property method* pada simulasi ini untuk menghasilkan hasil yang lebih baik.

4.1.2 Variasi *Property Method* terhadap Efisiensi



Gambar 4. 2 Perbandingan Efisiensi Hasil Simulasi Variasi *Property Method* dengan Hasil Eksperimen

Gambar 4.2 menunjukkan efisiensi hasil simulasi variasi *property method* dengan hasil eksperimen yang dihasilkan oleh sistem ORC menggunakan fluida kerja R141b. Tekanan *inlet* turbin ditetapkan 5 bar, laju aliran massa fluida kerja 210 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar, derajat *superheating* fluida kerja saat memasuki turbin sebesar 1.589 °C, 3.545 °C, 5.719 °C dan 7.343 °C dan menggunakan 4 *property method* yaitu *REFPROP*, *PENG-ROB*, *SRK*, dan *LK-PLOCK*. *Trendline* dari tiap *property method* dan hasil eksperimen menunjukkan kesamaan, yaitu efisiensi yang selalu naik seiring dengan penambahan derajat *superheating* yang diberikan. *Property method* yang menghasilkan efisiensi paling mendekati dengan hasil eksperimen adalah *REFPROP* dan *LK-PLOCK*.

Efisiensi termal yang dihasilkan oleh fluida tergantung pada 2 hal, yaitu kerja netto yang dihasilkan oleh sistem, dan juga kalor evaporator yang dibutuhkan. Hubungan antara efisiensi

termal, kerja netto, dan kalor evaporator dapat dilihat pada persamaan berikut

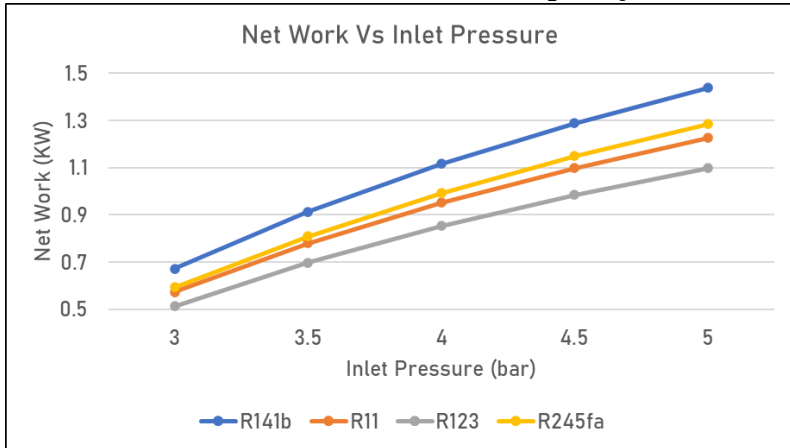
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{evap}}$$

Dari persamaan tersebut, dapat dilihat bahwa nilai dari efisiensi termal berbanding lurus dengan kerja netto yang dihasilkan, namun berbanding terbalik dengan kalor evaporator yang dibutuhkan. Bila kerja netto semakin besar, maka nilai efisiensi semakin besar, namun apabila kalor evaporator yang dibutuhkan semakin besar, maka nilai efisiensi akan turun.

Dari ke-4 *property method* yang digunakan, semua *property method* menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu kenaikan efisiensi dengan penambahan derajat *superheating*. Diantara 4 *property method* tersebut, terdapat 2 *property method* yang memiliki hasil paling dekat dengan eksperimen, yaitu *REFPROP* dan *LK-PLOCK*. *REFPROP* umumnya lebih cocok untuk digunakan apabila fluida kerjanya adalah *refrigerant*, sedangkan *LK-PLOCK* lebih cocok digunakan untuk *gas processing* yang memiliki temperatur dan tekanan tinggi. Oleh karena itu, dipilih *REFPROP* sebagai *property method* pada simulasi ini untuk menghasilkan hasil yang lebih baik.

4.2 Hasil Simulasi Variasi Tekanan *Inlet* Turbin

4.2.1 Variasi Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Kerja Netto



Gambar 4. 3 Pengaruh Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Kerja Netto

Gambar 4.5 menunjukkan hasil simulasi pengaruh tekanan *inlet* turbin terhadap kerja netto yang dihasilkan oleh sistem ORC dengan menggunakan beberapa fluida kerja. Temperatur *inlet* turbin ditetapkan 100 °C, laju aliran massa fluida kerja 270 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar, efisiensi isentropik turbin dan pompa sebesar 0.9 dan tekanan fluida kerja pada *inlet* turbin divariasikan dari 3 bar hingga 5 bar dengan kenaikan sebesar 0.5 bar. Kerja netto yang dihasilkan terbesar pada semua fluida terdapat pada saat tekanan *inlet* turbin sebesar 5 bar, dengan fluida R141b menghasilkan kerja netto tertinggi dengan 1.437 kW. Kerja netto tertinggi setelah itu dihasilkan saat menggunakan fluida R245fa dengan 1.284 kW, diikuti fluida R11 dengan 1.226 kW dan fluida R123 dengan 1.098 kW.

Kerja netto yang dihasilkan oleh fluida akan meningkat seiring dengan penambahan tekanan pada *inlet* turbin, dimana hal ini terjadi pada 4 jenis fluida kerja yang digunakan. Semakin tinggi

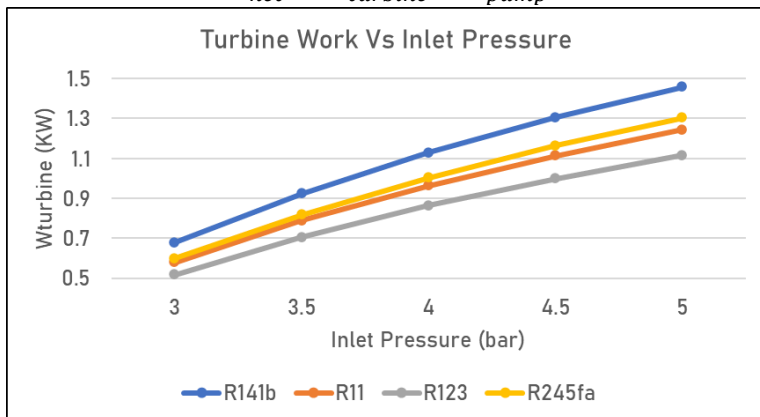
tekanan fluida kerja pada inlet turbin, maka semakin tinggi pula *enthalpy* pada fluida dan menyebabkan *enthalpy drop* yang lebih tinggi. Pada tiap fluida menghasilkan kerja netto yang berbeda-beda walaupun kondisi operasi yang diterapkan pada tiap fluida sama. Hal ini dipengaruhi oleh perbedaan karakteristik tiap jenis fluida, yaitu perbedaan perubahan energi dalam dan berat jenis dari fluida pada tingkat keadaan yang digunakan. Fluida yang memiliki berat jenis yang lebih tinggi dan perubahan energi dalam yang lebih rendah akan menghasilkan *enthalpy drop* pada turbin dan *enthalpy gain* pada pompa yang lebih rendah, sehingga kerja turbin yang dihasilkan dan kerja pompa yang dibutuhkan akan lebih rendah pula seperti pada gambar 4.6 dan 4.7. Hubungan antara *enthalpy*, energi dalam density dan kerja netto dapat dilihat pada persamaan sebagai berikut

$$\Delta h = \Delta u + (p_1 v_1 - p_2 v_2)$$

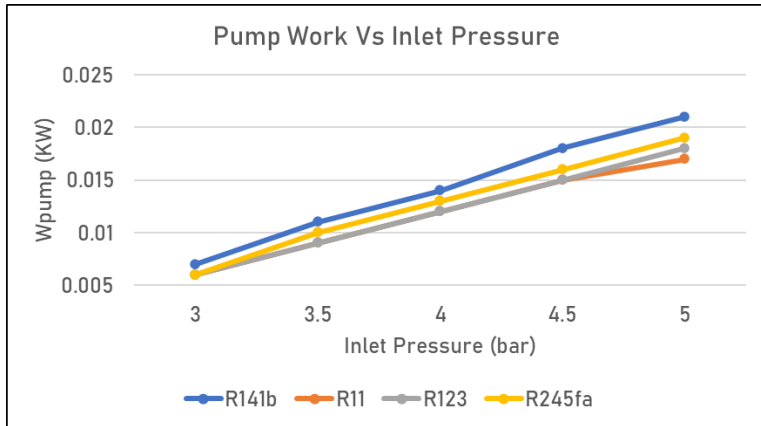
$$v = \frac{1}{\rho}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times \Delta h$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pump}$$



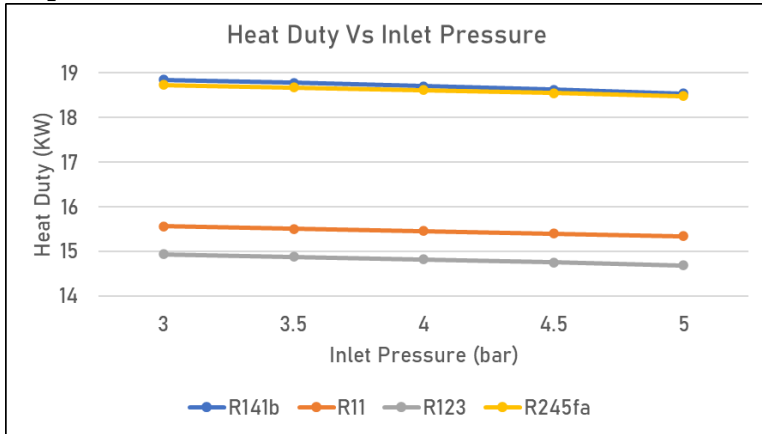
Gambar 4. 4 *Turbine Work* pada Turbin



Gambar 4. 5 *Pump Work* pada Pompa

Pada ke-4 jenis fluida yang digunakan pada simulasi ini, fluida yang memiliki berat jenis terendah adalah R141b, diikuti oleh R245fa, R11 dan R123, sedangkan untuk perubahan energi dalam dari tertinggi adalah R141b, R245fa, R11 dan R123. Hasil yang ditunjukkan sudah sesuai dengan teori, dimana semakin tinggi perubahan energi dalam dan semakin rendah densitasnya, maka *enthalpy drop* pada turbin dan *enthalpy gain* pada pompa akan semakin besar. Hal ini menyebabkan kenaikan kerja turbin dan kerja pompa.

4.2.2 Variasi Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Kalor Evaporator



Gambar 4. 6 Pengaruh Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Kalor Evaporator

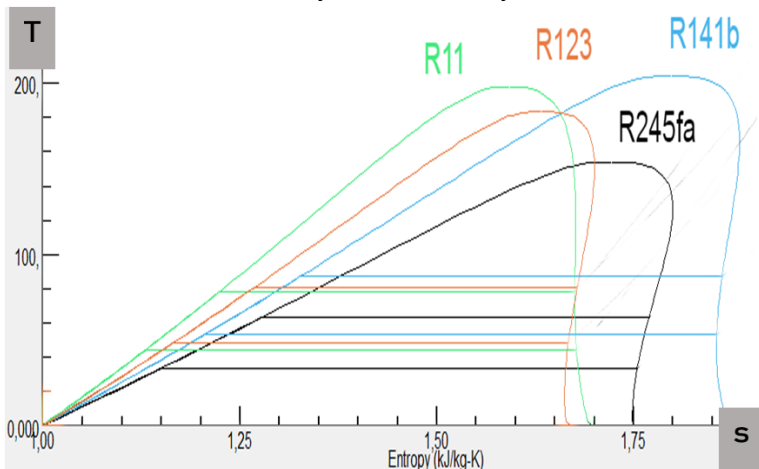
Gambar 4.8 menunjukkan hasil simulasi pengaruh tekanan *inlet* turbin terhadap kalor evaporator yang dibutuhkan oleh sistem ORC dengan menggunakan beberapa fluida kerja. Temperatur *inlet* turbin ditetapkan 100 °C, laju aliran massa fluida kerja 270 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar, efisiensi isentropik turbin dan pompa sebesar 0.9 dan tekanan fluida kerja pada *inlet* turbin divariasikan dari 3 bar hingga 5 bar dengan kenaikan sebesar 0.5 bar. Kalor evaporator yang dibutuhkan terbesar pada semua fluida terdapat pada saat tekanan *inlet* turbin sebesar 3 bar, dengan fluida R141b membutuhkan kalor evaporator tertinggi dengan 18.848 kW. Kalor evaporator tertinggi setelah itu dibutuhkan saat menggunakan fluida R245fa dengan 18.732 kW, diikuti fluida R11 dengan 15.555 kW dan fluida R123 dengan 14.933 kW.

Kalor evaporator yang dibutuhkan oleh fluida akan menurun seiring dengan kenaikan tekanan pada *inlet* turbin, dimana hal ini terjadi pada ke-4 jenis fluida kerja yang digunakan.

Hal ini disebabkan karena semakin tinggi tekanan sebuah fluida, maka semakin pendek pula jarak antara kurva *saturated liquid* dan *saturated vapor*, seperti terlihat di kurva T-s pada gambar 4.9. Semakin pendeknya jarak antara kurva *saturated liquid* dan *saturated vapor* pada kurva T-s menyebabkan perubahan *enthalpy* yang terjadi juga semakin rendah. Hubungan antara kalor evaporator dan perubahan *enthalpy* pada evaporator dapat dilihat pada persamaan berikut:

$$\Delta h_{evap} = h_{evap\ out} - h_{evap\ in}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \times \Delta h_{evap}$$

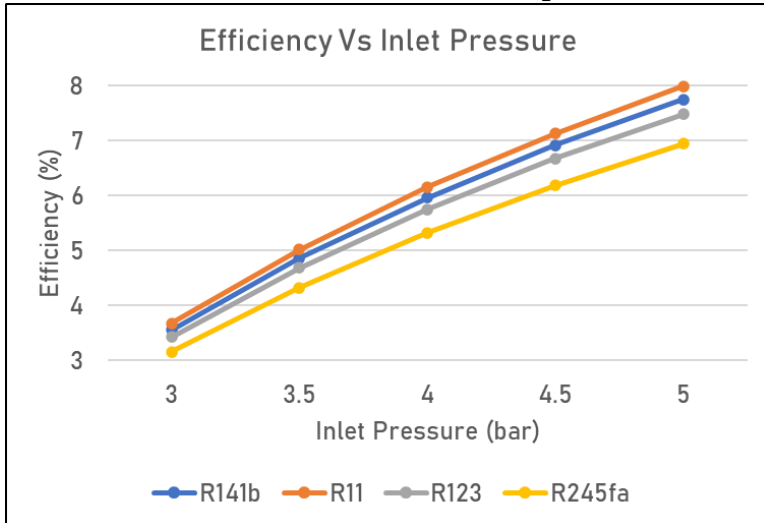


Gambar 4. 7 T-s Diagram dari Fluida Kerja yang Digunakan

Pada ke-4 jenis fluida kerja yang digunakan pada simulasi ini, fluida yang memiliki jarak kurva *saturated liquid* ke *saturated vapor* dari yang terpendek adalah R123, R11, R245fa dan R141b. Hasil yang diperoleh sudah sesuai dengan teori, dimana semakin jauh jarak antara kurva *saturated liquid* ke *saturated vapor*, maka semakin besar pula perbedaan *enthalpy* yang diperlukan, sehingga kalor evaporator yang diperlukan juga akan semakin besar. Kalor evaporator yang dibutuhkan akan semakin menurun seiring dengan

kenaikan tekanan, karena jarak kurva akan semakin menyempit saat tekanan yang digunakan semakin naik. Hal ini berlaku untuk ke-4 jenis fluida kerja yang digunakan, ditandai dengan penurunan kalor evaporator yang dibutuhkan.

4.2.3 Variasi Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Efisiensi



Gambar 4. 8 Pengaruh Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Efisiensi

Gambar 4.10 menunjukkan hasil simulasi pengaruh tekanan *inlet* turbin terhadap efisiensi termal dari sistem ORC dengan menggunakan beberapa fluida kerja. Temperatur *inlet* turbin ditetapkan 100 °C, laju aliran massa fluida kerja 270 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar dan tekanan fluida kerja pada *inlet* turbin divariasikan dari 4 bar hingga 5 bar dengan kenaikan sebesar 0.5 bar. Efisiensi termal yang dihasilkan terbesar pada semua fluida terdapat pada saat tekanan *inlet* turbin sebesar 5 bar, dengan fluida R11 menghasilkan efisiensi terbesar dengan nilai 7.99%. Efisiensi termal tertinggi setelah itu dihasilkan saat menggunakan fluida R141b dengan 7.75%, diikuti fluida R123 dengan 7.48% dan fluida R245fa dengan 6.95%.

Efisiensi termal yang dihasilkan oleh fluida tergantung pada 2 hal, yaitu kerja netto yang dihasilkan oleh sistem, dan juga kalor evaporator yang dibutuhkan. Hubungan antara efisiensi termal, kerja netto, dan kalor evaporator dapat dilihat pada persamaan berikut

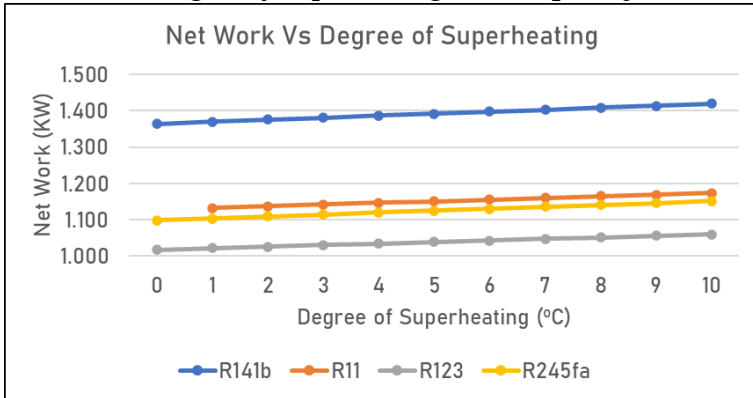
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{evap}}$$

Dari persamaan tersebut, dapat dilihat bahwa nilai dari efisiensi termal berbanding lurus dengan kerja netto yang dihasilkan, namun berbanding terbalik dengan kalor evaporator yang dibutuhkan. Bila kerja netto semakin besar, maka nilai efisiensi semakin besar, namun apabila kalor evaporator yang dibutuhkan semakin besar, maka nilai efisiensi akan turun.

Pada ke-4 jenis fluida yang digunakan pada simulasi ini, nilai dari efisiensi termal akan meningkat seiring dengan kenaikan tekanan inlet turbin pada semua fluida kerja yang digunakan. Hal ini disebabkan karena pada semua fluida kerja yang digunakan mengalami peningkatan kerja netto dan penurunan kalor evaporator yang dibutuhkan seiring dengan peningkatan tekanan *inlet* turbin. Nilai efisiensi termal tertinggi diperoleh saat menggunakan fluida R11, diikuti R141b, R123 dan R245fa. R11 memiliki efisiensi tertinggi sebesar 7.99% dikarenakan kerja yang dihasilkan cukup besar, dan kalor evaporator yang diperlukan lebih rendah dibandingkan dengan fluida lain yang menghasilkan kerja netto lebih besar seperti R141b dan R245fa. R123 membutuhkan kalor evaporator yang lebih rendah, namun kerja netto yang dihasilkan rendah sehingga efisiensinya tidak terlalu tinggi.

4.3 Hasil Simulasi Variasi Derajat *Superheating*

4.3.1 Variasi *Degree of Superheating* terhadap Kerja Netto



Gambar 4. 9 Pengaruh *Derajat Superheating* terhadap Kerja Netto

Gambar 4.11 menunjukkan hasil simulasi pengaruh derajat *superheating* terhadap kerja netto yang dihasilkan oleh sistem ORC dengan menggunakan beberapa fluida kerja. Laju aliran massa fluida kerja ditetapkan 270 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar, tekanan inlet turbin 5 bar, efisiensi isentropik turbin dan pompa sebesar 0.9 dan derajat *superheating* dari fluida kerja divariasikan dari 0 sampai 10 °C dengan kenaikan sebesar 1 °C. Kerja netto yang dihasilkan terbesar pada semua fluida terdapat pada saat derajat *superheating* sebesar 10 °C, dengan fluida R141b menghasilkan kerja netto tertinggi dengan 1.42 kW. Kerja netto tertinggi setelah itu dihasilkan saat menggunakan fluida R11 dengan 1.174 kW, diikuti fluida R245fa dengan 1.171 kW dan fluida R123 dengan 1.06 kW.

Kerja netto yang dihasilkan oleh fluida akan meningkat seiring dengan penambahan derajat *superheating*, dimana hal ini terjadi pada 4 jenis fluida kerja yang digunakan. Semakin tinggi derajat *superheating* yang diberikan pada fluida kerja, maka makin

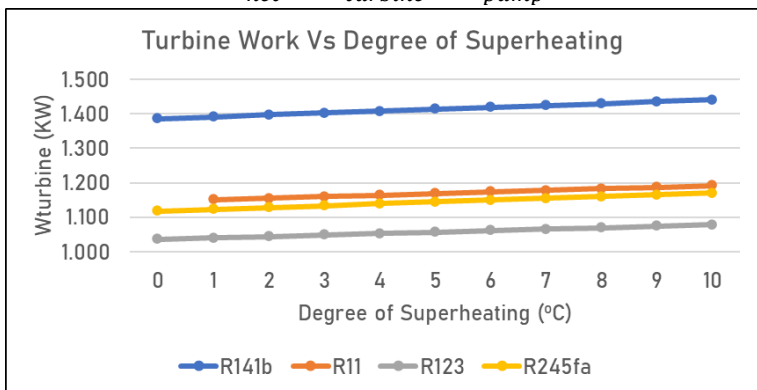
tinggi pula *enthalpy* pada fluida tersebut dan menyebabkan *enthalpy drop* yang lebih tinggi pula. Pada tiap fluida kerja menghasilkan kerja netto yang berbeda-beda walaupun derajat *superheating* yang diberikan sama besarnya. Hal ini dipengaruhi oleh perbedaan karakteristik tiap jenis fluida, yaitu perbedaan perubahan energi dalam dan berat jenis dari fluida pada derajat *superheating* yang diberikan. Fluida yang memiliki berat jenis yang lebih tinggi dan perubahan energi dalam yang lebih rendah akan menghasilkan *enthalpy drop* pada turbin dan *enthalpy gain* pada pompa yang lebih rendah, sehingga kerja turbin yang dihasilkan dan kerja pompa yang dibutuhkan akan lebih rendah pula. Hubungan antara *enthalpy*, energi dalam, densitas dan kerja netto dapat dilihat pada persamaan sebagai berikut

$$\Delta h = \Delta u + (p_1 v_1 - p_2 v_2)$$

$$v = \frac{1}{\rho}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times \Delta h$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{turbine} - \dot{W}_{pump}$$

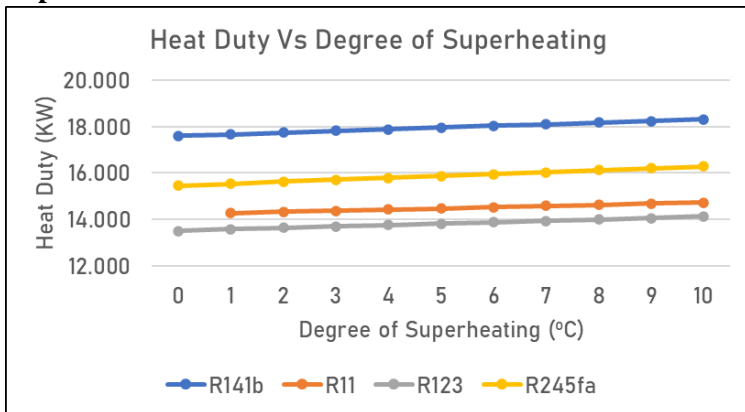


Gambar 4. 10 *Turbine Work* pada Turbin

Pada ke-4 jenis fluida yang digunakan pada simulasi ini, fluida yang memiliki berat jenis terendah adalah R141b, diikuti

oleh R11, R245fa dan R123, sedangkan untuk perubahan energi dalam dari tertinggi adalah R141b, R11, R245fa dan R123. Hasil yang ditunjukkan sudah sesuai dengan teori, dimana semakin tinggi perubahan energi dalam dan semakin rendah densitasnya, maka *enthalpy drop* pada turbin akan semakin besar, menyebabkan kerja turbin meningkat dan kerja netto yang dihasilkan juga semakin besar. Pada fluida R11, kerja netto pada saat derajat *superheating* 0 °C tidak bisa terjadi atau *error*. Hal ini disebabkan karena fluida pada *outlet* turbin berbentuk campuran (*liquid* dan *vapor*), dimana pada simulasi dianggap bahwa *outlet* turbin masih harus berbentuk *vapor* atau *superheat* agar dapat dilakukan perhitungan.

4.3.2 Variasi Derajat *Superheating* terhadap Kalor Evaporator



Gambar 4. 11 Pengaruh Derajat *Superheating* terhadap Kalor Evaporator

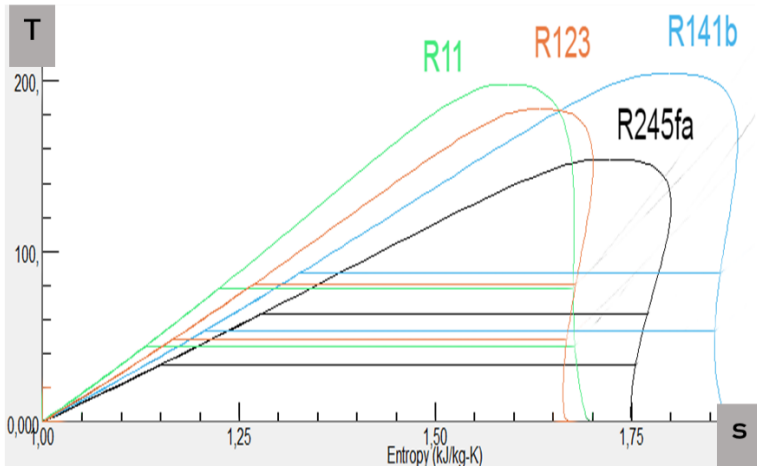
Gambar 4.13 menunjukkan hasil simulasi pengaruh derajat *superheating* terhadap kalor evaporator yang dibutuhkan oleh sistem ORC dengan menggunakan beberapa fluida kerja. Laju aliran massa fluida kerja ditetapkan 270 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar, tekanan *inlet* turbin 5 bar, efisiensi isentropik turbin dan

pompa sebesar 0.9 dan derajat *superheating* dari fluida kerja divariasikan dari 0 sampai 10 °C dengan kenaikan sebesar 1 °C. Kalor evaporator yang dibutuhkan terbesar pada semua fluida terdapat pada saat derajat *superheating* sebesar 10 °C, dengan fluida R141b membutuhkan kalor evaporator tertinggi dengan 18.32 kW. Kalor evaporator tertinggi setelah itu dibutuhkan saat menggunakan fluida R245fa dengan 16.28 kW, diikuti fluida R11 dengan 14.73 kW dan R123 dengan 14.124 kW.

Kalor evaporator yang dibutuhkan oleh fluida akan meningkat seiring dengan penambahan derajat *superheating*, dimana hal ini terjadi pada 4 jenis fluida kerja yang digunakan. Semakin tinggi derajat *superheating* yang diberikan pada fluida kerja, maka makin tinggi pula enthalpy fluida keluaran evaporator, sehingga dibutuhkan kalor evaporator yang lebih besar untuk memenuhi kebutuhan *enthalpy* tersebut. Pada tiap fluida membutuhkan kalor evaporator yang berbeda-beda walaupun derajat *superheating*nya sama. Hal ini disebabkan karena perbedaan karakteristik fluida yang digunakan, seperti kurva T-s dari masing-masing fluida yang dapat dilihat pada gambar 4.14. Kurva T-s dari tiap fluida memiliki perbedaan dimana jarak dari kurva *saturated liquid* ke *saturated vapornya* berbeda-beda. Hubungan antara kalor evaporator dan perubahan *enthalpy* pada evaporator dapat dilihat pada persamaan berikut:

$$\Delta h_{evap} = h_{evap\ out} - h_{evap\ in}$$

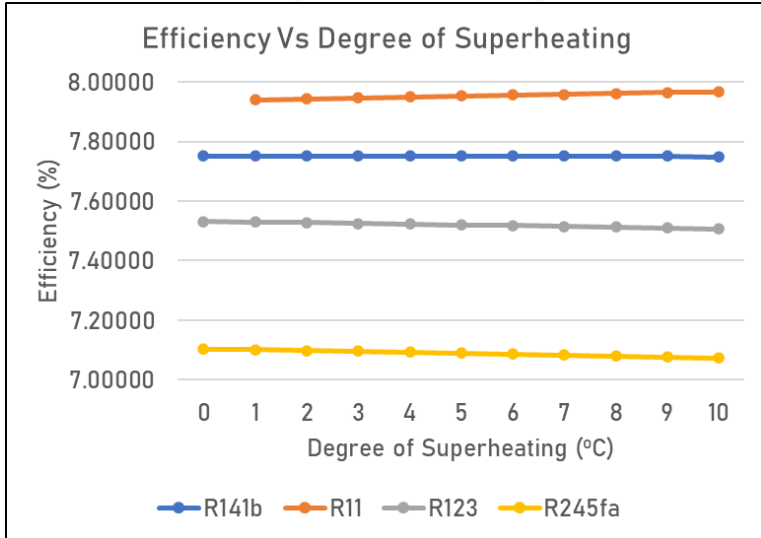
$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \times \Delta h_{evap}$$



Gambar 4. 12 T-s Diagram dari Fluida Kerja yang Digunakan

Pada ke-4 jenis fluida kerja yang digunakan pada simulasi ini, fluida kerja yang jarak kurva *saturated liquid* ke *saturated vapor* dari yang terpendek adalah R123, R11, R245fa dan R141b. Hasil yang diperoleh sudah sesuai dengan teori, dimana semakin jauh jarak antara kurva *saturated liquid* ke *saturated vapor*, maka semakin besar pula perbedaan *enthalpy* yang diperlukan, sehingga kalor evaporator yang dibutuhkan juga akan semakin besar. Kalor evaporator yang dibutuhkan akan semakin meningkat dengan kenaikan derajat *superheating*, karena diperlukan kalor yang lebih banyak untuk memanaskan fluida. Hal ini berlaku untuk ke-4 jenis fluida kerja yang digunakan, ditandai dengan kenaikan kalor evaporator yang dibutuhkan. Pada fluida R11, kalor evaporator pada saat derajat *superheating* 0 °C tidak bisa terjadi atau *error*. Hal ini disebabkan karena fluida pada *outlet* turbin berbentuk campuran (*liquid* dan *vapor*), dimana pada simulasi dianggap bahwa *outlet* turbin masih harus berbentuk *vapor* atau *superheat* agar dapat dilakukan perhitungan.

4.3.3 Variasi Derajat *Superheating* terhadap Efisiensi



Gambar 4. 13 Pengaruh Derajat *Superheating* terhadap Efisiensi

Gambar 4.15 menunjukkan hasil simulasi pengaruh derajat *superheating* terhadap efisiensi termal dari sistem ORC dengan menggunakan beberapa fluida kerja. Laju aliran massa fluida ditetapkan 270 kg/hr, tekanan kondenser 2 bar, tekanan *inlet* turbin 5 bar, efisiensi isentropik turbin dan pompa sebesar 0.9 dan derajat *superheating* dari fluida kerja divariasikan dari 0 sampai 10 °C dengan kenaikan sebesar 1°C. Efisiensi termal pada sistem ini cenderung stabil, dengan nilai efisiensi termal tertinggi pada sistem ini diperoleh pada saat menggunakan fluida R11 pada saat derajat *superheating*nya 10°C dengan 7.97%. Efisiensi terbesar yang dihasilkan oleh fluida lainnya terletak pada posisi yang berbeda-beda, dimana untuk fluida R141b pada 4 °C dengan 7.75%, fluida R123 pada 0°C dengan 7.53% dan fluida R245fa pada 0°C dengan 7.103%.

Efisiensi termal yang dihasilkan oleh fluida tergantung pada 2 hal, yaitu kerja netto yang dihasilkan oleh sistem, dan juga kalor evaporator yang dibutuhkan. Hubungan antara efisiensi termal, kerja netto, dan kalor evaporator dapat dilihat pada persamaan berikut

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{evap}}$$

Dari persamaan tersebut, dapat dilihat bahwa nilai dari efisiensi termal berbanding lurus dengan kerja netto yang dihasilkan, namun berbanding terbalik dengan kalor evaporator yang dibutuhkan. Bila kerja netto semakin besar, maka nilai efisiensi semakin besar, namun apabila kalor evaporator yang dibutuhkan semakin besar, maka nilai efisiensi akan turun.

Pada ke-4 jenis fluida yang digunakan pada simulasi ini, nilai efisiensi termal cenderung stabil dan juga turun seiring dengan kenaikan derajat *superheating*. Hal ini disebabkan karena pada semua fluida kerja yang digunakan mengalami peningkatan kerja netto dan kalor evaporator yang dibutuhkan seiring dengan peningkatan derajat *superheating*. Nilai efisiensi termal tertinggi diperoleh saat menggunakan fluida R11, diikuti R141b, R123 dan R245fa. R11 memiliki efisiensi sebesar 7.97%, dikarenakan kerja yang dihasilkan cukup besar dan kalor evaporator yang dibutuhkan lebih rendah dibandingkan dengan fluida lain yang menghasilkan kerja netto lebih besar seperti R141b dan R245fa. R123 membutuhkan kalor evaporator yang lebih rendah, namun kerja netto yang dihasilkan rendah sehingga efisiensinya tidak terlalu tinggi. Pada fluida R11, efisiensi termal pada saat derajat *superheating* 0 °C tidak bisa terjadi atau *error*. Hal ini disebabkan karena fluida pada *outlet* turbin berbentuk campuran (*liquid* dan *vapor*), dimana pada simulasi dianggap bahwa *outlet* turbin masih harus berbentuk *vapor* atau *superheat* agar dapat dilakukan perhitungan.

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis diatas, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut

1. Berdasarkan pemodelan *Organic Rankine Cycle* untuk melakukan validasi hasil simulasi *ASPEN PLUS V10* dengan hasil eksperimen dengan memvariasikan *property method* yang digunakan, didapatkan bahwa *property method REFPROP* merupakan *property method* yang paling sesuai dan mendekati hasil eksperimen dibandingkan dengan metode lainnya. Oleh karena itu, *property method* yang digunakan untuk pemodelan simulasi ini adalah *REFPROP*.
2. Hasil simulasi variasi tekanan *inlet* turbin dari 3 hingga 5 bar, kerja netto dan efisiensi yang dihasilkan meningkat seiring dengan kenaikan tekanan. Kerja maksimum diperoleh ketika tekanan *inlet* turbin sebesar 5 bar dan menggunakan fluida kerja R141b sebesar 1.437 kW. Kalor evaporator maksimum diperoleh ketika tekanan *inlet* turbin sebesar 3 bar dan menggunakan fluida R141b, yaitu sebesar 18.848 kW. Efisiensi maksimum diperoleh ketika tekanan *inlet* turbin sebesar 5 bar dan menggunakan fluida R11, yaitu sebesar 7.99%.
3. Hasil simulasi variasi derajat *superheating* dari 0 hingga 10 °C, kerja netto yang dihasilkan meningkat seiring dengan kenaikan derajat *superheating*, namun efisiensi yang dihasilkan cenderung tetap. Kerja maksimum diperoleh ketika derajat *superheating* sebesar 10 °C dan menggunakan fluida kerja R141b, yaitu sebesar 1.42 kW. Kalor evaporator maksimum diperoleh ketika derajat *superheating* sebesar 10 °C dan menggunakan fluida

R141b, yaitu sebesar 18.32 kW. Efisiensi maksimum diperoleh ketika derajat *superheating* sebesar 10 °C dan menggunakan fluida R11, yaitu sebesar 7.97%.

4. Berdasarkan hasil simulasi variasi tekanan *inlet* turbin maupun derajat *superheating*, kerja netto maksimum dihasilkan oleh fluida R141b dan efisiensi maksimum dihasilkan oleh fluida R11. Fluida kerja yang dipilih untuk digunakan pada peralatan tersebut adalah fluida R141b, dikarenakan fluida tersebut menghasilkan kerja yang paling tinggi dibandingkan fluida R11 walaupun dengan efisiensi yang lebih rendah, namun efisiensi R141b tidak berbeda jauh dengan R11.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah:

1. Dilakukan simulasi untuk aplikasi tingkat industri dengan tekanan *inlet* yang lebih besar.
2. Mencoba membandingkan program simulasi lainnya dengan hasil yang diperoleh pada simulasi ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Al-Malah, K. I.M.** (2017). Aspen Plus Chemical Engineering Applications. New Jersey : John Wiley & Sons, Inc.
- Aspen Physical Property System.** Manual Aspen Technology Inc. Burlington, MA, 2013.
- Haddad, Cynthia.** (2014). Some efficient solutions to recover low and medium waste heat: competitiveness of the thermoacoustic technology. Paris : Elsevier Ltd.
- Li, L. Y.T. Ge. S.A. Tassou.** (2017). Experimental Study on a small-scale R245fa organic rankine cycle system for low-grade thermal energy recovery. London : Elsevier Ltd.
- Macchi, E., Astolfi, M.** (2017). *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications.* United Kingdom : Elsevier Ltd.
- Moran, M.J., Shapiro, H. N., Boettner D. D., Bailey M. B.** (2014). Fundamentals of Engineering Thermodynamics. USA : John Wiley & Sons, Inc.
- Obafunmi, J.S.** (2014). Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycles. Gazimağusa : Eastern Mediterranean University.
- Pramana, Chris Satria.** (2019). Simulasi dan Eksperimen Pengaruh Derajat Superheating terhadap Performa ORC 1KW. Surabaya, Departemen Teknik Mesin FTI-ITS.
- Rowshanaie, Omid. Kamarul Arifin A. Saari Mustapha. Hooman Rowshanaie.** (2014). Producing Large-Scale Electricity by Using a ORC (Organic Rankine Cycle) Which Driven by R245fa, NOVEC7000, And R141b as Working Fluid Through a Fluegas Boilers. Serang : University Putra Malaysia.
- Sandler, S. I.** (2015). Using Aspen Plus in Thermodynamics Instruction A Step-by-Step Guide. New Jersey : John Wiley & Sons, Inc.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Degree of Superheating	REFPROP					
	W Turb	W Pump	Heat Duty	Cooling Load	W Net	Eff
	kW	kW	kW	kW	kW	%
1.589	172.08	79.36	15528.2	15281.6	92.72	0.5971
3.545	176.06	79.67	15641.5	15379.3	96.39	0.6162
5.719	177.29	79.88	15779.3	15472.2	97.41	0.6173
7.343	183.05	79.31	15852.8	15534.4	103.74	0.6544

Degree of Superheating	PENG-ROB					
	W Turb	W Pump	Heat Duty	Cooling Load	W Net	Eff
	kW	kW	kW	kW	kW	%
1.589	173.44	79.25	15548.9	15299.6	94.19	0.6058
3.545	177.3	79.55	15653.5	15390	97.75	0.6245
5.719	178.38	79.77	15782.6	15475.5	98.61	0.6248
7.343	184.07	79.19	15849.3	15532.7	104.88	0.6617

Degree of Superheating	SRK					
	W Turb	W Pump	Heat Duty	Cooling Load	W Net	Eff
	kW	kW	kW	kW	kW	%
1.589	173.97	77.85	15775.9	15525.8	96.12	0.609
3.545	177.84	78.24	15880.5	15615.5	99.6	0.627
5.719	178.92	78.34	16009.6	15700.2	100.58	0.628
7.343	184.63	77.87	16076.5	15756.8	106.76	0.664

Degree of Superheating	LK-PLOCK					
	W Turb	W Pump	Heat Duty	Cooling Load	W Net	Eff
	kW	kW	kW	kW	kW	%
1.589	171.98	79.3	15531.1	15285.5	92.68	0.597
3.545	175.91	79.6	15640.2	15379.1	96.31	0.616
5.719	177.09	79.82	15773.4	15467.5	97.27	0.617
7.343	182.81	79.24	15844.2	15526.7	103.57	0.654

Degree of Superheating	EKSPERIMEN					
	W Turb	W Pump	Heat Duty	Cooling Load	W Net	Eff
	kW	kW	kW	kW	kW	%
1.589	172.02	80.199	15407.6	15222.8	91.821	0.596
3.545	176.12	79.631	15587.4	15333.4	96.489	0.619
5.719	177.3	79.638	15700.3	15431.1	97.662	0.622
7.343	183.08	80.206	15773.8	15473.9	102.874	0.652

R141b								
Degree of Superheating	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb
	KW	KW	KW	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
0	1.386	0.021	17.60	496.36	1.862	475.81	477.87	1.8685
1	1.391	0.021	17.68	497.31	1.865	476.7	478.76	1.8712
2	1.397	0.021	17.75	498.27	1.867	477.56	479.63	1.8738
3	1.403	0.021	17.82	499.22	1.870	478.45	480.53	1.8765
4	1.408	0.021	17.89	500.18	1.872	479.32	481.41	1.8792
5	1.414	0.021	17.96	501.13	1.875	480.18	482.28	1.8817
6	1.419	0.021	18.03	502.08	1.878	481.05	483.15	1.8844
7	1.425	0.021	18.11	503.03	1.880	481.92	484.03	1.887
8	1.430	0.021	18.18	503.98	1.883	482.8	484.92	1.8896
9	1.436	0.021	18.25	504.93	1.885	483.68	485.81	1.8922
10	1.441	0.021	18.32	505.88	1.888	484.52	486.66	1.8947

R141b							
Degree of Superheating	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K
0	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
1	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
2	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
3	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
4	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
5	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
6	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
7	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
8	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
9	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047
10	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047

R141b					R11			
Degree of Superheating	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb
	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%	kW	kW	kW	kJ/kg
0	496.36	1.8623	1.365	7.751				
1	497.31	1.865	1.370	7.751	1.1505	0.0175	14.269	429.58
2	498.27	1.8676	1.376	7.752	1.1551	0.0175	14.321	430.28
3	499.22	1.8703	1.381	7.752	1.1597	0.0175	14.373	430.97
4	500.18	1.8729	1.387	7.752	1.1643	0.0175	14.424	431.66
5	501.13	1.8755	1.392	7.752	1.1688	0.0175	14.476	432.35
6	502.08	1.8781	1.398	7.752	1.1733	0.0175	14.528	433.03
7	503.03	1.8807	1.403	7.751	1.1778	0.0175	14.579	433.72
8	503.98	1.8833	1.409	7.751	1.1823	0.0175	14.631	434.41
9	504.93	1.8859	1.414	7.751	1.1868	0.0175	14.682	435.09
10	505.88	1.8884	1.420	7.750	1.1913	0.0175	14.733	435.78

R11							
Degree of Superheating	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen
	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg
0							
1	1.6783	412.53	414.235	1.6836	239.1	1.1322	239.31
2	1.6803	413.17	414.881	1.6856	239.1	1.1322	239.31
3	1.6822	413.78	415.499	1.6876	239.1	1.1322	239.31
4	1.6842	414.42	416.144	1.6896	239.1	1.1322	239.31
5	1.6861	415.03	416.762	1.6915	239.1	1.1322	239.31
6	1.688	415.64	417.379	1.6934	239.1	1.1322	239.31
7	1.69	416.29	418.033	1.6954	239.1	1.1322	239.31
8	1.6919	416.9	418.651	1.6973	239.1	1.1322	239.31
9	1.6938	417.52	419.277	1.6992	239.1	1.1322	239.31
10	1.6957	418.14	419.904	1.7011	239.1	1.1322	239.31

R11								
Degree of Superheating	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%
0								
1	239.33	1.1322	239.33	1.1322	429.58	1.6783	1.133	7.941
2	239.33	1.1322	239.33	1.1322	430.28	1.6803	1.138	7.944
3	239.33	1.1322	239.33	1.1322	430.97	1.6822	1.142	7.947
4	239.33	1.1322	239.33	1.1322	431.66	1.6842	1.147	7.950
5	239.33	1.1322	239.33	1.1322	432.35	1.6861	1.151	7.953
6	239.33	1.1322	239.33	1.1322	433.03	1.688	1.156	7.956
7	239.33	1.1322	239.33	1.1322	433.72	1.69	1.160	7.959
8	239.33	1.1322	239.33	1.1322	434.41	1.6919	1.165	7.962
9	239.33	1.1322	239.33	1.1322	435.09	1.6938	1.169	7.964
10	239.33	1.1322	239.33	1.1322	435.78	1.6957	1.174	7.967

R123								
Degree of Superheating	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb
	kW	kW	kW	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
0	1.035	0.0178	13.511	429.39	1.6785	414.05	415.58	1.6832
1	1.040	0.0178	13.572	430.2	1.6808	414.8	416.34	1.6855
2	1.044	0.0178	13.634	431.02	1.6831	415.55	417.10	1.6878
3	1.048	0.0178	13.695	431.84	1.6854	416.31	417.86	1.6901
4	1.053	0.0178	13.756	432.66	1.6877	417.07	418.63	1.6924
5	1.057	0.0178	13.818	433.47	1.69	417.83	419.39	1.6947
6	1.061	0.0178	13.879	434.29	1.6922	418.56	420.13	1.6969
7	1.065	0.0178	13.940	435.11	1.6945	419.32	420.90	1.6992
8	1.070	0.0178	14.001	435.93	1.6968	420.09	421.67	1.7015
9	1.074	0.0178	14.063	436.74	1.699	420.83	422.42	1.7037
10	1.078	0.0178	14.124	437.56	1.7013	421.6	423.20	1.706

R123							
Degree of Superheating	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K
0	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
1	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
2	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
3	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
4	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
5	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
6	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
7	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
8	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
9	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648
10	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648

R123					R245fa			
Degree of Superheating	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb
	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%	kW	kW	kW	kJ/kg
0	429.39	1.6785	1.0176	7.531	1.117	0.019	15.459	449.97
1	430.2	1.6808	1.0219	7.529	1.123	0.019	15.543	451.08
2	431.02	1.6831	1.0262	7.527	1.128	0.019	15.626	452.18
3	431.84	1.6854	1.0305	7.525	1.134	0.019	15.708	453.29
4	432.66	1.6877	1.0348	7.522	1.139	0.019	15.791	454.39
5	433.47	1.69	1.0391	7.520	1.144	0.019	15.873	455.48
6	434.29	1.6922	1.0433	7.518	1.150	0.019	15.955	456.58
7	435.11	1.6945	1.0476	7.515	1.155	0.019	16.038	457.67
8	435.93	1.6968	1.0518	7.512	1.160	0.019	16.119	458.77
9	436.74	1.699	1.0560	7.510	1.165	0.019	16.201	459.86
10	437.56	1.7013	1.0603	7.507	1.171	0.019	16.283	460.94

R245fa							
Degree of Superheating	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen
	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg
0	1.7694	433.43	435.084	1.7747	243.59	1.1501	243.81
1	1.7726	434.43	436.095	1.7779	243.59	1.1501	243.81
2	1.7759	435.46	437.132	1.7812	243.59	1.1501	243.81
3	1.7792	436.5	438.179	1.7845	243.59	1.1501	243.81
4	1.7824	437.5	439.189	1.7877	243.59	1.1501	243.81
5	1.7857	438.55	440.243	1.791	243.59	1.1501	243.81
6	1.7889	439.56	441.262	1.7942	243.59	1.1501	243.81
7	1.7921	440.58	442.289	1.7975	243.59	1.1501	243.81
8	1.7952	441.57	443.29	1.8006	243.59	1.1501	243.81
9	1.7984	442.59	444.317	1.8038	243.59	1.1501	243.81
10	1.8016	443.62	445.352	1.807	243.59	1.1501	243.81

R245fa								
Degree of Superheating	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%
0	243.83	1.1502	243.83	1.1502	449.97	1.7694	1.098	7.103
1	243.83	1.1502	243.83	1.1502	451.08	1.7726	1.104	7.101
2	243.83	1.1502	243.83	1.1502	452.18	1.7759	1.109	7.098
3	243.83	1.1502	243.83	1.1502	453.29	1.7792	1.115	7.095
4	243.83	1.1502	243.83	1.1502	454.39	1.7824	1.120	7.092
5	243.83	1.1502	243.83	1.1502	455.48	1.7857	1.125	7.089
6	243.83	1.1502	243.83	1.1502	456.58	1.7889	1.131	7.086
7	243.83	1.1502	243.83	1.1502	457.67	1.7921	1.136	7.083
8	243.83	1.1502	243.83	1.1502	458.77	1.7952	1.141	7.079
9	243.83	1.1502	243.83	1.1502	459.86	1.7984	1.146	7.076
10	243.83	1.1502	243.83	1.1502	460.94	1.8016	1.152	7.072

R141b								
Inlet Pressure	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb
	KW	KW	KW	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
3	0.678	0.007	18.848	512.74	1.9404	502.68	503.69	1.9432
3.5	0.924	0.011	18.774	511.8	1.9276	498.11	499.48	1.9315
4	1.129	0.014	18.697	510.83	1.9162	494.09	495.76	1.921
4.5	1.305	0.018	18.619	509.83	1.9058	490.48	492.42	1.9114
5	1.458	0.021	18.538	508.79	1.8963	487.21	489.37	1.9026

R141b							
Inlet Pressure	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K
3	261.34	1.2046	261.42	261.43	1.2046	261.43	1.2046
3.5	261.34	1.2046	261.46	261.47	1.2046	261.47	1.2046
4	261.34	1.2046	261.51	261.53	1.2047	261.53	1.2047
4.5	261.34	1.2046	261.55	261.57	1.2047	261.57	1.2047
5	261.34	1.2046	261.59	261.62	1.2047	261.62	1.2047

R141b					R11			
Inlet Pressure	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb
	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%	kW	kW	kW	kJ/kg
3	512.74	1.9404	0.671	3.560	0.579	0.006	15.555	446.58
3.5	511.8	1.9276	0.913	4.863	0.788	0.009	15.503	445.93
4	510.83	1.9162	1.115	5.964	0.963	0.012	15.45	445.25
4.5	509.83	1.9058	1.287	6.912	1.113	0.015	15.395	444.56
5	508.79	1.8963	1.437	7.752	1.243	0.017	15.339	443.85

R11							
Inlet Pressure	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen
	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg
3	1.7538	438	438.86	1.7562	239.1	1.1322	239.17
3.5	1.7433	434.27	435.44	1.7466	239.1	1.1322	239.21
4	1.7339	430.99	432.42	1.738	239.1	1.1322	239.24
4.5	1.7254	428.06	429.71	1.7302	239.1	1.1322	239.28
5	1.7177	425.44	427.28	1.7231	239.1	1.1322	239.31

R11								
Inlet Pressure	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%
3	239.18	1.1322	239.18	1.1322	446.58	1.7562	0.573	3.684
3.5	239.22	1.1322	239.22	1.1322	445.93	1.7466	0.779	5.025
4	239.26	1.1322	239.26	1.1322	445.25	1.738	0.951	6.155
4.5	239.30	1.1323	239.30	1.1323	444.56	1.7302	1.098	7.132
5	239.33	1.1322	239.33	1.1322	443.85	1.7231	1.226	7.993

R123								
Inlet Pressure	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb
	kW	kW	kW	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K
3	0.518	0.006	14.933	448.19	1.7556	440.53	441.296	1.7577
3.5	0.706	0.009	14.873	447.42	1.7457	436.98	438.024	1.7486
4	0.864	0.012	14.811	446.64	1.7369	433.86	435.138	1.7405
4.5	0.999	0.015	14.747	445.83	1.7288	431.02	432.501	1.733
5	1.116	0.018	14.682	445.01	1.7215	428.49	430.142	1.7263

R123							
Inlet Pressure	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K
3	249	1.1647	249.06	249.07	1.1647	249.07	1.1647
3.5	249	1.1647	249.1	249.11	1.1647	249.11	1.1647
4	249	1.1647	249.13	249.14	1.1647	249.14	1.1647
4.5	249	1.1647	249.17	249.19	1.1648	249.19	1.1648
5	249	1.1647	249.2	249.22	1.1648	249.22	1.1648

R123					R245fa			
Inlet Pressure	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff	W Turb	W Pump	Qin	Hin Turb
	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%	kW	kW	kW	kJ/kg
3	448.19	1.7556	0.512	3.429	0.599	0.006	18.732	493.44
3.5	447.42	1.7457	0.697	4.686	0.818	0.01	18.671	492.66
4	446.64	1.7369	0.852	5.752	1.004	0.013	18.609	491.88
4.5	445.83	1.7288	0.984	6.673	1.164	0.016	18.545	491.07
5	445.01	1.7215	1.098	7.479	1.303	0.019	18.481	490.25

R245fa							
Inlet Pressure	Sin Turb	Hout Isen	Hout Turb	Sout Turb	Hin Pump	Sin Pump	Hout Isen
	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg
3	1.9213	484.54	485.43	1.9237	243.59	1.1501	243.66
3.5	1.9102	480.54	481.752	1.9136	243.59	1.1501	243.7
4	1.9003	477	478.488	1.9045	243.59	1.1501	243.74
4.5	1.8913	473.82	475.545	1.8962	243.59	1.1501	243.77
5	1.8831	470.94	472.871	1.8886	243.59	1.1501	243.81

R245fa								
Inlet Pressure	Hout Pump	Sout Pump	Hin Evap	Sin Evap	Hout Evap	Sout Evap	Wnet	Eff
	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/kg.K	kW	%
3	243.67	1.1501	243.67	1.1501	493.44	1.9213	0.593	3.166
3.5	243.71	1.1501	243.71	1.1501	492.66	1.9102	0.808	4.328
4	243.76	1.1502	243.76	1.1502	491.88	1.9003	0.991	5.325
4.5	243.79	1.1502	243.79	1.1502	491.07	1.8913	1.148	6.190
5	243.83	1.1502	243.83	1.1502	490.25	1.8831	1.284	6.948

BIODATA PENULIS



Albert Christian Chandra lahir di Tarakan, 11 November 1998, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SD Kristen Tunas Kasih (2004-2010), SMP Kristen Tunas Kasih (2010-2013), SMA Kristen Petra 2 (2013-2016) dan menempuh perkuliahan di Teknik Mesin FTIRS ITS. Selama masa studinya, penulis aktif di berbagai organisasi

dalam kampus. Organisasi yang penulis pernah ikuti antara lain: Staff Hubungan Luar TPKB ITS (2017-2018) dan Wakil Ketua TPKB ITS (2018-2019). Selain itu, penulis juga aktif pada kegiatan luar kampus antara lain: Vesak Festival 2019 dan 2020, Pemuda Theravada Indonesia (2017-2018).

Apabila terdapat pesan atau informasi yang hendak disampaikan kepada penulis dapat mengirim pesan melalui email: albertchandra11@gmail.com.