TUGAS AKHIR – TM184835

ANALISA PENGARUH LAJU ALIRAN UDARA PENDINGIN KONDENSOR PADA SISTEM ORC 1 KW MENGGUNAKAN APLIKASI ASPEN PLUS

Excelrichap
NRP. 02111640000220

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.
NIP. 196505051990031005

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

TUGAS AKHIR – TM184835

ANALISA PENGARUH LAJU ALIRAN UDARA PENDINGIN KONDENSOR PADA SISTEM ORC 1 KW MENGGUNAKAN APLIKASI ASPEN PLUS

Excelrichap
NRP. 02111640000220

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.
NIP. 196505051990031005

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

FINAL PROJECT – TM184835

ANALYSIS OF THE EFFECT OF COOLING AIR FLOW IN CONDENSOR FOR 1 KW ORC SYSTEM USING ASPEN PLUS APPLICATION

Excelrichap
NRP. 02111640000220

Advisor
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.
NIP. 196505051990031005

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISA PENGARUH LAJU ALIRAN UDARA PENDINGIN KONDENSOR PADA SISTEM ORC 1 KW MENGGUNAKAN APLIKASI ASPEN PLUS

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Excelrichap
NRP. 02111640000220

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Eng. 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 D., ST, PhD. (Penguji III)
   NIP. 197804012002121001 .....

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

(halaman ini sengaja dikosongkan)

ANALISA PENGARUH LAJU ALIRAN UDARA PENDINGIN KONDENSOR PADA SISTEM ORC 1 KW MENGGUNAKAN APLIKASI ASPEN PLUS

Nama Mahasiswa : Excelrichap
NRP : 02111640000220
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.

ABSTRAK

Kebutuhan energi dunia semakin meningkat seiring dengan kemajuan teknologi, sehingga dibutuhkan sumber energi yang dapat memenuhi kebutuhan tersebut. Sumber energi yang diinginkan adalah sumber energi yang tidak merusak lingkungan. Industri-industri mempunyai energi buangan berupa *waste heat*. *Waste heat* dikategorikan menjadi 3 jenis yaitu *high grade waste heat* (>650ºC), medium grade waste heat (200 – 650ºC) dan *low grade waste heat* (<200ºC). *Waste heat* yang terbanyak merupakan *waste heat* dengan kategori *low grade waste heat. Low grade waste heat ini* sulit untuk dimanfaatkan karena temperaturnya yang rendah, akan tetapi dapat digunakan siklus *Organic Rankine Cycle* (ORC) dimana ORC menggunakan fluida kerja yang dapat dengan mudah berubah fase menjadi uap panas (*steam)* dengan energi panas rendah.

Penelitian dilakukan menggunakan rangkaian ORC sederhana dengan fluida kerja R141b dan fluida pendinginnya udara. Simulasi ini dilakukan dengan menggunakan *software Aspen Plus V10*. Temperatur keluaran evaporator di asumsikan sebesar 100℃. Fluida pendingin pada kondensor menggunakan udara dengan suhu ruangan 28℃ Pada simulasi, suhu pemanas dan tekanan keluaran evaporator dijaga konstan. Laju aliran udara pendingin kondensor diatur dengan variasi 0,38-0,62 kg/s. Tekanan *inlet* kondensor didapatkan dari hasil perhitungan

berdasarkan laju aliran pendingin. Hasil percobaan bertujuan untuk mendapatkan informasi pengaruh laju aliran udara pendingin kondensor terhadap performa ORC kapasitas 1 kw.

Hasil yang didapatkan dari simulasi, semakin besar laju aliran udara pendingin kondensor, semakin besar pula daya turbin yang dihasilkan dan daya pompa yang dibutuhkan juga semakin besar. Pada variasi laju aliran udara pendingin terbesar yaitu 0,62 kg/s didapatkan daya turbin potensial terbesar yaitu 1281,45 Watt dan daya pompa yang dibutuhkan sebesar 14,86 Watt sehingga mempunyai efisiensi termal sebesar 7,47%. Berdasarkan efisiensi termal dan *net power* sistem tertinggi didapatkan ketika laju aliran udara pendingin kondensor pada variasi maksimal yaitu 2,2 m/s.

Kata Kunci : *Organic Rankine Cycle*, *low grade waste heat*, laju aliran udara pendingin

ANALYSIS OF THE EFFECT OF COOLING AIR FLOW IN CONDENSOR FOR 1 KW ORC SYSTEM USING ASPEN PLUS APPLICATION ANALYSIS

Student Name : Excelrichap
Student's ID : 02111640000220
Department : Mechanical Engineering
Advisory Lecturer : Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.

ABSTRACT

The world's energy needs are increasing along with technological advances, so that energy sources are needed that can meet these needs. The desired energy source is an energy source that does not damage the environment. Industries mostly have waste energy in the form of waste heat. Waste heat is categorized into 3 types, namely high grade waste heat (> 650ºC), medium grade waste heat (200 - 650ºC) and low grade waste heat (<200ºC). The most waste heat is waste heat in the low grade waste heat category. Low grade waste heat is difficult to be used because of its low temperature, however, an Organic Rankine Cycle (ORC) cycle can be used where ORC uses a working fluid that can easily change phases to steam with low heat energy.

The research was conducted using a simple ORC circuit with the working fluid R141b and the cooling fluid air. This simulation is done using Aspen Plus V10 software. The evaporator output temperature is assumed to be 100 ℃. The cooling fluid in the condenser uses air with room temperature 28 ℃ In the simulation, the heating temperature and the evaporator output pressure are kept constant. The condenser cooling air flow rate is adjusted with a variation of 0.38-0.62 kg/s. The condenser inlet pressure is obtained from the calculation based on the coolant flow rate. The simulation results purpose is to obtain information on the effect of condenser cooling air flow rate for the ORC system performance with 1 kW capacity.

The results obtained from the simulation, the greater the condenser cooling air flow rate, the greater the turbine power generated and the pump power required is also greater. In the largest cooling air flow rate variation, 0.62 kg/s, the largest potential turbine power is 1281.45 Watt and the required pump power is 14.86 Watt so that it has a thermal efficiency of 7.47%. Based on thermal efficiency and the highest net power system is obtained when the air flow rate of the condenser cooler is at the maximum variation of 2.2 m/s.

Keywords **:** *Organic Rankine Cycle, low grade waste heat, cooling air flow rate*

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya sampaikan kehadirat Tuhan Yang Maha Kuasa atas limpahan rahmat, kasih dan karunia sehingga laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ibu Adriana C.Y., serta keluarga yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng., selaku dosen pembimbing serta mentor yang telah memberikan bimbingan, arahan, dan nasehat kepada penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak Ary Bachtiar K.P., S.T., M.T., Ph.D, Bapak Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc., serta Bapak Bambang Arip D., S.T., Ph.D yang telah bersedia menjadi dosen penguji pada Seminar Proposal serta Sidang Tugas Akhir penulis, serta memberikan masukan, saran serta kritik dalam penulisan penelitian ini.
4. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS - ITS yang telah memberikan bekal berupa ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana selama perkuliahan.
5. AspenTech yang telah menyediakan aplikasi Aspen Plus yang digunakan oleh penulis untuk melaksanakan simulasi.
6. Seluruh rekan saya di ITS khususnya rekan Departemen Teknik Mesin utamanya angkatan M59.
7. Anggota lab rekayasa termal departemen teknik mesin yang selalu membantu dan mendukung saya dalam melakukan penelitian ini.
8. Teman-teman penulis lainnya, khususnya pemain seal online gladius yang memberikan bantuan moral dan mental.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari Allah.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan terimakasih.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN i
ABSTRAK iii
ABSTRACT v
KATA PENGANTAR vii
DAFTAR ISI ix
DAFTAR GAMBAR xiii
DAFTAR TABEL xvii
BAB 1 PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Perumusan Masalah 3
1.3 Batasan Masalah 3
1.4 Tujuan Penelitian 4
1.5 Manfaat Penelitian 4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA 5
2.1 Siklus Rankine 5
2.2 *Organic Rankine Cycle* (ORC) 6
2.3 Analisa Termodinamika *Organic Rankine Cycle* 8
2.3.1 Analisa Kondensor 10
2.3.2 Analisa Pompa 11
2.3.3 Analisa Evaporator 13
2.3.4 Analisa Turbin 14
2.3.5 Analisa Peforma Sistem 15
2.4 Fluida Kerja Organic Rankine Cycle 16
2.5 Aplikasi Organic Rankine Cycle 19
2.6 *Air Cooled Condenser* (ACC) 21

2.7 Penelitian Terdahulu 23
2.7.1 Penelitian Vignesh Pethurajan and Suresh Sivan (2018) 23
2.7.2 Penelitian Muhammad Wijdan Nugroho (2019) 26
2.8 *Heat Exchanger* 28
2.8.1 Metode Gray - Webb Untuk Analisa Koefisien Konveksi Eksternal *Compact Heat Exchanger* 28
2.8.2 Koefisien Konveksi Internal *Compact Heat Exchanger* 29
2.8.3 Metode *Effectiveness – NTU* untuk mengevaluasi performa *Heat Exchanger* 31
2.8.4 Perhitungan Geometri *Compact Heat Exchanger* 34
2.8.5 Analisa Overall Heat Transfer Coefficient 36
2.9 Aspen Plus 40
BAB 3 METODOLOGI 43
3.1 Metodologi Penelitian 43
3.2 Simulasi Aspen Plus 44
3.3 Data Simulasi & Eksperimen 50
3.4 Flowchart Penelitian 52
3.4.1 Flowchart Metode Penelitian 52
3.4.2 Flowchart Perhitungan Koefisien Konveksi Internal 53
3.4.3 Flowchart Perhitungan Tekanan Simulasi *Organic Rankine Cycle* 54
3.4.4 Flowchart Simulasi *Organic Rankine Cycle* 57
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN 59
4.1 Contoh Perhitungan 59

4.1.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Internal 59
4.1.2 Perhitungan Tekanan Kondensor 61
4.2 Analisa Grafik dan Pembahasan 69
4.2.1 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Koefisien Konveksi Eksternal Hasil Perhitungan 69
4.2.2 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap *ε-NTU* 71
4.2.3 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap q_{out} Kondensor Perhitungan 73
4.2.4 Perbandingan Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Qout eksperiment, simulasi, dan perhitungan 75
4.2.5 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Tekanan *Inlet* Kondensor Perhitungan 77
4.2.6 Perbandingan Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Tekanan *Inlet* Kondensor Eksperimen dan Perhitungan 80
4.2.7 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap q_{in} Evaporator Hasil Simulasi 82
4.2.8 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Kerja Turbin Hasil Simulasi 85
4.2.9 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Kerja Pompa Hasil Simulasi 87
4.2.10 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap *Thermal Efficiency* 90
BAB 5 KESIMPULAN 93
5.1 Kesimpulan 93
5.2 Saran 94

DAFTAR PUSTAKA.....95
LAMPIRAN 97
BIODATA PENULIS.....103

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 (a) *Binary type geothermal* (b) OTEC 1
Gambar 1. 2 Persentase *Waste Heat* 2
Gambar 2. 1 Siklus rankine dan diagram T-S 5
Gambar 2. 2 Energi listrik yang dapat dihasilkan dari berbagai sumber energi 7
Gambar 2. 3 Penggunaan fluida kerja ORC dari tahun ke tahun .. 8
Gambar 2. 4 Skema *conservation of energy* untuk *control volume* 9
Gambar 2. 5 Skema kondensor 10
Gambar 2. 6 Skema pompa 11
Gambar 2. 7 Grafik T-s pompa 12
Gambar 2. 8 Skema evaporator 13
Gambar 2. 9 Skema *turbine* 14
Gambar 2. 10 Grafik T-s turbin 15
Gambar 2. 11 Ilustrasi untuk menghitung efisiensi termal 18
Gambar 2. 12 Grafik efisiensi termal beberapa refrigeran 18
Gambar 2. 13 Persentase sumber daya panas sistem ORC tahun 2016 20
Gambar 2. 14 Perkembangan pemakaian ORC dari tahun 1984-2016 21
Gambar 2. 15 Air cooled condenser 22
Gambar 2. 16 Skema alat penelitian Vignesh Pethurajan and Suresh Sivan 24
Gambar 2. 17 Grafik hasil penelitian 25
Gambar 2. 18 Skema 3D penelitian Muhammad Wijdan Nugroho 26
Gambar 2. 19 Hasil eksperimen 27
Gambar 2. 20 Proses Kondensasi. a. Film Kondensasi, b. *Dropwise* Kondensasi 29
Gambar 2. 21 Kondensasi di dalam *Horizontal Tube* 30

Gambar 2. 22 Hubungan ε-NTU 33
Gambar 2. 23 Ilustrasi *Finned and Tube Heat Exchanger* 34
Gambar 2. 24 Susunan *staggered tube* dengan model *hexagonal continuous fin* 38
Gambar 3. 1 Pemilihan Fluida Kerja 44
Gambar 3. 2 Pemilihan *Equation of State* 45
Gambar 3. 3 Pemodelan Sistem ORC 45
Gambar 3. 4 *Input* Aliran S2 46
Gambar 3. 5 *Input* Heater 46
Gambar 3. 6 *Input Pump* 47
Gambar 3. 7 *Input Turbine* 47
Gambar 3. 8 *Input Condenser* 48
Gambar 3. 9 Hasil Simulasi 49
Gambar 3. 10 Flowchart Penelitian 52
Gambar 3. 11 Flowchart Perhitungan Efisiensi Total 53
Gambar 3. 12 Flowchart Perhitungan Tekanan Simulasi 56
Gambar 3. 13 Flowchart Simulasi 57
Gambar 4. 1 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Koefisien Konveksi Eksternal 69
Gambar 4. 2 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Nilai ε-NTU 71
Gambar 4. 3 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Qout Kondensor Perhitungan 73
Gambar 4. 4 Grafik Perbandingan Qout Kondensor Eksperimen, Simulasi, dan Perhitungan 75
Gambar 4. 5 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap P *Inlet* Kondensor 77
Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Tekanan *Inlet* Kondensor Eksperimen dan Perhitungan 80
Gambar 4. 7 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap q_{in} Evaporator Hasil Simulasi 82
Gambar 4. 8 Penurunan Temperatur Akibat Penurunan Tekanan Kondensor 84

Gambar 4. 9 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Wturbin Hasil Simulasi 85
Gambar 4. 10 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Wpump Hasil Simulasi.....87
Gambar 4. 11 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap *Thermal Efficiency* 90

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

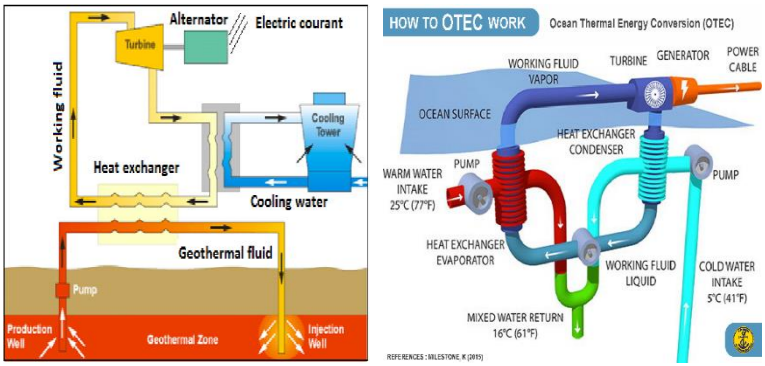
Tabel 3. 1 Parameter Operasi 48
Tabel 3. 2 Variasi Simulasi 49
Tabel 3. 3 Data Fluida Kerja 50
Tabel 3. 4 Data Eksperimen 51

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 1
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Permintaan energi setiap tahunnya mengalami kenaikan seiring perkembangan teknologi sehingga dibutuhkan pasokan energi lebih banyak setiap tahunnya. Sumber energi yang diharapkan adalah sumber energi yang ramah lingkungan. *Non-conventional energy* merupakan sumber energi alternatif yang dapat diperbarui dan bersifat ramah lingkungan, karena itu *non-conventional energy* lebih baik untuk diterapkan. OTEC (*Ocean Thermal Energy Convertion*) dan *geothermal* merupakan contoh dari *non-conventional energy* tersebut dimana keduanya merupakan siklus ORC (*Organic Rankine Cycle*). OTEC mempunya temperatur kerja dari -5-30ºC sedangkan *geothermal* dengan jenis *binary* mempunya temperatur kerja dari 12-121ºC.

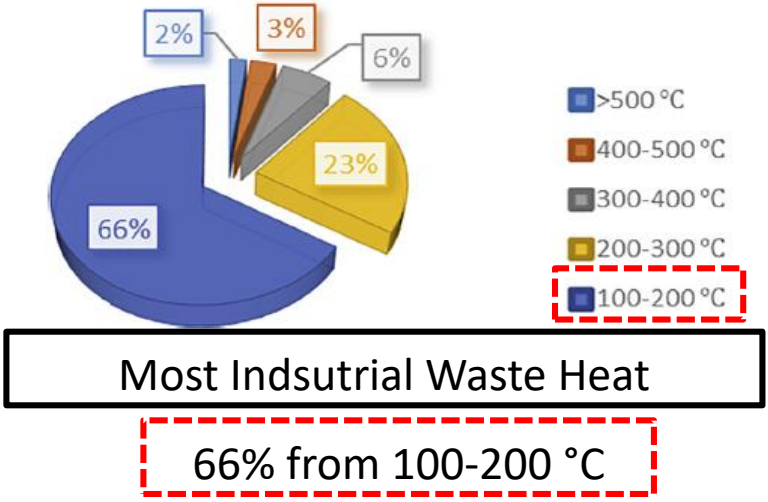


(a) (b)

Gambar 1. 1 (a) *Binary type geothermal* (b) OTEC

Industri-industri umumnya mempunyai panas sisa (*waste heat*) yang berasal dari proses-proses dalam memproduksi produknya. Sisa panas yang dihasilkan oleh industri dapat

diklasifikasikan menjadi 3, yaitu *high grade waste heat* (>650ºC), medium grade waste heat (200 – 650ºC) dan *low grade waste heat* (<200ºC). Pada pengaplikasiannya, *high grade* dan *medium grade* masih dapat dikonversikan ke bentuk energi lainnya, sedangkan hal ini sulit dilakukan untuk *low grade waste heat*.



Gambar 1. 2 Persentase *Waste Heat*

Kategori *waste heat* terbesar merupakan kategori *low grade* (<200 ºC) sehingga setiap tahunnya terjadi pembuangan energi yang masih dapat dimanfaatkan. Salah satu cara memanfaatkan energi panas rendah ini adalah dengan menerapkan *Organic Rankine Cycle* (ORC). ORC menggunakan fluida kerja yang dapat dengan mudah berubah fase menjadi uap panas (*steam)* dengan energi panas rendah. Kondensor merupakan komponen penting dalam sebuah sistem ORC. Kondensor berfungsi untuk mengubah fase uap menjadi cair. Parameter operasi kondensor seperti laju udara pendingin dapat mempengaruhi performa sistem ORC. Sehingga penulis ingin melihat pengaruh laju aliran udara pendingin kondensor terhadap performa sistem ORC sederhana berdasarkan simulasi. (Hussam Jouhara, Navid Khordehgah,

Sulaiman Almahmoud, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, & Savvas A. Tassou, 2018)

Penelitian terhadap ORC sudah pernah dilakukan seperti *Experimental Study of an Organic Rankine Cycle Using n-Hexane as the Working Fluid and a Radial Turbine Expander* oleh Vignesh Pethurajan and Suresh Sivan. yang mana meneliti hubungan pengaruh *mass flow rate (working fluid and coolant)* dan *heat source temperature* terhadap daya turbin, *turbine inlet temperature, expander efisiensi*, dan *condenser outlet temperature* . Penelitian oleh Muhammad Wijdan Nugroho dengan judul *Studi Eksperimen Pengaruh Perubahan Laju Aliran Udara Pendingin* Kondensor *Terhadap Performa ORC 1 KW* mengenai pengaruh laju aliran massa udara kondensor terhadap daya turbin, daya pompa, dan efisiensi. Maka dari itu, penulis ingin mengambil judul tugas akhir "Analisa Pengaruh Laju Aliran Udara Pendingin Kondensor Pada Sistem ORC 1 KW Menggunakan Aplikasi ASPEN PLUS".

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah dalam tugas akhir ini yaitu:

1. Bagaimana pengaruh perubahan laju aliran udara pendingin kondensor terhadap *turbine power output*?
2. Bagaimana pengaruh perubahan laju aliran udara pendingin kondensor terhadap *pump power consumption*?
3. Bagaimana pengaruh perubahan laju aliran udara pendingin kondensor terhadap performa ORC 1kW?

1.3 Batasan Masalah

Batasan-batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini antara lain:

1. *Organic Rankine Cycle* bekerja dalam kondisi tunak (*steady state*)

2. Perubahan energi potensial dan kinetik sistem sangat kecil sehingga dapat diabaikan
3. Penelitian ini tidak mengikutsertakan analisa rancangan komponen pada *sistem* ORC
4. Penelitian tidak mengikutsertakan analisa ekonomi

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ORC ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh perubahan laju aliran udara pendingin kondensor terhadap *turbine power output.*
2. Mengetahui pengaruh perubahan laju aliran udara pendingin kondensor terhadap *pump power consumption.*
3. Mengetahui pengaruh perubahan laju aliran udara pendingin kondensor terhadap performa ORC 1 kW.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian yang diharapkan oleh penulis yaitu:

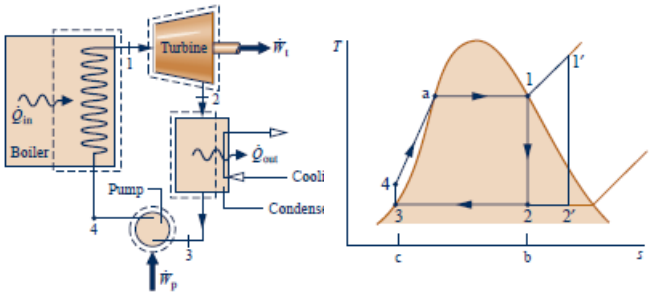
1. Sebagai sarana penyaluran ilmu yang telah didapat oleh penulis selama masa kuliah.
2. Untuk menambah wawasan penulis dan pembaca mengenai ORC.
3. Hasil penelitian dapat dijadikan sebagai referensi untuk penelitian ORC selanjutnya.

BAB 2
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Siklus Rankine

Apabila sebuah fluida kerja melewati siklus pembangkit uap sederhana tanpa adanya irreversibilitas dan penurunan tekanan akibat gesekan pada *boiler* dan kondensor maka fluida kerja yang melalui komponen tersebut akan tetap konstan. Begitu pula dengan tidak adanya irreversibilitas dan perpindahan panas ke lingkungan maka proses pada turbin dan pompa menjadi isentropik. Siklus ini disebut *ideal rankine cycle.* Namun, pada kenyataannya terjadi irreversibilatas, penurunan tekanan akibat gesekan dan perpindahan panas ke lingkungan.

Siklus rankine terdiri dari 4 komponen utama yaitu evaporator atau *boiler*, turbin, kondensor dan pompa. Evaporator berfungsi mengubah fase dengan cara memanaskan fluida kerja yang awalnya berupa *liquid* menjadi *steam*. Turbin berfungsi untuk mengonversi energi panas *steam* dari evaporator menjadi energi mekanikal. Kondensor berfungsi mengubah fase dengan cara mendinginkan *steam* menjadi *liquid* kembali. Pompa berfungsi meningkatkan tekanan dan sekaligus pengarah aliran fluida kerja ke evaporator.



Gambar 2. 1 Siklus rankine dan diagram T-S

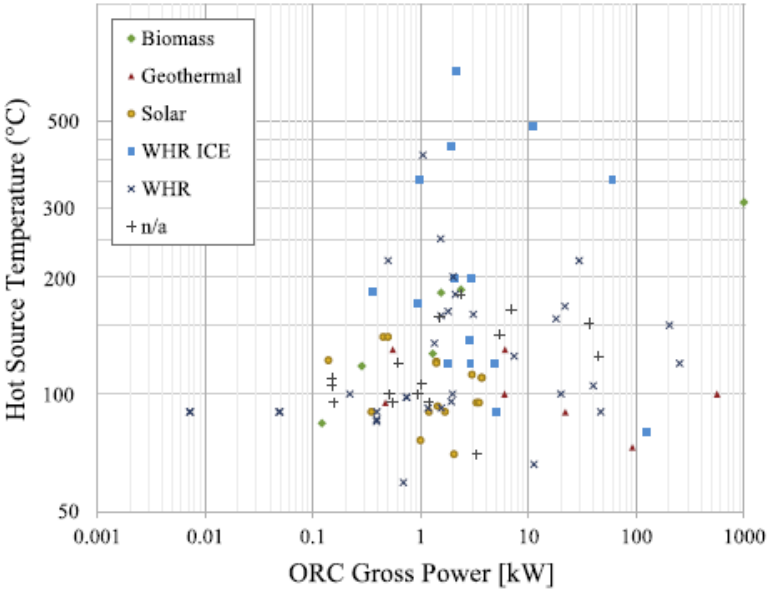
Berdasarkan gambar 2.1, proses yang dialami oleh fluida kerja dalam siklus rankine:

- Proses 1-2: Ekspansi isentropik pada fluida kerja ketika melalui turbin dari fase *saturated vapor* pada titik 1 menuju tekanan kondensor pada titik 2.
- Proses 2-3: Perpindahan panas dari fluida kerja yang mengalir pada tekanan konstan kondensor sampai fluida kerja menjadi *saturated liquid* pada titik 3.
- Proses 3-4: Kompresi isentropik fluida kerja oleh pompa menuju titik 4.
- Proses 4-1: Perpindahan panas ke fluida kerja yang mengalir pada tekanan konstan oleh *boiler*.

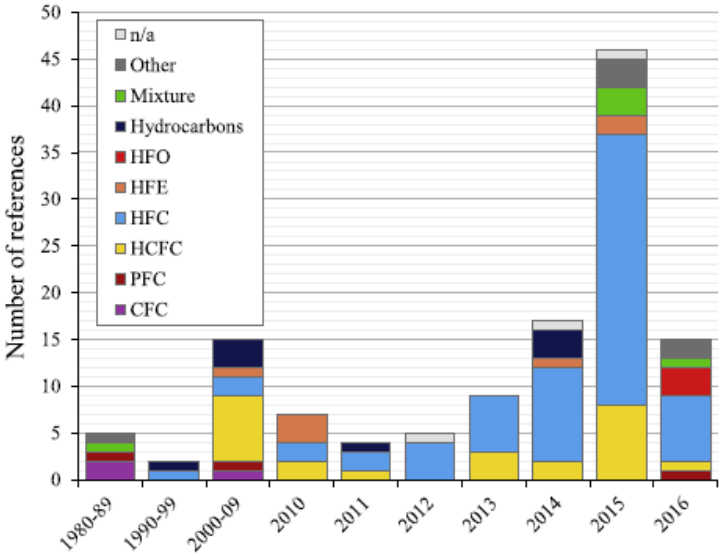
Area 1-b-c-4-a-1 menunjukkan besarnya perpindahan panas yang diterima fluida kerja. Sedangkan area 2-b-c-3-2 menunjukkan besarnya perpindahan panas yang dilepaskan oleh fluida kerja di kondensor. (Moran, Shapiro, Boettner dan Bailey, 2014)

2.2 *Organic Rankine Cycle* (ORC)

Organic Rankine Cycle merupakan turunan dari siklus rankine sederhana, fluida kerja bertekanan dipanaskan dan diuapkan oleh fluida pemanas, diekspansikan oleh ekspander untuk menghasilkan energi mekanikal, dikondensasikan pada tekanan rendah oleh fluida pendingin dan dipompa kembali agar terjadi siklus. Perbedaan utama ORC dengan siklus rankine sederhana adalah penggunaan fluida kerjanya yang mana ORC menggunakan fluida organik. Pemilihan fluida organik dapat berdasarkan sumber panas yang digunakan. Penelitian ORC akhir-akhir ini berfokus pada pengoptimalan desain, pemilihan fluida, teknologi ekspander dan sumber panas yang digunakan. Pada gambar 2.2 ditunjukkan beberapa hasil penelitian yang dirangkum menjadi 1. Pada gambar 2.3 ditunjukkan penelitian fluida kerja yang digunakan dari tahun ke tahun. (Arnaud, Nicolas, Philippe, Rémi, dan Stéphane, 2017)



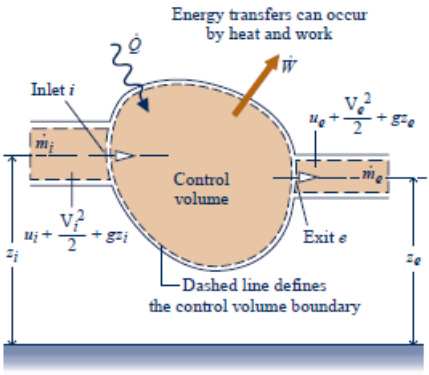
Gambar 2. 2 Energi listrik yang dapat dihasilkan dari berbagai sumber energi



Gambar 2. 3 Penggunaan fluida kerja ORC dari tahun ke tahun

2.3 Analisa Termodinamika *Organic Rankine Cycle*

Analisa siklus termodinamika ORC menggunakan penurunan dari persamaan *conservation of energy* untuk *control volume.* Pada gambar 2.4 ditunjukkan skema *conservation of energy*.



Gambar 2. 4 Skema *conservation of energy* untuk *control volume*

Prinsip konservasi energi yang diterapkan pada *control volume:*

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i\left(u_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \dot{m}_e\left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \qquad (2.1)$$

Besarnya nilai net laju energi persatuan waktu yang dikeluarkan melalui kerja dapat dijabarkan menjadi:

$$\dot{W} = \dot{W_{CV}} + (p_e A_e)V_e - (p_i A_i)V_i \qquad (2.2)$$

Pada persamaan 2.2, $\dot{W_{CV}}$ adalah kerja yang dihasilkan seperti kerja yang dihasilkan pada poros turbin, p adalah tekanan, A adalah luasan dan V adalah kecepatan. Subskrip e menunjukkan laju energi pada *exit control volume*, sedangkan subskrip i menunjukkan laju energi pada *inlet control volume.* Nilai *inlet control volume* bernilai negatif karena energi (kerja) diberikan ke dalam sistem, sedangkan pada *exit* bernilai positif karena melakukan kerja. Dengan nilai A.V = $\dot{m}.v$ maka rumus 2.2 menjadi:

$$\dot{W} = \dot{W_{CV}} + \dot{m}_e(p_e v_e) - \dot{m}_i(p_i v_i) \qquad (2.3)$$

Dimana $\dot{m}$ adalah laju aliran massa persatuan waktu, v adalah volume spesifik. Dengan substitusi persamaan 2.1 dan 2.3 didapatkan

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \dot{Q_{CV}} - \dot{W_{CV}} + \dot{m}_i\left(u_i + p_i v_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \dot{m}_e\left(u_e + p_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \quad (2.4)$$

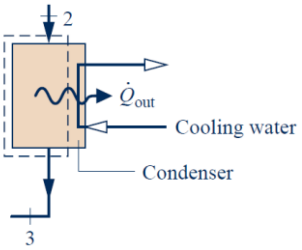
Persamaan u + p. v akan menghasilkan nilai enthalpy, sehingga rumus 2.4 dapat disederhanakan menjadi

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \dot{Q_{CV}} - \dot{W_{CV}} + \dot{m}_i\left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \dot{m}_e\left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \quad (2.5)$$

Persamaan 2.5 dapat diturunkan lagi menjadi lebih spesifik berdasarkan komponen yang dianalisa sebagai berikut: (Moran, Shapiro, Boettner dan Bailey, 2014)

2.3.1 Analisa Kondensor

Di kondensor terjadi perpindahan panas antara fluida kerja dan fluida pendingin. Tujuan kondensor tidak hanya mengubah fase uap ke cair agar fluida dapat dipompa, tetapi juga untuk meningkatkan kerja yang dihasilkan turbin agar lebih optimal. Pada gambar 2.1, jika kita fokuskan pada kondensor (gambar 2.5), di titik nomor 2 terdapat laju energi yang masuk dan di titik nomor 3 terdapat laju energi yang keluar. Terjadi perpindahan panas menuju keluar sistem yang berarti laju energi perpindahan panasnya akan menghasilkan nilai negatif.



Gambar 2. 5 Skema kondensor

Dengan menggunakan asumsi

1. Keadaan tunak / *steady state* $\frac{dE_{CV}}{dt} = 0$

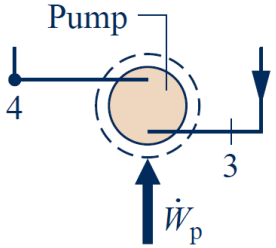
2. Tidak ada kerja yang terjadi pada kontrol volume $\dot{W_{CV}} = 0$
3. Kecepatan sisi *inlet* sama dengan kecepatan sisi *outlet* ΔEk = 0
4. Elevasi antara *inlet* dan *outlet* sama ΔEp = 0

Maka persamaan 2.5 menjadi

$$\dot{Q_{cond}} = \dot{m}(h_{inlet} - h_{outlet})$$
$$\dot{Q_{cond}} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$
$$\dot{Q_{cond}} = \dot{m}(h_{steam} - h_{condensate}) \quad (2.6)$$

2.3.2 Analisa Pompa

Pompa akan meningkatkan tekanan dan arah pada fluida kerja agar menuju evaporator dan terjadi siklus. Karena pompa melakukan usaha pada sistem, maka laju energi kerjanya akan menghasilkan nilai negatif.



Gambar 2. 6 Skema pompa

Dengan menggunakan asumsi

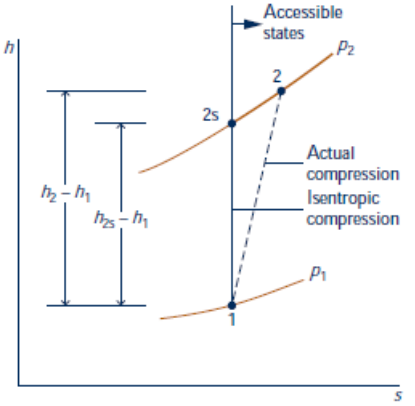
1. Keadaan tunak / *steady state* $\frac{dE_{CV}}{dt} = 0$
2. Kondisi adiabatik $\dot{Q_{CV}} = 0$
3. Kecepatan sisi *inlet* sama dengan kecepatan sisi *outlet* ΔEk = 0
4. Elevasi antara *inlet* dan *outlet* sama ΔEp = 0

Maka persamaan 2.5 menjadi

$$-\dot{W}_P = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_{outlet} - h_{inlet}) \quad (2.7)$$

Pada pompa, tidak semua kerja yang diberikan pompa disalurkan secara optimal. Sebagian energi kerjanya justru memberikan panas kepada fluida kerja sehingga terjadi *internal irreversibilities*. Pada gambar 2.7, label "2s" adalah kondisi pompa jika tidak terjadi *internal irreversibilities* dalam sistem.



Gambar 2. 7 Grafik T-s pompa

Nilai h_{2s} pasti lebih kecil daripada nilai h_2. Proses 1-2 kedua dinamakan kompresi aktual. Sedangkan proses 1-2s dinamakan kompresi isentropik. Besarnya energi yang didapatkan dari proses 1-2s adalah energi minimum yang dibutuhkan pompa (W_{Ps}).

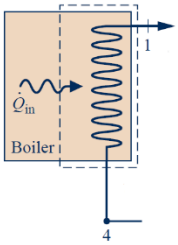
$$\dot{W}_{ps} = \dot{m}(h_{in} - h_{s\,pump}) \quad (2.8)$$

Performa pompa, dapat diukur dengan menghitung efisiensi dari daya minimum pompa yang dibutuhkan (isentropik) dibagi daya pompa aktual yang digunakan. Ditunjukkan rumus berikut:

$$\eta_{isentropic\,pump} = \frac{\dot{m}(h_{in} - h_{s\,pump})_{pump}}{\dot{m}(h_{in} - h_{out})_{pump}} x\ 100\% \quad (2.9)$$

2.3.3 Analisa Evaporator

Evaporator mengubah fluida kerja yang awalnya memiliki fase cair menjadi uap. Dengan dipanaskan, energi panas fluida kerja akan semakin tinggi. Semakin besar energi panasnya maka turbin akan menerima energi panas yang semakin besar pula sehingga energi listrik yang dihasilkan semakin besar pula. Karena evaporator menerima energi panas ke dalam sistem, laju energi perpindahan panasnya akan menghasilkan nilai positif.



Gambar 2. 8 Skema evaporator

Dengan menggunakan asumsi

1. Keadaan tunak / *steady state* $\frac{dE_{CV}}{dt} = 0$
2. Tidak ada kerja yang terjadi pada kontrol volume $\dot{W_{CV}} = 0$
3. Kecepatan sisi *inlet* sama dengan kecepatan sisi *outlet* ΔEk = 0
4. Elevasi antara *inlet* dan *outlet* sama ΔEp = 0

Maka persamaan 2.5 menjadi

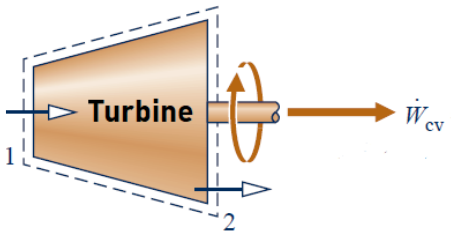
$$-\dot{Q_{eva}} = \dot{m}(h_{inlet} - h_{outlet})$$

$$\dot{Q_{eva}} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q_{eva}} = \dot{m}(h_{steam} - h_{condensate}) \qquad (2.10)$$

2.3.4 Analisa Turbin

Turbin mengubah energi panas yang diberikan oleh evaporator menjadi energi listrik. Semakin tinggi energi panas yang diberikan evaporator dan semakin rendah energi panas yang masuk kondensor, maka semakin besar energi panas yang dikonversi menjadi energi listrik oleh turbin. Karena turbin menghasilkan kerja keluar sistem, laju energi kerjanya akan bernilai positif.



Gambar 2. 9 Skema *turbine*

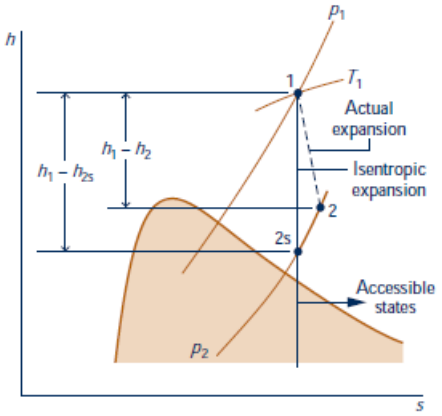
Dengan menggunakan asumsi

1. Keadaan tunak / *steady state* $\frac{dE_{CV}}{dt} = 0$
2. Kondisi adiabatik $\dot{Q_{CV}} = 0$
3. Kecepatan sisi *inlet* sama dengan kecepatan sisi *outlet* ΔEk = 0
4. Elevasi antara *inlet* dan *outlet* sama ΔEp = 0

Maka persamaan 2.5, dapat digunakan untuk menghitung daya potensial turbin yaitu

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_1 - h_2)$$
$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{inlet} - h_{outlet}) \qquad (2.11)$$

Pada turbin, tidak semua energi panas dapat diubah menjadi energi mekanik karena adanya *internal irreversibilities.* Selama proses *irreversibilities*, entropi akan terproduksi dalam sistem. Nilai *entropy production* selalu bernilai positif. Pada gambar 2.10 di bawah, label ”2s” adalah batas jika tidak ada *internal irreversibilities.*



Gambar 2. 10 Grafik T-s turbin

Nilai h_{2s} pasti lebih kecil daripada nilai h_2. Proses 1-2 kedua dinamakan ekspansi aktual. Sedangkan proses 1-2s dinamakan ekspansi isentropik. Besarnya energi yang didapatkan dari proses 1-2s adalah energi maksimum yang dapat dihasilkan turbin (W_{Ts}).

$$\dot{W_{Ts}} = \dot{m}(h_1 - h_{2s}) \quad (2.12)$$

Performa turbin, dapat diukur dengan menghitung efisiensi dari daya potensial turbin yang dihasilkan dibagi daya maksimum turbin yang dapat dihasilkan. Ditunjukkan rumus berikut:

$$\eta_{isentropic\ turbine} = \frac{\dot{m}(h_{in} - h_{out})_{turbine}}{\dot{m}(h_{in} - h_{s\ turbine})_{turbine}} x\ 100\% \quad (2.13)$$

2.3.5 Analisa Peforma Sistem

Untuk mengetahui daya netto yang dihasilkan oleh sistem, dibutuhkan perhitungan *net power*. *Net power* sistem dapat dihitung dengan 2 cara yaitu *net power* secara termal atau *net power electrical* secara aktual berdasarkan daya listrik yang dihasilkan dan yang digunakan. Pada *net power* secara termal hanya memperhitungkan daya turbin dan pompa. Sedangkan, *net*

power electrical memperhitungkan daya turbin elektrikal yang dihasilkan dikurangi daya pompa dan *fan* yang digunakan. Berikut rumus *net power:*

$$\dot{W_{net}} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})_{turbine} - \dot{m}(h_{in} - h_{out})_{pump} \quad (2.14)$$

$$\dot{W}_{net\ electric} = \dot{W}_{T\ electric} - \dot{W}_{P\ electric} - \dot{W_{fan}} \quad (2.15)$$

Untuk mengetahui performa sistem secara keseluruhan dapat diperhitungkan menggunakan efisiensi termal sistem. Efisiensi termal sistem adalah pembagian dari *net power* secara termal dibagi energi panas yang masuk ke dalam sistem ditunjukkan persamaan berikut:

$$\eta_{thermal} = \frac{W_T - W_P}{Q_{In}} x\ 100\% \quad (2.16)$$

2.4 Fluida Kerja Organic Rankine Cycle

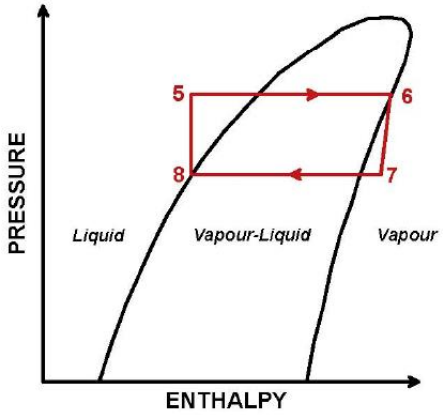
Pemilihan fluida kerja untuk ORC sangatlah penting karena performa ORC sangat bergantung terhadap sifat termodinamika fluida kerja. Beberapa aspek fluida kerja yang boleh digunakan sistem ORC menurut sebagai berikut:

- Lingkungan: Fluida yang digunakan harus aman ketika dilepas ke lingkungan. Tak bisa dihindari, fluida yang digunakan pasti suatu saat akan lepas ke lingkungan baik karena pengurasan, penggantian atau kebocoran pada sistem. Beberapa fluida dilarang oleh kesepakatan internasional akibat potensinya dalam pengikisan lapisan ozon dan gasnya yang dapat menjadi penyebab efek rumah kaca.
- Keamanan: Fluida yang digunakan harus tidak beracun, korosif ataupun mudah terbakar. Karena ada kemungkinan fluida dilepas ke atmosfer, sehingga harus aman untuk kehidupan sekitarnya. Dalam proses instalasi ataupun *running* sistem pun terkadang dapat memicu terjadi percikan atau kebakaran untuk

fluida yang mudah terbakar. Fluida yang korosif dapat menyebabkan biaya yang lebih untuk perawatan dan penggantian bagian sistem yang rusak akibat korosi.

- Stabilitas: Kestabilan unsur kimia fluida berpengaruh pada temperatur sumber panas yang digunakan. Ketika fluida dikenai temperatur tertentu, fluida akan terurai, dan hasil uraian tersebut terkadang tidak kembali seperti sebelumnya justru membentuk senyawa lain dan menjadi pengganggu dalam sistem yang menyebabkan performa sistem menurun.
- Tekanan: Fluida yang digunakan harus tahan tekanan tinggi. Dalam sistem rankine, fluida pasti akan dihadapkan dengan tinggi untuk mencapai proses yang optimal dan efisien.
- Ketersediaan dan harga yang terjangkau: Fluida yang digunakan harus banyak tersedia stoknya dan memiliki harga yang cukup terjangkau (*low cost*) untuk sering digunakan.
- Panas laten dan berat molekul: Dengan berat molekul dan panas laten fluida yang semakin besar, energi panas dari evaporator akan lebih mudah diserap oleh fluida. Selain itu, penggunaan daya pompa yang besar dapat dikurangi karena aliran massa yang diperlukan semakin rendah akibat panas laten yang besar.
- Temperatur beku yang rendah: Temperatur beku fluida harus lebih rendah dari temperatur operasi sistem. (Fredy, 2014)

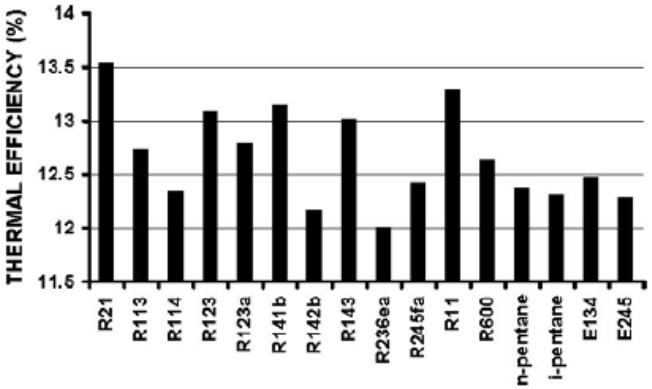
Fluida kerja yang bagus yaitu fluida yang memiliki efisiensi termal tinggi. Efisiensi termal pada jurnal Kosmadakis ditunjukkan gambar 2.11 dan persamaan 2.17 yang mana didapatkan dari selisih enthalpi pada proses ekspansi dibagi selisih entahlpi pada proses evaporasi.



Gambar 2. 11 Ilustrasi untuk menghitung efisiensi termal

$$\eta_{th} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_5} \qquad (2.17)$$

Semakin besar efisiensi termalnya maka semakin baik, itu berarti sejumlah energi panas yang diberikan dapat menghasilkan energi listrik lebih besar.

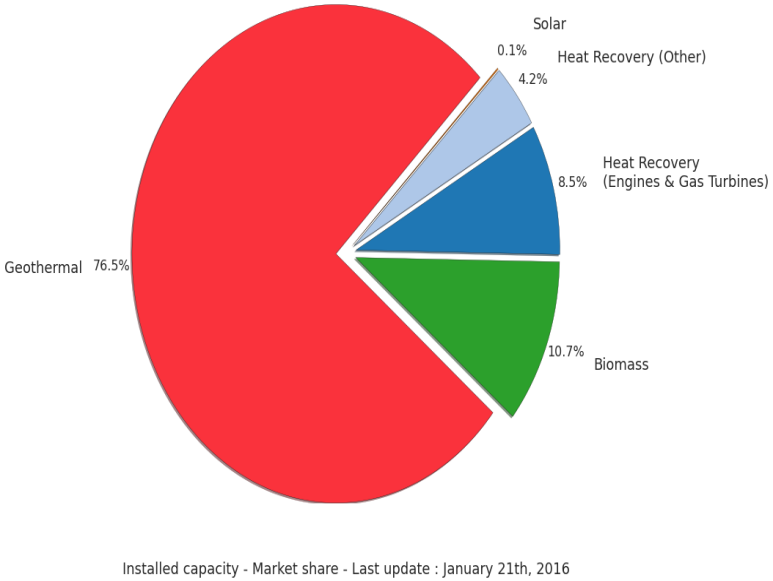


Gambar 2. 12 Grafik efisiensi termal beberapa refrigeran

Dari gambar 2.12, efisiensi termal tertinggi dimiliki oleh R21 dilanjutkan R11, R141b dst. R21 masuk dalam kategori hydro-chlorine-fluoro carbons (HCFC) yang mana tidak memiliki efek yang sangat berpengaruh terhadap lapisan ozon, namun ketersediaan refrigeran ini di Indonesia sangat langka. R11 sudah tidak diizinkan peredaran dan penggunaannya. R141b memiliki unsur kimia yang hampir sama dengan R21, bahkan R141b adalah *alternative* dari R21, refrigeran ini tidak mudah terbakar dan memiliki dampak yang tidak begitu besar untuk lapisan ozon. R123 termasuk fluida yang berbahaya untuk lapisan ozon sehingga dilarang peredaran dan penggunaannya. R143 termasuk fluida yang mudah terbakar sehingga kurang baik untuk digunakan.

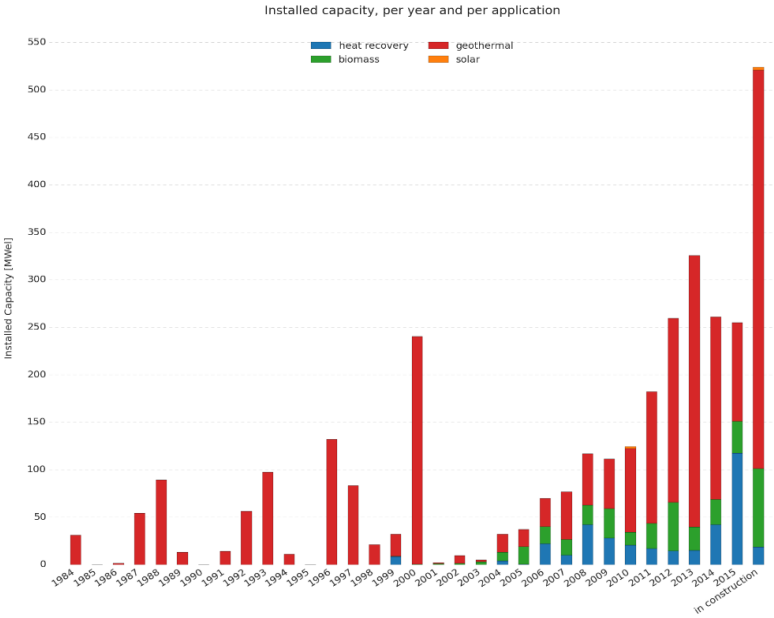
2.5 Aplikasi Organic Rankine Cycle

Aplikasi ORC sudah banyak diterapkan di dunia. Beberapa sumber panasnya yaitu panas bumi (geotermal), solar, *biomass*, dan *heat recovery*. Thomas (2016) membuat grafik (gambar 2.13) penggunaan ORC pada tahun 2016. (Thomas dan Marco, 2017)



Gambar 2. 13 Persentase sumber daya panas sistem ORC tahun 2016

Sumber daya panas yang paling mendominasi adalah panas bumi (geotermal). Hal ini dikarenakan panas bumi sangatlah berlimpah dan juga merupakan energi terbarukan. Sumber panas yang banyak dipakai selanjutnya adalah *heat recovery*, dimana sumber panas ini umumnya berasal dari sisa pembakaran atau sisa panas baik sisa dari pembuangan mesin, pembangkit gas/uap dan industri lainnya. Dengan memanfaatkan sisa panas, tentu saja akan meningkatkan keuntungan dan memaksimalkan penggunaan bahan bakar. Thomas juga menampilkan perkembangan penggunaan ORC dari tahun ke tahun ditunjukkan gambar 2.14.



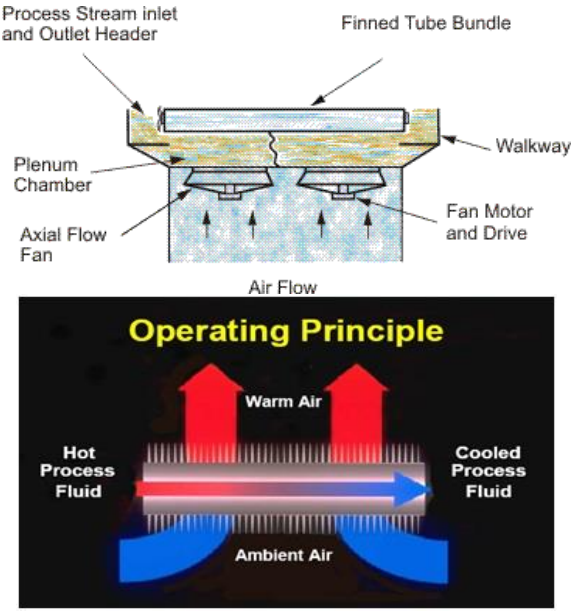
Gambar 2. 14 Perkembangan pemakaian ORC dari tahun 1984-2016

Paling banyak dibangun setiap tahunnya adalah ORC dengan sumber bahan bakar panas bumi. Dilanjutkan ORC dengan *heat recovery*, *biomass* dan solar.

2.6 *Air Cooled Condenser* (ACC)

Air cooled condenser adalah jenis kondensor yang menggunakan fluida pendingin udara. Fluida pendingin dialirkan menggunakan blower atau kipas yang akan mengarahkan fluida pendingin melewati *tube-tube* yang dialiri uap. Berdasarkan luasan area perpindahan panasnya yang besar, alat penukar panas (*heat exchanger*) ini termasuk *compact heat exchanger* yang mana sangat cocok untuk mengubah fase fluida kerja. Dari konstruksinya, alat penukar panas ini menggunakan konstruksi *fin-*

tube. Sedangkan arah aliran kedua fluidanya bersilangan (*cross flow).*



Gambar 2. 15 Air cooled condenser

Air cooled condenser (gambar 2.15) umumnya digunakan untuk mendinginkan refrigeran. Alat penukar panas ini dapat dijumpai di gedung-gedung besar yang menggunakan sistem pendinginan terpusat. Karena fungsinya yang memang untuk pendinginan refrigeran, HE ini layak digunakan untuk ORC yang menggunakan fluida kerja refrigeran. Selain digunakan untuk sistem pendinginan gedung, ACC juga digunakan sebagai kondensor pembangkit. Fluida kerja yang ingin dikondensasikan dilewatkan melalui *tube*, fluida pendingin udara dilewatkan melalui luar *tube*. Keuntungan dari penggunaan kondensor ini adalah biaya pemakaian dan pembuatannya yang lebih murah dari kondensor pada umumnya. Hal ini dikarenakan tidak perlu

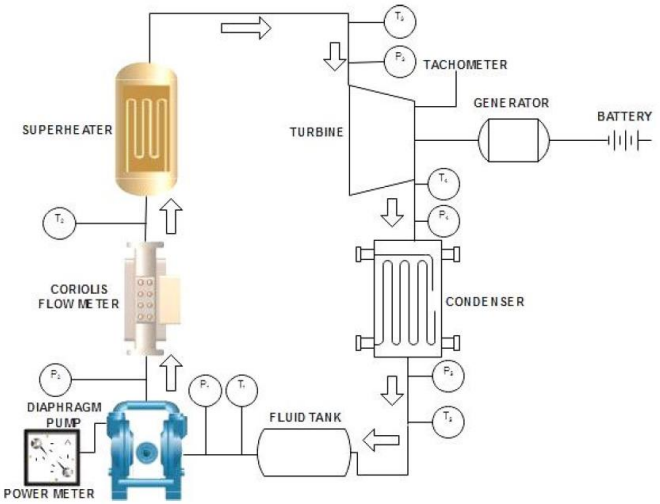
membuat sistem untuk fluida pendinginnya, tidak perlu menggunakan pompa untuk mendorong fluida pendingin (cukup dengan blower) dan tidak perlu menggunakan fluida pendingin khusus. Sedangkan kerugiannya adalah sangat terpengaruh oleh suhu lingkungan yang ada saat itu, sehingga pada musim panas, peforma kondensor ini tidak seoptimal ketika musim dingin atau penghujan.

2.7 Penelitian Terdahulu

2.7.1 Penelitian Vignesh Pethurajan and Suresh Sivan (2018)

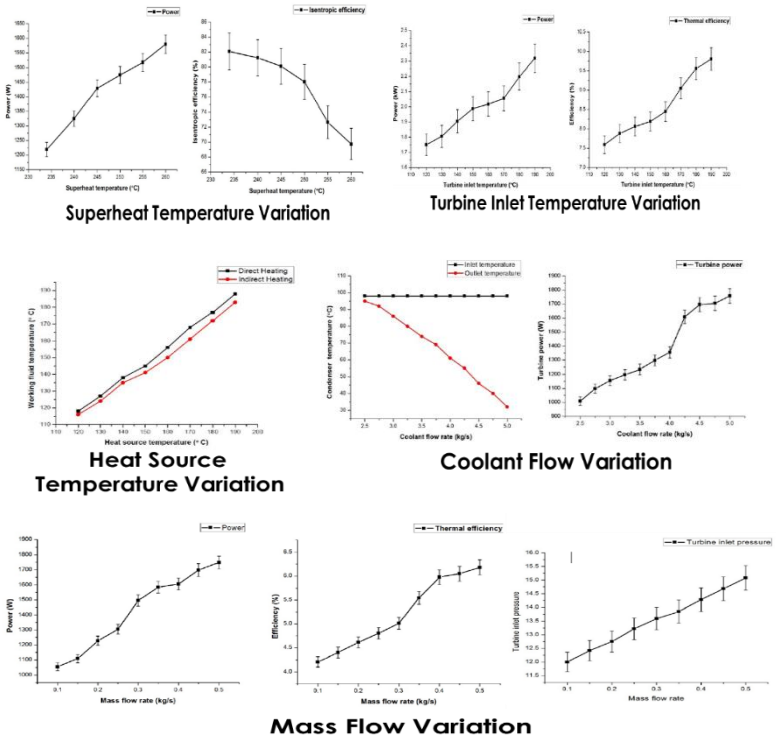
Experimental Study of an Organic Rankine Cycle Using n-Hexane as the Working Fluid and a Radial Turbine Expander

Penelitian Vignesh Pethurajan and Suresh Sivan tahun 2018 yaitu untuk mengetahui efek dari *mass flow rate* dan *heat source temperature*. *Mass flow rate* di sini adalah *mass flow* dari fluida kerja dan coolant. Pada eksperimennya, evaporator dan kondensor menggunakan *shell and tube heat exchanger*, dan untuk turbin menggunakan *radial expander*. Sedangkan fluida kerja yang dipakai adalah n-hexane. Dalam penelitiannya, dilakukan variasi-variasi lain yang dilakukan yaitu *coolant flow rate, turbine inlet temperature* dan *degree of superheat*. Sedangkan untuk properti lainnya dijaga konstan.



Gambar 2. 16 Skema alat penelitian Vignesh Pethurajan and Suresh Sivan

Hasil dari penelitiannya ditunjukkan gambar 2.17, berikut:



Gambar 2. 17 Grafik hasil penelitian

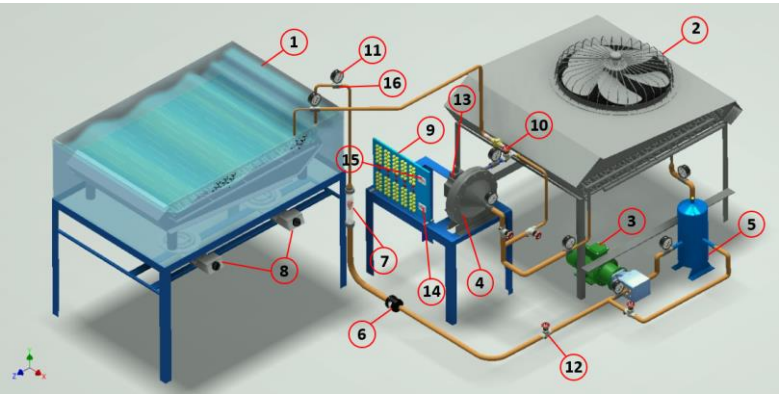
Dari gambar 2.17 didapatkan grafik hasil penelitian, semakin besar *heat source temperature*, *mass flow*, *turbine inlet temperature*, *coolant flow* dan *degree of superheat*, maka daya yang diterima turbin juga akan semakin besar. Efisiensi isentropik pada tubin juga meningkat, namun seiring meningkatnya *degree of superheat* dari 230-290 °C membuat besar efisiensi isentropik semakin kecil dari 82,08-69,75 %, hal ini disebabkan menurunnya efisiensi expander. Kenaikan *mass flow* dari 0,10-0,50 Kg/s menyebabkan *turbine inlet pressure* yang semakin besar dari 12-15,08 Bar, juga membuat efisiensi termal dan daya turbin membesar dari 4.21-6.18 % dan 1056-1748 W. Kenaikan *coolant flow* dari 2,50-5,00 Kg/s

akan membuat *condenser outlet temperature* menurunun dari 98-32 °C dan menaikkan daya turbin dari 1009-1758 W. Variasi dari *heat source temperature* dari 120-190 °C menaikkan efisiensi dari 4.52-6.21 % dan daya turbin sebesar 1086-1750 W, variasi ini membuat *turbine inlet temperature* mengalami kenaikan.

2.7.2 Penelitian Muhammad Wijdan Nugroho (2019)

Studi Eksperimen Pengaruh Perubahan Laju Aliran Massa Udara Pendingin Kondensor Terhadap Performa ORC 1 KW

Penelitian Muhammad Wijdan Nugroho pada tahun 2019 melakukan variasi laju aliran massa udara pendingin kondensor untuk melihat pengaruh variasi laju aliran massa udara terhadap performa dari siklus ORC yang dipakai. Eksperimen akan menggunakan fluida kerja yaitu refrigerant R141B dengan variasi *mass flow* udara pendingin dari 0.38-62 kg/s juga tekanan evaporator sebesar 5 bar dan *mass flow refrigerant* sebesar 0,75 GPM.



Gambar 2. 18 Skema 3D penelitian Muhammad Wijdan Nugroho

Hasil eksperimen yang ditunjukkan gambar 2.19, berikut:

Gambar 2. 19 Hasil eksperimen

Gambar 2. 19 menunjukkan hasil variasi laju aliran massa udara pendingin kondensor dengan daya turbin, daya pompa, efisiensi sistem, dan *net power*. Daya turbin terbesar terjadi pada saat *mass flow* udara sebesar 0,62 kg/s yaitu sebesar 28 W dan yang terkecil sebesar 10 W pada saat *mass flow* udara sebesar 0.38 kg/s. Daya pompa terbesar terjadi pada saat *mass flow* udara sebesar 0.44 kg/s membutuhkan daya sebesar 84 W dan daya pompa terkecil sebesar 79 W yang terjadi pada saat *mass flow* udara sebesar 0.38 kg/s. Performa ORC jika dilihat dari *net power*nya, paling baik dijalankan dengan *mass flow* udara tertinggi yaitu 0,62 kg/s yang menghasilkan 89 W. Sedangkan jika dari *net power* elektrikalnya, sistem dijalankan paling baik pada *mass flow* terendah yaitu 0,38 kg/s yang menghasilkan -741 W.

2.8 *Heat Exchanger*

2.8.1 Metode Gray - Webb Untuk Analisa Koefisien Konveksi Eksternal *Compact Heat Exchanger*

Perpindahan panas pada *compact heat exchanger* ditentukan dengan nilai Colburn j factor dimana $j_H = St.Pr^{2/3}$ dan Bilangan Reynold (Re), dimana Stanton Number ($St = h/Gc_P$) serta Reynold Number ($Re = GD_h/\mu$) ditentukan oleh *maximum mass velocity (mass flux)* yang dirumuskan sebagai berikut: (Sadik, Hongtan dan Anchasa, 2012)

$$G \equiv \rho V_{MAX} = \frac{\rho V A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \qquad (2.18)$$

Simbol σ adalah rasio dari *free flow area minimum* A_{ff} terhadap frontal area A_{fr}. Dalam analisa *compact heat exchanger tipe fin and tube*, metode ini dapat digunakan untuk menentukan besarnya koefisien konveksi pada sisi luar *tube* (aliran eksternal) dimana untuk nilai Reynold tertentu akan memiliki nilai Colburn j factor yang diperoleh dari persamaan Gray – Webb

$$j_{WG} = 0.14\, Re_D^{-0.328} \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{-0.502} \left(\frac{S}{D}\right)^{0.0312} \qquad (2.19)$$

$$f_{WG} = 0.508\, Re_D^{-0.521} \left(\frac{S_T}{D}\right)^{1.318} \qquad (2.20)$$

$$D_h = 4L \frac{A_{MIN}}{A_{TOTAL}} \qquad (2.21)$$

Dimana

S_T = *Tranversal Pitch* — s = *Fin Spacing*

S_L = *Longitudinal Pitch* — D = Diameter luar *tube*

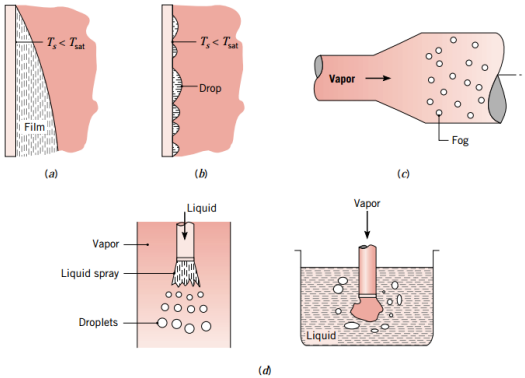
Berdasarkan nilai Colburn j factor tersebut didapatkan nilai Stanton Number yang mana nilai tersebut didapatkan nilai koefisien konveksi h. Dengan mendapatkan besarnya koefisien

konveksi eksternal maka besarnya *overall heat transfer coefficient* dapat ditentukan dan performa *heat exchanger* dapat diketahui melalui metode NTU – Effectiveness. Nilai koefisien konveksi pada eksternal *heat exchanger* dapat dihitung dengan persamaan Colburn j factor dan Stanton Number:

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\, Gx\, c_P \qquad (2.22)$$

2.8.2 Koefisien Konveksi Internal *Compact Heat Exchanger*

Kondensasi terjadi pada saat fluida pada temperatur uapnya diturunkan di bawah temperatur saturasinya. Proses ini terjadi saat uap mengalami kontak dengan permukaan yang dingin. Laten energi dari uap dilepaskan serta kalor berpindah ke permukaan serta terbentuknya kondensat. Kondensasi dibedakan menjadi beberapa jenis seperti gambar 2.20.



Gambar 2. 20 Proses Kondensasi. a. Film Kondensasi, b. *Dropwise* Kondensasi

c. Kondensasi *Homogeneus*, d. *Direct Contact Condensation*

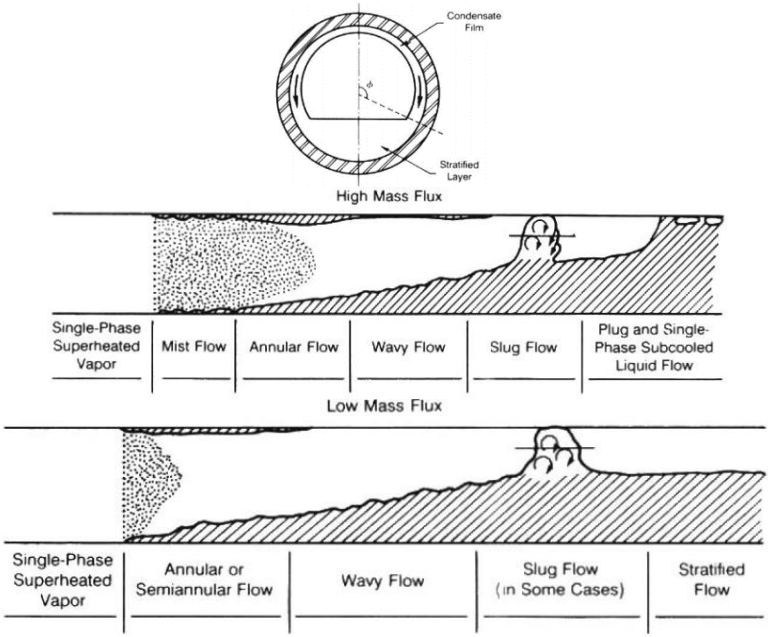
Besarnya kalor yang berpindah ke permukaan pada proses kondensasi dapat ditentukan berdasarkan Newton's Law of Cooling

$$q = h_L A(T_{SAT} - T_S) \tag{2.23}$$

Besarnya laju aliran massa kondensat dapat ditentukan dengan persamaan

$$\dot{m} = \frac{q}{h'_{fg}} = \frac{h_L A(T_{SAT} - T_S)}{h'_{fg}} \tag{2.24}$$

Persamaan tersebut dapat diterapkan pada berbagai jenis geometri permukaan walaupun besarnya h_L akan bervariasi berdasarkan geometri dan kondisi aliran. Proses kondensasi yang terjadi pada *compact heat exchanger* eksperimen ORC merupakan jenis kondensasi dalam *tube horizontal* (*Film Condensation Inside Horizontal Tube*) seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut.



Gambar 2. 21 Kondensasi di dalam *Horizontal Tube*

Dalam proses film kondensasi di dalam tube horizontal terdapat berbagai jenis variasi pola aliran dari kondisi *inlet tube* yang mempunyai kualitas uap mendekati 1 menuju sisi *outlet tube* yang mempunyai kualitas uap mendekati 0. Pola aliran dalam hal ini dipengaruhi oleh beberapa hal diantaranya *mass flux* atau gaya gravitasi. *Mass flux* akan memberikan akibat pada tegangan geser uap (*vapor shear*) dimana untuk *mass flux* yang besar maka pola aliran keluar Kondensor belum sepenuhnya *stratified*. Chavallini dan Zecchin (1974) mengembangkan persamaan semi empiris untuk menghitung besarnya koefisien konveksi fluida 2 fase pada proses kondensasi. Persamaan ini dapat mengkorelasikan *properties* fluida khususnya *refrigerant*. Persamaan yang digunakan sebagai berikut

$$h_{TP} = 0.05 R_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{k_l}{d} \qquad (2.25)$$

R_{eq} dalam hal ini merupakan Bilangan Reynolds ekivalen antara *vapor* dan *liquid* yang dirumuskan

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} + Re_l \qquad (2.26)$$

Persamaan Bilangan Reynold *vapor* dan *liquid* ditunjukkan sebagai berikut

$$Re_v = \frac{Gxd}{\mu_v} \; dan \; Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \qquad (2.27)$$

2.8.3 Metode *Effectiveness – NTU* untuk mengevaluasi performa *Heat Exchanger*

Untuk menentukan efektivitas dari suatu alat penukar panas, hal yang harus ditentukan adalah laju perpindahan panas

maksimum yang dapat dicapai oleh alat penukar panas tersebut (q_{MAX}). Secara teori, hal ini dapat dicapai untuk aliran counter dengan panjang yang tak terhingga. Metode *number of transfer unit* merupakan metode yang dipakai untuk menganalisa alat penukar panas yang sudah ada.

$$\begin{aligned} &\text{Jika } C_C < C_H \text{ maka } q_{MAX} = C_C\,(T_{H_i} - T_{C_i}) \\ &\text{Jika } C_C > C_H \text{ maka } q_{MAX} = C_H\,(T_{H_i} - T_{C_i}) \end{aligned} \tag{2.28}$$

Effectiveness alat penukar panas (ε) merupakan perbandingan antara laju perpindahan panas aktual pada *heat exchanger* dibandingkan dengan laju perpindahan panas maksimum yang dapat dicapai dimana

$$\varepsilon = \frac{q_{ACT}}{q_{MAKS}} = \frac{C_H(T_{Hi} - T_{Ho})}{C_{MIN}(T_{Hi} - T_{Ci})}\ atau$$
$$\varepsilon = \frac{C_C(T_{Co} - T_{Ci})}{C_{MIN}(T_{Hi} - T_{Ci})} \tag{2.29}$$

Effectiveness merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada pada batas $0 < \varepsilon < 1$. Untuk semua *heat exchanger*, *effectiveness* dinyatakan dengan

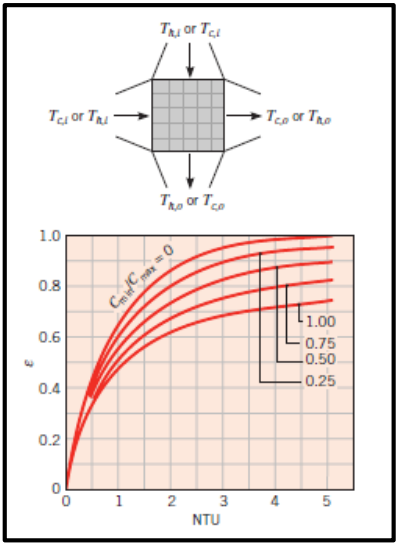
$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{MIN}}{C_{MAKS}}\right) \tag{2.30}$$

Number of transfer unit (NTU) merupakan bilangan tanpa dimensi yang dinyatakan melalui persamaan (Theodore, Adrienne, Frank, dan David, 2011)

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}} \tag{2.31}$$

U merupakan *overall heat transfer koefisien*, A merupakan luasan *heat exchanger* sedangkan C_{MIN} merupakan *heat capacity*

minimum yang didapatkan dari nilai terkecil antara $C_C = \dot{m}_C\, c_{P_C}$ atau $C_H = \dot{m}_H\, c_{P_H}$. Dimana nilai *effectiveness* merupakan pembagian *heat rate* pada salah satu fluida dengan *heat rate maximum* yang didapatkan dari *minimum heat capacity* yaitu udara pendingin karena pada proses kondensasi, nilai *heat capacity* fluida kerja yang didinginkan sangat besar sehingga dijadikan Cmax. Selain itu, nilai *heat capacity* yang sangat besar menghasilkan nilai C^* atau Cmin/Cmax yang mendekati 0. Sedangkan NTU dipengaruhi nilai *overall heat transfer,* luasan area terluar *tube* dan *minimum heat capacity* udara. Untuk jenis *Air cooled condenser* yang memiliki aliran *crossflow* ditunjukan gambar 2.22 berikut:



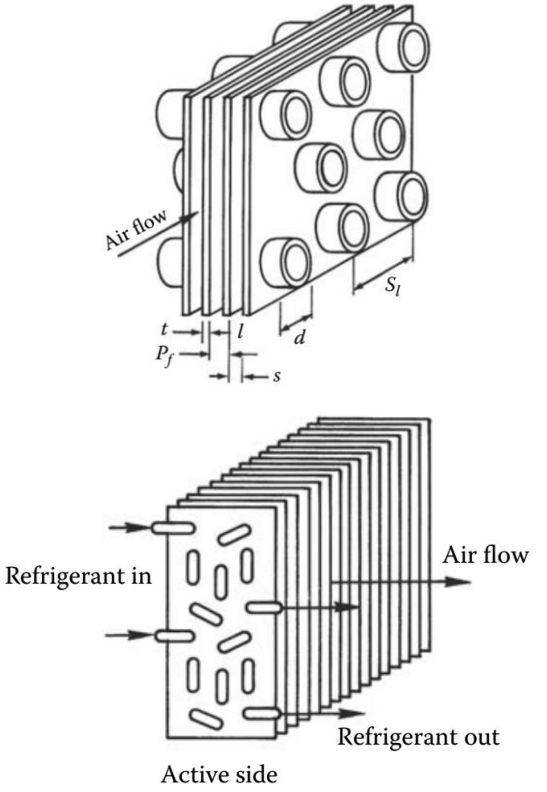
Gambar 2. 22 Hubungan ε-NTU

Gambar di atas menunjukkan semakin besar nilai NTU maka nilai *effectiveness* juga akan semakin besar. Nilai NTU sendiri dipengaruhi oleh *overall heat transfer* yang dapat berubah bergantung pada laju aliran massa udara pendingin kondensor yang

digunakan. Berubahnya nilai *effectiveness* menunjukkan terjadinya perubahan juga pada nilai laju perpindahan panas Q.

2.8.4 Perhitungan Geometri *Compact Heat Exchanger*

Dalam penelitian kali ini digunakan *compact heat exchanger* tipe *tube wavy fin* untuk menghitung koefisien konveksi pada *compact heat exchanger* maka diperlukan beberapa geometri dari *compact heat exchanger*. Ilustrasi *heat exchanger* ditunjukkan pada gambar 2.23.



Gambar 2. 23 Ilustrasi *Finned and Tube Heat Exchanger*

Persamaan geometri *heat exchanger* tersebut diantaranya: (Ramesh dan Dusan, 2003)

a. Luasan permukaan *tube* efektif (A_b)
   Luasan permukaan *tube effective* merupakan luasan permukaan *tube* yang bersinggungan langsung dengan aliran fluida luar

$$A_b = \pi D_o (L_t - N_f t_f) N_t \qquad (2.32)$$

   dimana:
   D_o = diameter luar *tube* (m)
   L_t = panjang *tube* (m)
   N_f = jumlah *fin*
   t_f = tebal *fin* (m)
   N_t = jumlah *tube*

b. Menghitung luas permukaan *fin effective* (A_f)

$$A_f = 2\left(T_f L_f - \frac{\pi D_o^2 N_t}{4}\right) N_f \qquad (2.33)$$

   dimana:
   T_f = panjang *fin* (m)
   L_f = lebar *fin* (m)
   D_o = diameter luar *tube* (m)
   N_t = jumlah *tube*
   N_f = jumlah *fin*

c. Luas total permukaan perpindahan panas (A_t)

$$A_t = A_b + A_f \qquad (2.34)$$

   dimana:
   A_b = luas permukaan *tube* effective (m^2)
   A_f = luas permukaan *fin* effective (m^2)

d. Luas *free flow* (A_{ff})

$$A_{ff} = (N_f - 1)(P_f - t_f)\left(T_f - (D_o N_{t1})\right) \qquad (2.35)$$

   P_f = jarak antar *fin* (m)

t_f = tebal *fin* (m)
D_o = diameter luar *tube* (m)
N_{t1} = jumlah *tube* pada baris pertama
N_f = jumlah *fin*

2.8.5 Analisa Overall Heat Transfer Coefficient

Dalam analisa suatu alat penukar panas, hal yang penting dilakukan adalah analisa *overall heat transfer coefficient*. Koefisien ini merupakan total resistansi termal diantara dua fluida pada *heat exchanger*. Dalam operasi normal, permukaan *heat exchanger* biasanya mengalami *fouling* akibat ketidakmurnian (*impurities*) dari fluida yang dialirkan, pengaratan serta reaksi antara fluida dengan permukaan *heat exchanger*. *Fouling* ini mengakibatkan peningkatan resistansi termal pada *heat exchanger* sehingga ditambahkan *fouling factor* (R_f) dalam perhitungan *overall heat transfer coefficient*. Dalam hal ini diasumsikan pipa pada *heat exchanger* memiliki diameter luar r_2, diameter dalam r_1, koefisien konduktifitas k serta panjang L sehingga *overall heat transfer coefficient* dapat dirumuskan sebagai

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{UA_c} = \frac{1}{UA_h} \tag{2.36}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R_{fc}^{"}}{(\eta_o A)_c} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} + \frac{R_{fh}^{"}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h} \tag{2.37}$$

Subskrip c dan h menunjukkan fluida dingin *(cold)* dan fluida panas *(hot)* sedangkan η_o merupakan *overall surface efficiency*

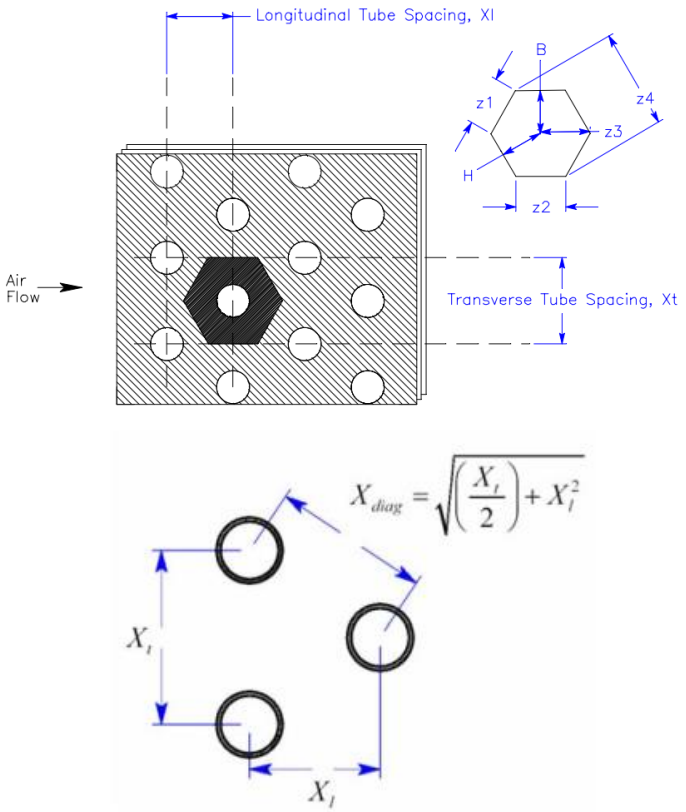
atau *temperature effectiveness*. Untuk permukaan fluida panas atau dingin tanpa *fouling* memenuhi persamaan

$$q = \eta_o h A (T_b - T_\infty) \tag{2.38}$$

T_b dalam hal ini merupakan *base surface temperature* dan A merupakan total area perpindahan panas. *Overall surface efficiency* juga dapat dirumuskan sesuai persamaan berikut

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \tag{2.39}$$

Dimana A_f merupakan luas permukaan *fin* secara keseluruhan serta η_f efisiensi *single fin*. Untuk menghitung efisiensi *single fin* dalam susunan *plate fin and tube heat exchanger* dengan baris yang banyak serta tersusun *staggered* didekati dengan pemodelan *continuous fin* yang berbentuk hexagonal simetris. Metode ini digunakan untuk susunan *fin* yang datar serta *louvered*. Pendekatan *hexagonal continuous fin* ditunjukkan pada gambar berikut



Gambar 2. 24 Susunan *staggered tube* dengan model *hexagonal continuous fin*

Efisisiensi *fin* didapatkan melalui persamaan

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_t\emptyset)}{mr_t\emptyset} \qquad (2.40)$$

Dalam persamaan tersebut $\emptyset$ merupakan *fin efficiency parameter* untuk *circular fin* sedangkan r_t merupakan radius *tube* yang telah termasuk *fin collar*, *standart extended surface* parameter m

dinotasikan dengan $m = \sqrt{2h/kt}$, k merupakan konduktifitas *fin* sedangkan t merupakan ketebalan *fin* dan h merupakan koefisien konveksi sisi udara. Hubungan ini mengasumsikan panjang *fin* jauh lebih besar dibandingkan dengan tebal *fin*. *Fin* efisiensi parameter untuk circular *fin* $\emptyset$ dihitung melalui persamaan

$$\emptyset = \left(\frac{R_e}{r_t} - 1\right)\left(1 + 0.35 \ln\left(\frac{R_e}{r_t}\right)\right) \tag{2.41}$$

R_e dalam persamaan ini merupakan *radius equivalent circular fin* yang dide*fin*isikan sebagai

$$\frac{R_e}{r_t} = \frac{P_{hex}}{2\pi r_t} \tag{2.42}$$

Dengan P_{hex} merupakan perimeter dari *hexagonal fin*. Perimeter ini dide*fin*isikan sebagai

$$P_{hex} = 4z_1 + 2z_2 \tag{2.43}$$

Geometri z_1 dan z_2 ditunjukkan pada gambar 2.25. dan dapat diperoleh dari iterasi persamaan persamaan berikut ini

$$z_2^2 + (2B)^2 = z_4^2 \tag{2.44}$$

$$\left(\frac{z_1}{2}\right)^2 + H^2 = \left(\frac{z_4}{2}\right)^2 \tag{2.45}$$

$$H^2 + \left(\frac{z_1}{2}\right)^2 = \left(\frac{z_3 + z_2}{2}\right)^2 \tag{2.46}$$

$$z_1^2 = \left(\frac{z_3}{2}\right)^2 + B^2 \tag{2.47}$$

Nilai B dan H diperoleh dari konfigurasi *tube* yaitu:

$$B = X_l \; jika \; X_l < \frac{X_T}{2} \; atau \; B = \frac{X_T}{2} \tag{2.48}$$

$$H = \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{X_T}{2}\right)^2 + X_l^2} \qquad (2.49)$$

(Creed, 2004)

2.9 Aspen Plus

ASPEN adalah singkatan dari *Advanced System for Process Engineering*. Aspen berdasarkan pada *flowsheet simulation*. Aspen telah digantikan dengan Aspen Plus® pada versi terbarunya. *Flowsheet simulation* adalah perangkat lunak komputer yang digunakan untuk memodelkan pabrik pemrosesan kimia secara kuantitatif, unit reaktor inti, juga mencakup langkah awal dan akhir. Jadi, simulasi seluruh proses kimia, dimulai dari bahan baku untuk produk jadi akhir, secara simbolis diwakili oleh ikon yang berbeda dimana masing-masing ikon melambangkan singkatan dari operasi unit, proses kimia, bahan input / output aliran, aliran energi *input* / *output*, atau sinyal listrik / pneumatik *input* / *output*. Dalam hal notasi *flowsheet* Aspen Plus, terdapat ikon blok dan ikon aliran. *Flowsheet simulator* seperti Aspen Plus, memungkinkan kita untuk memprediksi perilaku suatu proses menggunakan hubungan teknik dasar. Seperti yang diajarkan dalam proses pemodelan dan simulasi tentu saja kita menggambarkan proses fisik yang diberikan oleh serangkaian independen linear persamaan aljabar / diferensial sedemikian sehingga jumlah persamaan tertulis akan sama dengan jumlah variabel (atau jumlah yang tidak diketahui) dan proses fisik seperti itu dikatakan ditentukan atau dijelaskan oleh penggambaran matematika yang setara. Secara umum, menulis seperti itu persamaan berasal dari :

- menyeimbangkan persamaan sifat termodinamika yang luas, seperti massa, mol, dan energi;

• hubungan termodinamika untuk media yang bereaksi dan yang tidak bereaksi, seperti fase

dan keseimbangan kimia;

• tingkat korelasi untuk momentum, panas, dan perpindahan massa;

• stoikiometri reaksi dan data kinetik;

• kendala fisik yang dikenakan pada proses.

Dengan data termodinamika yang sesuai, kondisi operasi yang masuk akal, dan peralatan yang ketat model, Aspen Plus dapat mensimulasikan perilaku tanaman yang sebenarnya. Lembar alur Aspen Plus simulasi memungkinkan kita menjalankan banyak tugas, seperti :

• melakukan tes "bagaimana jika";

• spesifikasi spesifikasi desain (konfigurasi pabrik);

• melakukan studi “penghilangan *bottle necking* bagian-bagian proses yang konstruktif”;

• melakukan analisis sensitivitas;

• menjalankan investigasi optimisasi.

Dengan proses simulasi Aspen Plus, dapat dirancang pabrik yang lebih baik dan meningkatkan keuntungan di pembangkit yang ada. Simulasi Aspen Plus berguna pada siklus dari suatu proses, mulai dari konsep R&D yang kasar / ide dan lebih berfokus kepada ide, termasuk teknik konseptual, teknik dasar, perincian teknik, dan akhirnya operasi pabrik dan pembenahan. (Sandler, 2015)

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 3
METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Tahapan-tahapan yang dilakukan dalam eksperimen *Organic Rankine Cycle* ini adalah sebagai berikut:

1. Studi Kasus
   Dilakukan studi permasalahan mengenai sumber panas yang sangat berpotensi namun kurang bisa dimanfaatkan karena memiliki temperatur dan tekanan yang rendah (*low grade heat*) salah satunya yaitu energi geotermal. Energi geotermal berpotensi digunakan sebagai pembangkit dengan sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC). Dilakukan juga studi prinsip kerja ORC dan penerapannya.
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 dan Simulasi Siklus ORC dengan *Software Aspen Plus*
   Dilakukan pemodelan sistem *Organic Rankine Cycle* dengan *software Aspen Plus*. Model yang digunakan berdasarkan sistem ORC sederhana. Pada simulasi ini digunakan R141b sebagai fluida kerja.
4. 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

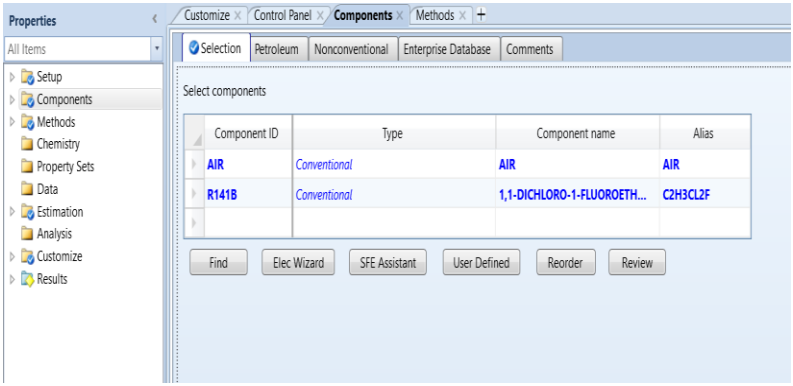
termodinamika secara manual untuk memperoleh hasil yang akurat.

5. Penulisan Laporan
   Hasil simulasi yang telah dilakukan, dilaporkan dalam laporan tertulis yang disusun secara sistematis dan mengacu pada panduan tugas akhir di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

3.2 Simulasi Aspen Plus

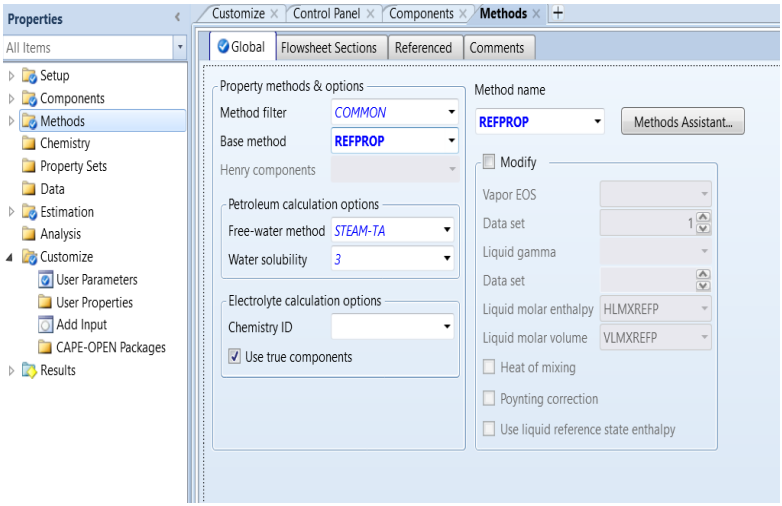
Pemodelan sistem ORC dilakukan dengan menggunakan 4 komponen utama, yaitu Turbin, Pompa, Kondensor dan Evaporator. Tahapan pemodelan pada Aspen Plus adalah sebagai berikut:

1. Pemilihan Fluida Kerja



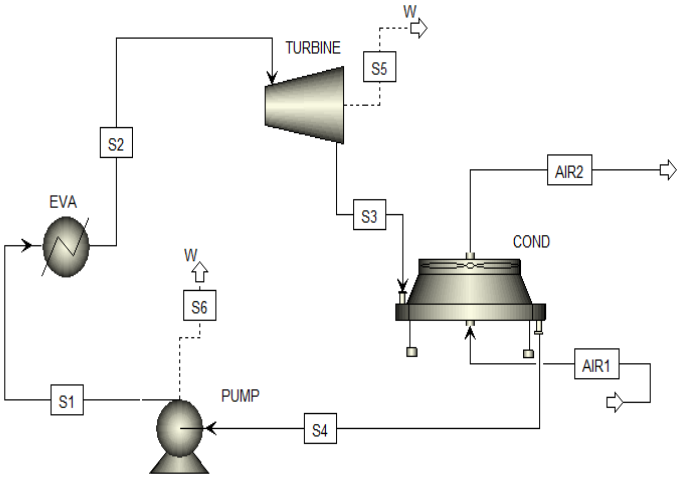
Gambar 3. 1 Pemilihan Fluida Kerja

2. Pemilihan model *equation of state* untuk persamaan termodinamika



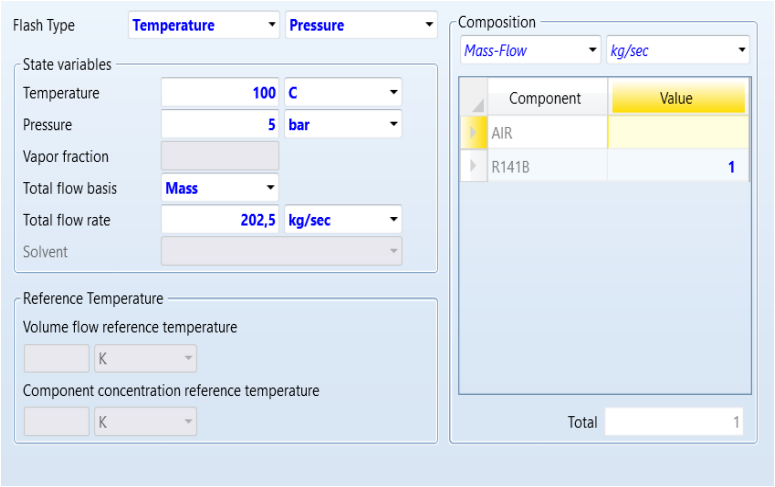
Gambar 3. 2 Pemilihan *Equation of State*

3. Pemodelan sistem *Organic Rankine Cycle*

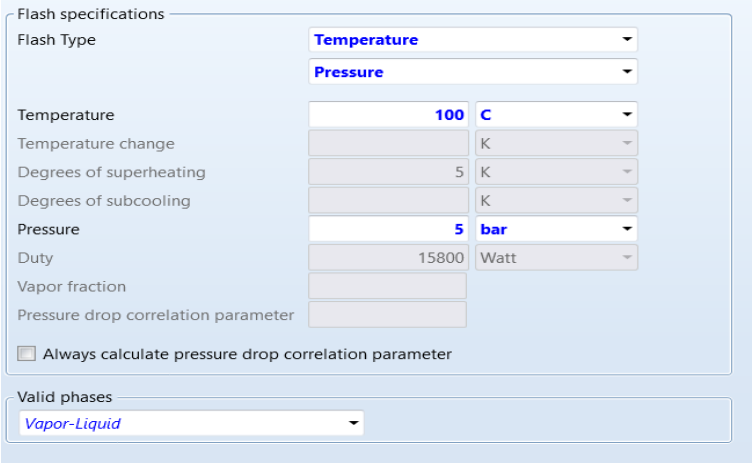


Gambar 3. 3 Pemodelan Sistem ORC

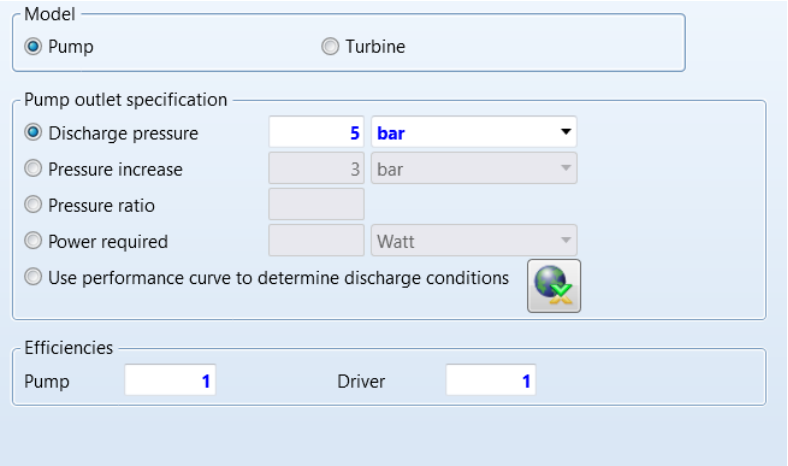
4. Pengisian tingkat keadaan (temperatur, tekanan, laju aliran massa) pada setiap komponen dan aliran



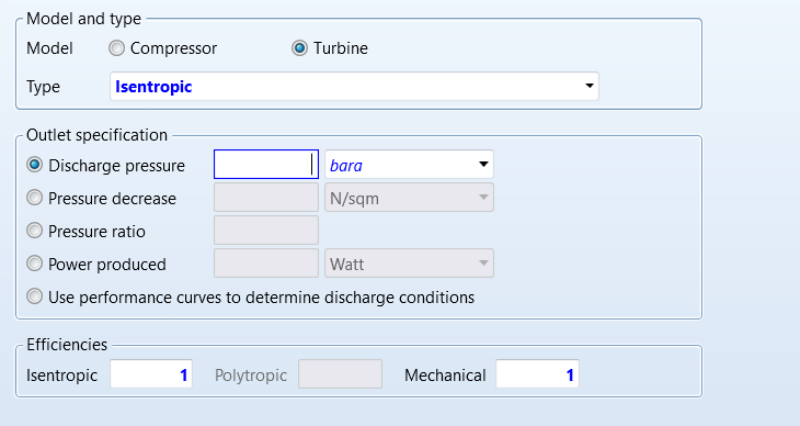
Gambar 3. 4 *Input* Aliran S2



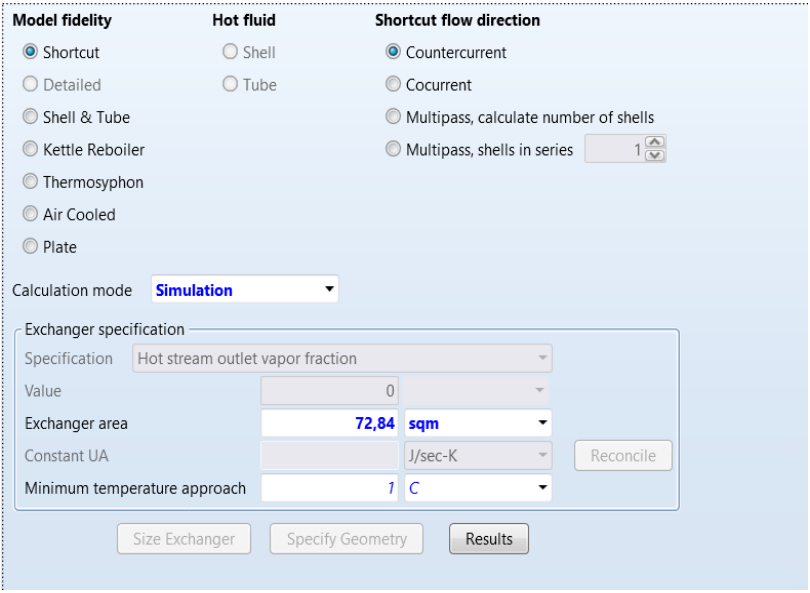
Gambar 3. 5 *Input* Heater



Gambar 3. 6 *Input Pump*



Gambar 3. 7 *Input Turbine*



Gambar 3. 8 *Input Condenser*

Adapun parameter yang ditetapkan pada simulasi adalah sebagai berikut:

Tabel 3. 1 Parameter Operasi

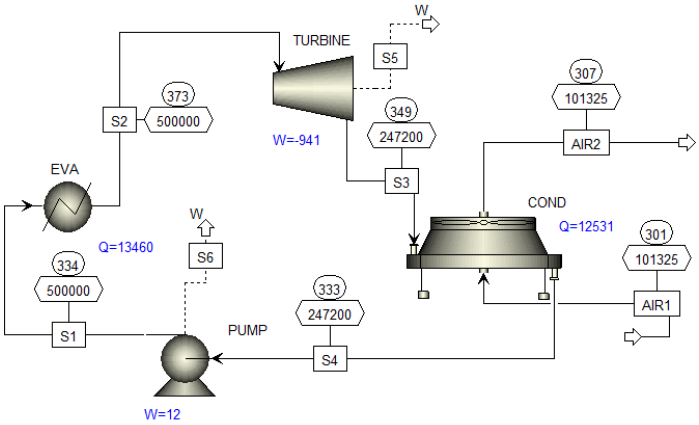
Parameter Operasi	Nilai	Satuan
Temperatur Keluar Evaporator	100	^{o}C
Tekanan Keluar Evaporator	5	bar
Tekanan Udara Masuk Kondensor	1.01325	bar
Temperatur Udara Masuk Kondensor	28	^{o}C
Isentropik Efisiensi Turbin dan Pompa	1	
Laju Aliran Massa Refrigerant	202.5	kg/hr

5. Variasi pada simulasi *Organic Rankine Cycle*

Tabel 3. 2 Variasi Simulasi

Variasi		
Kecepatan (m/s)	**Mass Flow (kg/s)**	**Pcond (Bar)**
1.34	0,372	P1
1.55	0,430	P2
1.71	0,475	P3
1.92	0,533	P4
2.2	0,611	P5

6. Running Simulasi



Gambar 3. 9 Hasil Simulasi

3.3 Data Simulasi & Eksperimen

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: R141b

Data Fluida Kerja :

Tabel 3. 3 Data Fluida Kerja

Parameter	Fluida Kerja (R141b)
Komposisi Kimia	$C_2H_3Cl_2F$
Temperatur Kritis (^oC)	204.4
Tekanan Kritis (MPa)	4.21
Berat Molekul (gr/mol)	116.95
ODP	0.12
GWP	713

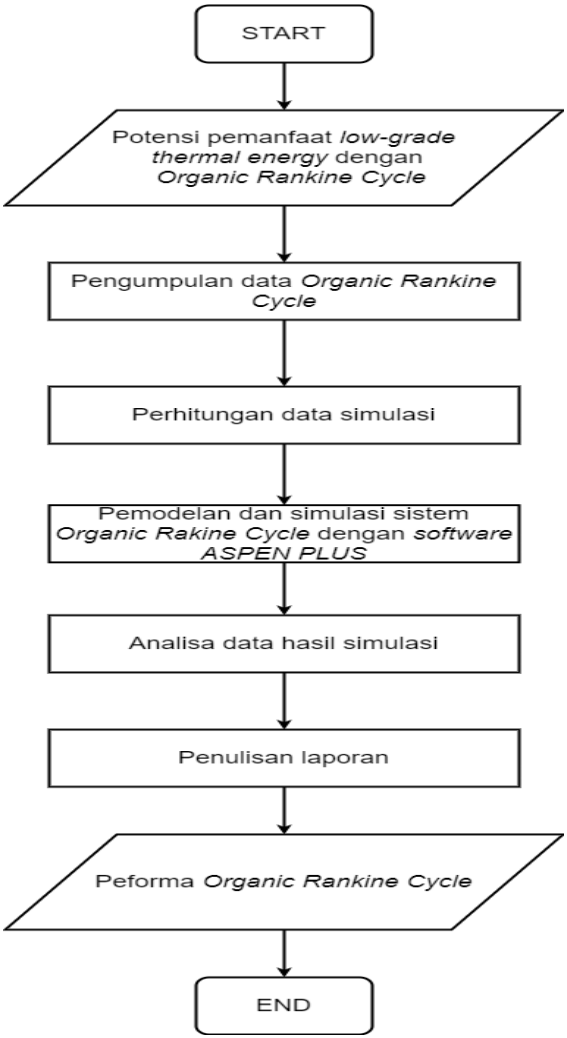
Terdapat data eksperimen yang telah dilakukan oleh yang Muhhamad Wijdan Nugroho dengan judul "*Studi Eksperimen Pengaruh Perubahan Laju Aliran Massa Udara Pendingin Kondensor Terhadap Performa ORC 1 KW"* yang dilakukan pada tahun 2019 di laboratorium pendingin teknik mesin ITS Surabaya. Data eksperimen ini digunakan untuk memvalidasi hasil perhitungan yang dilakukan.

Tabel 3. 4 Data Eksperimen

Data Eksperimen		
Kecepatan (m/s)	**Pcond (Bar)**	**q_{out} Kondensor**
1,34	2,7	15452,20
1,55	2,6	15475,62
1,71	2,533	15498,97
1,92	2,5	15504,28
2,2	2,4	15567,41

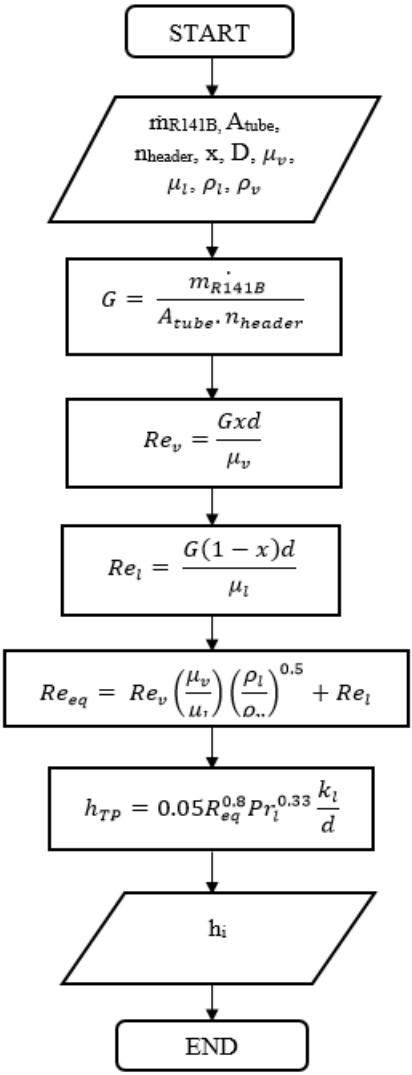
3.4 Flowchart Penelitian

3.4.1 Flowchart Metode Penelitian



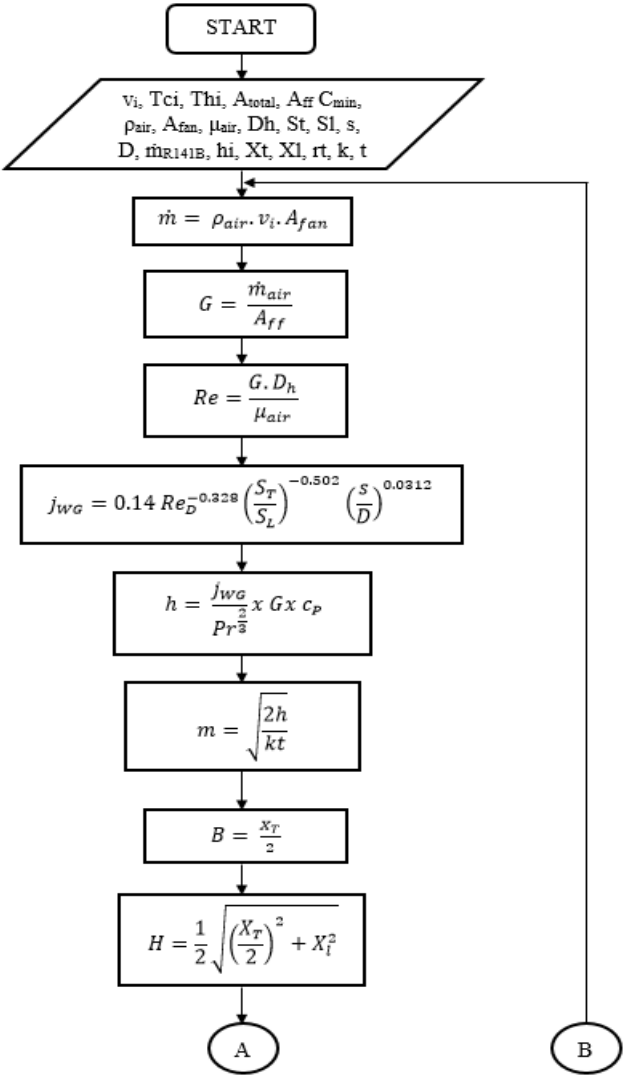
Gambar 3. 10 Flowchart Penelitian

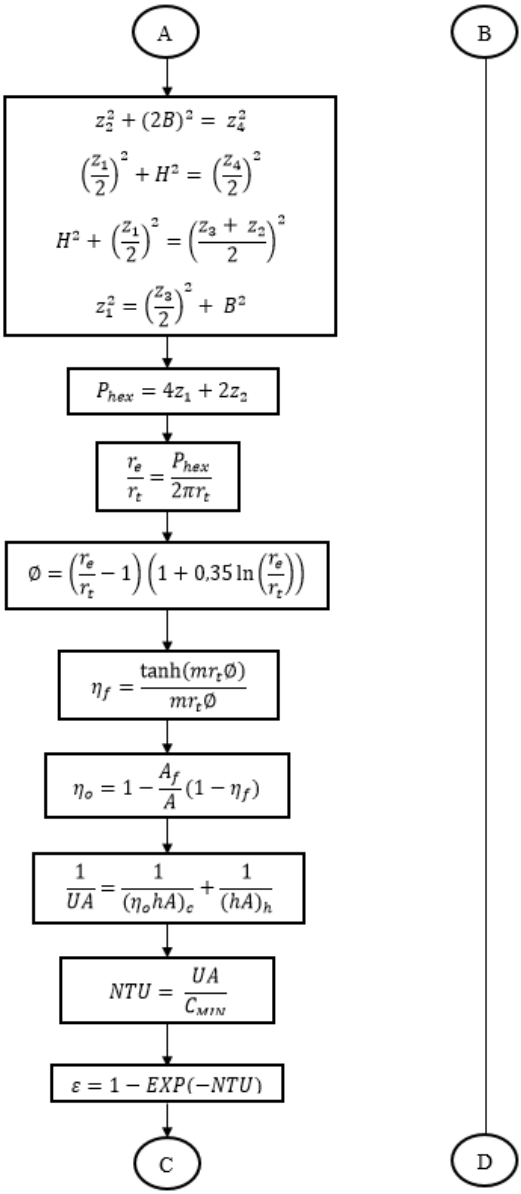
3.4.2 Flowchart Perhitungan Koefisien Konveksi Internal

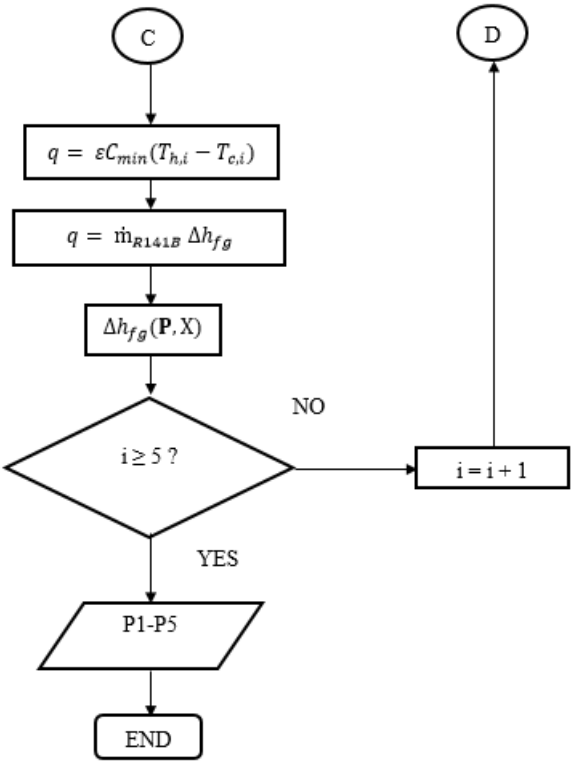


Gambar 3. 11 Flowchart Perhitungan Efisiensi Total

3.4.3 Flowchart Perhitungan Tekanan Simulasi *Organic Rankine Cycle*

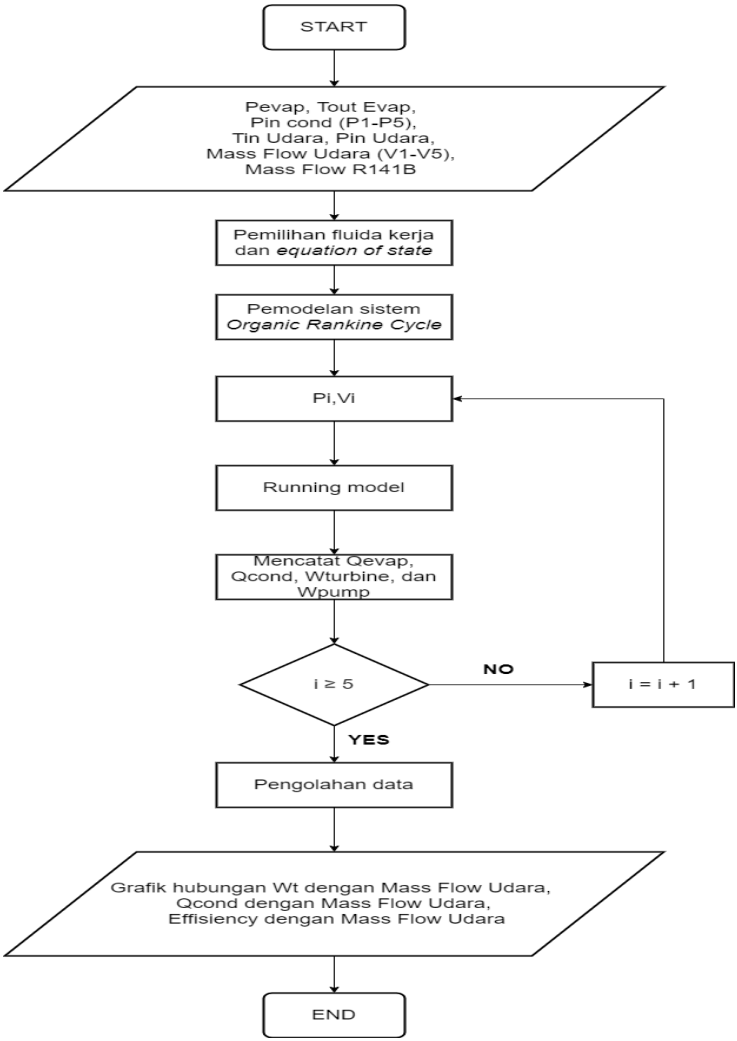



A
B
$z_2^2 + (2B)^2 = z_4^2$
$\left(\frac{z_1}{2}\right)^2 + H^2 = \left(\frac{z_4}{2}\right)^2$
$H^2 + \left(\frac{z_1}{2}\right)^2 = \left(\frac{z_3 + z_2}{2}\right)^2$
$z_1^2 = \left(\frac{z_3}{2}\right)^2 + B^2$
$P_{hex} = 4z_1 + 2z_2$
$\frac{r_e}{r_t} = \frac{P_{hex}}{2\pi r_t}$
$\emptyset = \left(\frac{r_e}{r_t} - 1\right)\left(1 + 0{,}35\ln\left(\frac{r_e}{r_t}\right)\right)$
$\eta_f = \frac{\tanh(mr_t\emptyset)}{mr_t\emptyset}$
$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f)$
$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$
$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$
$\varepsilon = 1 - EXP(-NTU)$
C
D



Gambar 3. 12 Flowchart Perhitungan Tekanan Simulasi

3.4.4 Flowchart Simulasi *Organic Rankine Cycle*



Gambar 3. 13 Flowchart Simulasi

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 4
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

4.1.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Internal

d	0,007	m	Diameter Dalam Pipa
A_c	0.000038465	m^2	Luas Cross Section Pipa
μ_l	10.363	µPA/s	Volume Specific Liquid R141b
μ_v	273.69	µPa/s	Volume Specific Gas R141b
K_l	0,0803	mW/m.K	Konduktivitas Liquid R141b
Pr_l	4.1265		Prandtl Number
ρ_l	1157.9	kg/ m^3	Density liquid
ρ_v	11.96	kg/ m^3	Density gas
$\dot{m}_{R141B}$	0.05625	kg/s	Mass Flow Refrigerant
x	0,5		Kualitas Uap
Header	7		Jumlah Header

Persamaan Cavallini-Zecchin sangat mirip dengan persamaan Dittus-Boelter. Dalam persamaan Dittus-Boelter dapat digunakan kuliatas uap sebesar 0,5 (Sadik, Hongtan dan Anchasa, 2012). Dengan menggunakan kualitas uap sebesar 0.5 maka :

$$G = \frac{\dot{m_{R141B}}}{Ac.Header}$$

$$G = \frac{0{,}5625}{0{,}0000385.7}$$

$$G = 208.91\ kg/m^2.s$$

$$Re_v = \frac{Gxd}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{208.91 \frac{kg}{m^2.s} x\ 0.5\ x\ 0.007\ m}{0{,}000010363\ Pa.s}$$

$$Re_v = 70557.2$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l}$$

$$Re_l = \frac{208.91 \frac{kg}{m^2.s}\ x\ (1-0.5)\ x\ 0.007\ m}{0.00027369\ Pa.s}$$

$$Re_l = 2671.578$$

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} + Re_l$$

$$Re_{eq} = 70557.2 \left(\frac{273.69}{10.363}\right)\left(\frac{1157.9}{11.96}\right)^{0.5} + 2671.578$$

$$Re_{eq} = 28958.38$$

Besarnya koefisien konveksi dua fase dalam proses kondensasi dihitung dengan persamaan berikut

$$h_{TP} = 0.05 R_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{k_l}{d}$$

$$h_{TP} = 0.05\ x\ 28958.38^{0.8} x\ 4.1265^{0.33} x \frac{0.08049 \frac{W}{m.K}}{0.007\ m}$$

$$h_{TP} = 3405{,}837\ \frac{W}{m^2 K}$$

4.1.2 Perhitungan Tekanan Kondensor

T_{ci}	28	^oC	Temperatur udara masuk kondensor
$P_{udara\ In}$	1	bar	Tekanan udara masuk kondensor
$P_{udara\ Out}$	1	bar	Tekanan udara keluar kondensor
V Udara	1,34	m/s	Kecepatan udara pendingin
ρ_{UDARA}	1,1572	kg/m^3	Massa jenis udara (REFPROP)
μ	18.593	μPa/s	Dynamic Viscosity
c_P	1.0064	kJ/kg K	Specific Heat Capacity
Pr	0.70691		Prandalt Number
A_{fr}	0,8265	m^2	Luas Frontal Area
Af	69.575	m2	Luas Permukaan *Fin* Effective
At	72.839	m2	Luas Total Perpindahan Panas
A_{tot}	72,83914	m^2	Total Heat Transfer area
$A_{inlet\ fan}$	0.24	m^2	Luas are *inlet* fan
σ	0.674069		Ratio Of Free Flow Area / Frontal Area
Dh	0.0033	m	Diameter Hydraulic
s	0.0024	m	*Fin* Spacing
L	0,10825	m	Lebar *Fin*

t	0.00015	m	Tebal *fin*
k	207	W/m.K	Konduktivitas *fin* (use table properties)
D	0.007	m	Diameter tube
r_t	0.0035	m	Radius tube
S_T	0.025	m	Transverse tube pitch
S_L	0.021665	m	Longitudinal tube pitch

Perhitungan tekanan kondensor dilakukan karena tidak dilakukannya eksperimen, sehingga membuat keterbatasan dalam melakukan simulasi berupa tekanan kondensor sehingga dilakukan perhitungan tekanan kondensor terlebih dahulu untuk melakukan simulasi ORC 1 KW.

Dilakukan perhitungan Reynold number dengan dihitung besar *mass flow* udara dan *mass flux*

$$\dot{m_{udara}} = \rho_{UDARA} \cdot v_{udara} \cdot A_{inlet\ fan}$$

$$\dot{m_{udara}} = 1{,}34 \frac{kg}{s} . 1{,}71 \frac{m}{s} . 0.24\ m^2$$

$$\dot{m_{udara}} = 0{,}372 \frac{kg}{s}$$

$$G \equiv \rho V_{MAX} = \frac{\dot{m_{udara}}}{\sigma A_{fr}}$$

$$G \equiv \frac{0{,}372 \frac{kg}{s}}{0{,}674069 \text{ x } 0{,}8265\ m^2}$$

$$G \equiv 0{,}67\,\frac{kg}{m^2.s}$$

$$Re = \frac{G.D_h}{\mu}$$

$$Re = \frac{0{,}67\,\frac{kg}{m^2.s}\ x\ 0{,}0033\ m}{1{,}859\ x\ 10^{-5}\ Pa.s}$$

$$Re = 118{,}54$$

Dihitung Gray-Webb Colburn Factor

$$j_{WG} = 0.14\ Re_D^{-0.328}\left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{-0.502}\left(\frac{s}{D}\right)^{0.0312}$$

$$j_{WG}$$

$$= 0{,}14\ x\ 118{,}54^{-0.328}\ x\ \left(\frac{0{,}025}{0{,}02165}\right)^{-0.502}\ x\left(\frac{0{,}0024}{0{,}007}\right)^{0.0312}$$

$$j_{WG} = 0{,}0263$$

Dihitung koefisien konveksi eksternal

$$h = St.G.c_P$$

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}}x\ Gx\ c_P$$

$$h = \frac{0{,}0263}{0{,}70691^{\frac{2}{3}}}x\ 0{,}67\,\frac{kg}{m^2.s}x\ 1006{,}4\,\frac{J}{kg.K}$$

$$h = 22{,}281\ \frac{W}{m^2K}$$

Efisiensi *Fin*

Besarnya standard extended surface parameter dapat ditentukan sebagai berikut

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}}$$

$$m = \sqrt{\frac{2\ x\ 22{,}281\ \frac{W}{m^2K}}{207\ \frac{W}{m.K}\ x\ 0.00015\ m}}$$

$$m = 37{,}883$$

Kondensor memiliki $X_l = 21.65\ mm\ dan\ X_T = 25\ mm$, karena $X_l > \frac{X_T}{2}$, maka $B = \frac{X_T}{2}$ yaitu B = 12,5 mm. Digunakan untuk menghitung nilai H

$$H = \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{X_T}{2}\right)^2 + X_l^2}$$

$$H = \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{25\ mm}{2}\right)^2 + (21{,}65\ mm)^2}$$

$$H = 12.5\ mm$$

Geometri $z_1 - z_2 - z_3 - z_4$ diperoleh dari iterasi berdasarkan persamaan berikut

$$z_2^2 + (2\ x\ 12{,}5\ mm)^2 = z_4^2$$

$$\left(\frac{z_1}{2}\right)^2 + (12{,}5\ mm)^2 = \left(\frac{z_4}{2}\right)^2$$

$$(12.5mm)^2 + \left(\frac{z_1}{2}\right)^2 = \left(\frac{z_3 + z_2}{2}\right)^2$$

$$z_1^2 = \left(\frac{z_3}{2}\right)^2 + (12{,}5\ mm)^2$$

Proses iterasi dilakukan dengan Software Engineering Equation Solver sehingga didapatkan nilai z sebagai berikut

Z1	0,01443	m	Z3	0,01443	m
Z2	0,01443	m	Z4	0,02887	m

$$P_{hex} = 4z_1 + 2z_2$$

$$P_{hex} = 4\ x\ 0{,}01443\ m + 2\ x\ 0{,}01443\ m$$

$$P_{hex} = 0{,}08658\ m$$

Perimeter hexagonal *fin* dalam hal ini akan memengaruhi besarnya radius ekuivalen

$$\frac{R_e}{r_t} = \frac{P_{hex}}{2\pi r_t}$$

$$\frac{R_e}{r_t} = \frac{0{,}08658\ m}{2\pi\ x\ 0{,}0035\ m} = 3{,}937$$

Besarnya *fin* efisiensi parameter dihitung menggunakan persamaan berikut

$$\emptyset = \left(\frac{R_e}{r_t} - 1\right)\left(1 + 0{,}35\ln\left(\frac{R_e}{r_t}\right)\right)$$

$$\emptyset = (3.937 - 1)(1 + 0{,}35\ln(3{,}937))$$

$$\emptyset = 4{,}3458$$

Efisiensi *single fin* dihitung dan efisiensi total *fin* dengan persamaan berikut

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_t\emptyset)}{mr_t\emptyset}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(37{,}883\ x\ 0{,}0035\ m\ x\ 4{,}3458)}{37{,}883\ x\ 0{,}0035\ m\ x\ 4{,}3458}$$

$$\eta_f = 0{,}901$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{69{,}575\ m^2}{72{,}839\ m^2}(1 - 0.901)$$

$$\eta_o = 0{,}905$$

NTU-Effectiveness

Berdasarkan hasil perhitungan rata rata koefisien konveksi sisi dalam dan sisi luar tube kondensor (data terlampir) serta efisiensi *fin* dapat dihitung besarnya *overall heat transfer coefficient* dengan persamaan berikut

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R_{fc}^{"}}{(\eta_o A)_c} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} + \frac{R_{fh}^{"}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h}$$

Dengan mengasumsikan tidak ada *fouling* pada kondensor serta diameter dalam tube sama dengan diameter luar tube maka besarnya *overall heat transfer coefficient* adalah

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(0.905\ x\ 22{,}281\frac{W}{m^2K} x\ 72.839\ m^2)_c} + \frac{1}{(3322{,}757\frac{W}{m^2K} x\ 3{,}482\ m^2)_h}$$

$$UA = 1303{,}71\ \frac{W}{K}$$

Untuk menghitung *number of transfer unit* kondensor diperlukan C_{MIN} yang merupakan kapasitas panas minimal antara fluida panas atau fluida dingin. Pada kasus kondensasi, nilai kapasitas panas sisi internal tube tidak terhingga sehingga kapasitas panas minimum adalah pada sisi udara.

$$C_{MIN} = \dot{m}_{udara}\ x\ c_p$$

$$C_{MIN} = 0.475\frac{kg}{s}\ x\ 1006{,}4\frac{J}{kg.K}$$

$$C_{MIN} = 374{,}473\frac{W}{K}$$

Berdasarkan persamaan 2.42 didapatkan nilai *number of transfer unit* kondensor

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

$$NTU = \frac{1303{,}71\ \frac{W}{K}}{374{,}473\frac{W}{K}} = 3{,}48$$

Untuk proses kondensasi memiliki nilai Cr = 0 sehingga besarnya *effectiveness* kondensor dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\varepsilon = 1 - EXP(-NTU)$$
$$\varepsilon = 1 - EXP(-3{,}11)$$
$$\varepsilon = 0.97$$

Dihitung nilai kalor pada kondensor dengan mengasumsikan rata-rata data eksperimen sebagai *baseline* (Thi = 60°C) :

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$
$$q = 0.96\ x\ 477{,}872\frac{W}{K}\ x\ (60 - 28)$$
$$q = 11614.49\ W$$

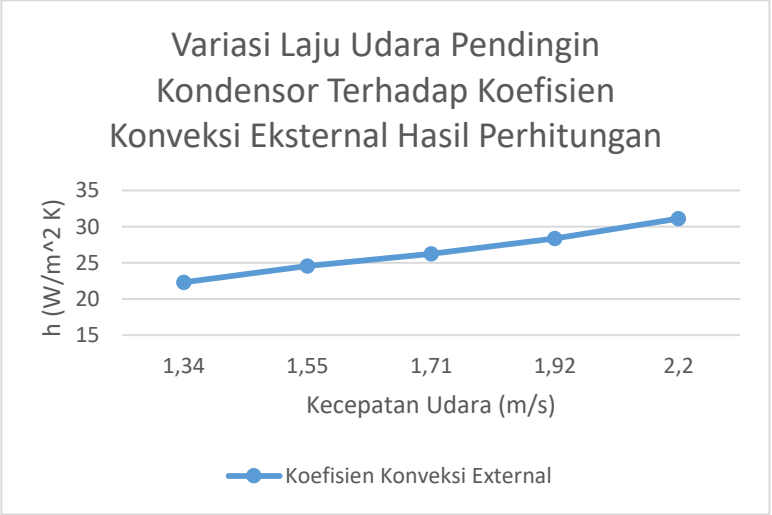
Nilai kalor sisi udara pendingin sama dengan sisi fluida kerjanya, sehingga dapat dihubungkan sebagai berikut :

$$q = \dot{m}_{R141B}\ x\ \Delta h_{fg}$$
$$\Delta h_{fg} = \frac{11614{,}48}{0.05625}\ \frac{Wx\ s}{kg}$$
$$\Delta h_{fg}(\mathbf{P}, \mathrm{X}) = 206.48\ \mathrm{kJ/kg}$$

Dengan *trial and error* menggunakan aplikasi REFPROP didapatkan tekanan sebesar 2.744 Bar.

4.2 Analisa Grafik dan Pembahasan

4.2.1 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Koefisien Konveksi Eksternal Hasil Perhitungan



Gambar 4. 1 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Koefisien Konveksi Eksternal

Gambar 4.1 menunjukkan hasil perhitungan koefisien konveksi eksternal hasil perhitungan dengan variasi laju udara pendingin kondensor. Dilihat terjadi kenaikan nilai koefisien konveksi eksternal dengan meningkatnya laju udara pendingin kondensor. Koefisien konveksi eksternal terbesar terdapat pada variasi kecepatan udara terbesar yaitu 2.2 m/s dengan besar 31.09 W/m^2 K dan koefisien konveksi eksternal terkecil terdapat pada variasi kecepatan udara terkecil yaitu 1.34 m/s dengan besar 22.281 W/m^2 K.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

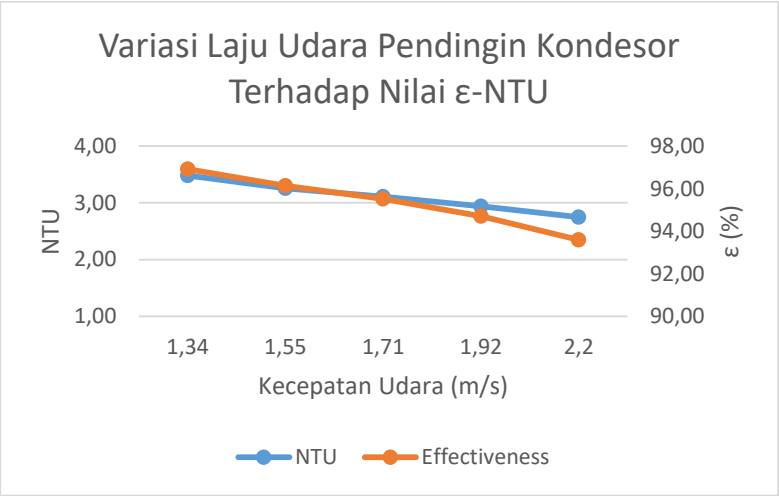
$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat.

Hasil perhitungan sudah sesuai dengan teori. Dimana kenaikan laju udara pendingin kondensor mengakibatkan koefisien konveksi eksternal meningkat. Dengan bertambahnya laju aliran udara pendingin kondensor maka *mass flux* akan semakin membesar. *Mass flux* berbanding lurus dengan koefisien konveksi eksternal sehingga semakin besar laju aliran udara pendingin kondensor maka akan semakin besar juga nilai koefisien konveksi eksternalnya

4.2.2 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap *ε-NTU*



Gambar 4. 2 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Nilai ε-NTU

Gambar 4.2 menunjukkan hasil perhitungan ε-NTU dengan variasi laju udara pendingin. Diketahui terjadi penurunan ε-NTU dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor. NTU terbesar terdapat pada variasi kecepatan udara pertama yaitu 1,34 m/s dengan nilai sebesar 3.48 dengan *effectiveness* sebesar 96.92% dan NTU terkecil terdapat pada variasi kecepatan udara terbesar yaitu 2.2 m/s dengan nilai sebesar 2.75 dengan *effectiveness* sebesar 93.6%.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ G x\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} . v_i . A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

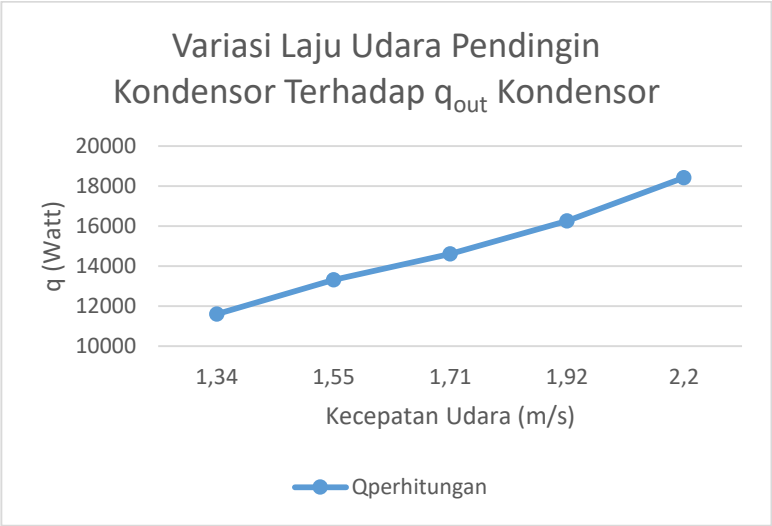
sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun.

Hasil perhitungan sudah sesuai dengan teori, dimana dengan meningkatnya laju udara pendingin kondensor, nilai NTU dan ε menurun. Terjadi kenaikan nilai UA namun Cmin juga mengalami kenaikan dengan bertambahnya laju udara pendingin kondensor. Kenaikan nilai UA tidak terlalu signifikan dibandingkan dengan nilai Cmin sehingga nilai NTU mengalami penurunan yang mengakibatkan terjadi penurunan *effectiveness*.

4.2.3 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap q_{out} Kondensor Perhitungan



Gambar 4. 3 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Qout Kondensor Perhitungan

Gambar 4.3 menunjukkan hasil perhitungan q_{out} kondensor perhitungan dengan variasi laju udara pendingin kondensor. Dilihat semakin besar kecepatan udara maka nilai q_{out} kondensor semakin membesar. q_{out} kondensor terbesar terjadi pada variasi kecepatan terbesar yaitu 2,2 m/s dengan besar 18414,23 W dan q_{out} kondensor terkecil terjadi pada variasi kecepatan terkecil yaitu 1,34 m/s dengan besar 11614,49 W.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectivness*, nilai laju perpindahan panas pada kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

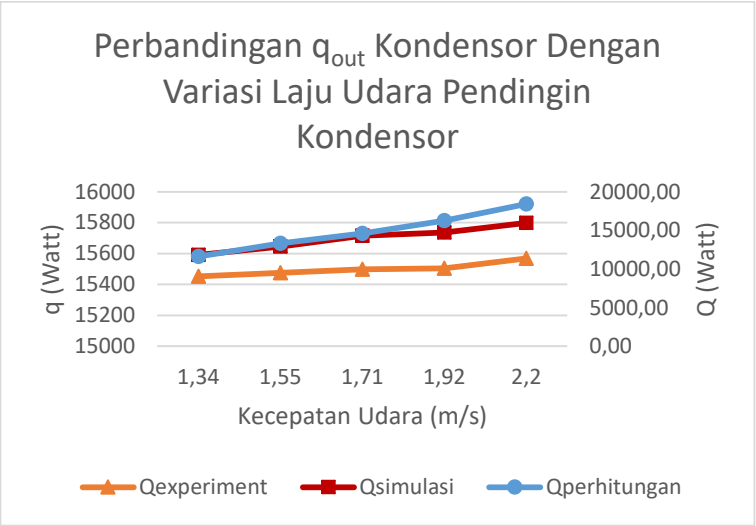
Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon.qmaks$$

Sehingga nilai perpindahan panas (q) akan meningkat seiring meningkatnya kecepatan udara.

Hasil perhitungan q_{out} kondensor sudah sesuai dengan teori. Nilai q_{out} kondensor akan membesar dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor. Dengan bertambahnya laju aliran udara pendingin kondensor maka akan menurunkan nilai *effectiveness* dan meningkatkan nilai $\dot{m}_{air}$. $\dot{m}_{air}$ lebih berpengaruh daripada nilai *effectiveness* yang mengakibatkan naiknya nilai laju perpindahan panas.

4.2.4 Perbandingan Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Qout eksperiment, simulasi, dan perhitungan



Gambar 4. 4 Grafik Perbandingan Qout Kondensor Eksperimen, Simulasi, dan Perhitungan

Gambar 4.4 menunjukkan hasil eksperimen, simulasi, dan perhitungan q_{out} kondensor dengan variasi laju udara pendingin kondensor. Data eksperimen yang digunakan merupakan eksperimen dari Muhhamad Wijdan Nugroho dengan judul *Studi Eksperimen Pengaruh Perubahan Laju Aliran Massa Udara Pendingin Kondensor Terhadap Performa ORC 1 KW*. Dilihat semakin besar kecepatan udara maka nilai q_{out} kondensor semakin membesar. q_{out} kondensor eksperimen terbesar terjadi pada variasi kecepatan terbesar yaitu 2,2 m/s dengan besar 15567,4 W dan q_{out} kondensor eksperimen terkecil terjadi pada variasi kecepatan terkecil yaitu 1,34 m/s dengan besar 15452,2 W. q_{out} kondensor simulasi terbesar terjadi pada variasi kecepatan terbesar yaitu 2,2 m/s dengan besar 15798,63 W dan q_{out} kondensor simulasi terkecil

terjadi pada variasi kecepatan terkecil yaitu 1,34 m/s dengan besar 15591,82 W. q_{out} kondensor perhitungan terbesar terjadi pada variasi kecepatan terbesar yaitu 2,2 m/s dengan besar 18414,23 W dan q_{out} kondensor perhitungan terkecil terjadi pada variasi kecepatan terkecil yaitu 1,34 m/s dengan besar 11614,49 W.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectivness*, nilai laju perpindahan panas pada kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

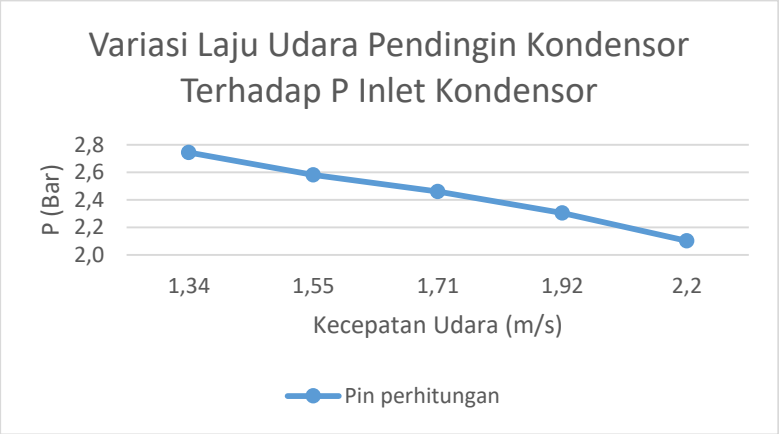
Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon . qmaks$$

Sehingga nilai perpindahan panas (q) akan meningkat seiring meningkatnya kecepatan udara.

Hasil eksperimen, simulasi, dan perhitungan sudah sesuai dengan teori. Ketiga hasil juga mempunyai hubungan yang sama dengan variasi laju udara pendingin kondensor yaitu semakin besar laju udara pendingin kondensor maka semakin besar q_{out} kondensor. Nilai q_{out} kondensor akan membesar dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor. Dengan bertambahnya laju aliran udara pendingin kondensor maka akan menurunkan nilai *effectiveness* dan meningkatkan nilai $\dot{m}_{air}$. $\dot{m}_{air}$ lebih berpengaruh daripada nilai *effectiveness* yang mengakibatkan naiknya nilai laju perpindahan panas.

4.2.5 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Tekanan *Inlet* Kondensor Perhitungan



Gambar 4. 5 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap P *Inlet* Kondensor

Gambar 4.5 menunjukkan hasil perhitungan tekanan masuk kondensor dengan variasi laju udara pendingin. Diketahui terjadi penurunan tekanan masuk kondensor dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor Tekanan masuk kondensor terbesar terdapat pada variasi kecepatan udara pertama yaitu 1,34 m/s dengan nilai sebesar 2.744 Bar dan tekanan masuk kondensor terkecil terdapat pada variasi kecepatan udara terbesar yaitu 2.2 m/s dengan nilai sebesar 2.103 Bar.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectivness*, nilai laju perpindahan panas pada

kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

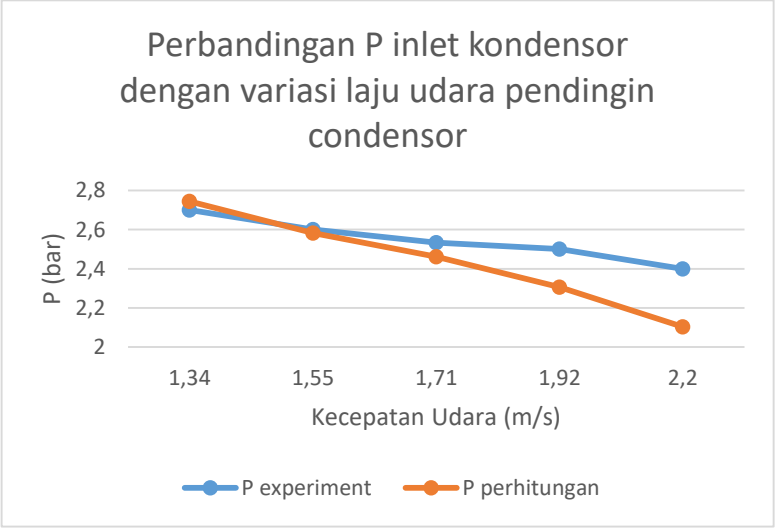
Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon.qmaks$$

Peningkatan nilai laju perpindahan panas (q) akan mempengaruhi tekanan pada sistem menjadi lebih kecil. Sehingga semakin besarnya laju perpindahan panas pada kondensor, tekanan pada kondensor akan semakin turun. Sehingga, semakin besar laju udara pendingin, maka tekanan pada kondensor akan semakin kecil.

Hasil perhitungan menunjukkan kesesuaian dengan teori. Dimana semakin besar laju udara pendingin kondensor, semakin kecil tekanan kondensornya. Kenaikan laju udara pendingin kondensor akan menaikan laju perpindahan panas yang mengakibatkan tekanan dari kondensor akan menurun untuk menyamai kenaikan laju perpindahan panas tersebut.

4.2.6 Perbandingan Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Tekanan *Inlet* Kondensor Eksperimen dan Perhitungan



Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Tekanan *Inlet* Kondensor Eksperimen dan Perhitungan

Gambar 4.6 menunjukkan hasil perbandingan antara data eksperimen dan perhitungan tekanan masuk kondensor dengan variasi laju udara pendingin. Data eksperimen yang digunakan merupakan eksperimen dari Muhhamad Wijdan Nugroho dengan judul *Studi Eksperimen Pengaruh Perubahan Laju Aliran Massa Udara Pendingin Kondensor Terhadap Performa ORC 1 KW*. Diketahui terjadi penurunan tekanan masuk kondensor dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor Tekanan masuk kondensor terbesar hasil eksperimen terdapat pada variasi kecepatan udara pertama yaitu 1,34 m/s dengan nilai sebesar 2.7 Bar dan tekanan masuk kondensor eksperimen terkecil terdapat pada variasi kecepatan udara terbesar yaitu 2.2 m/s dengan nilai

sebesar 2.4 Bar. Tekanan masuk kondensor terbesar hasil perhitungan terdapat pada variasi kecepatan udara pertama yaitu 1,34 m/s dengan nilai sebesar 2.744 Bar dan tekanan masuk kondensor perhitungan terkecil terdapat pada variasi kecepatan udara terbesar yaitu 2.2 m/s dengan nilai sebesar 2.103 Bar.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectivness*, nilai laju perpindahan panas pada kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

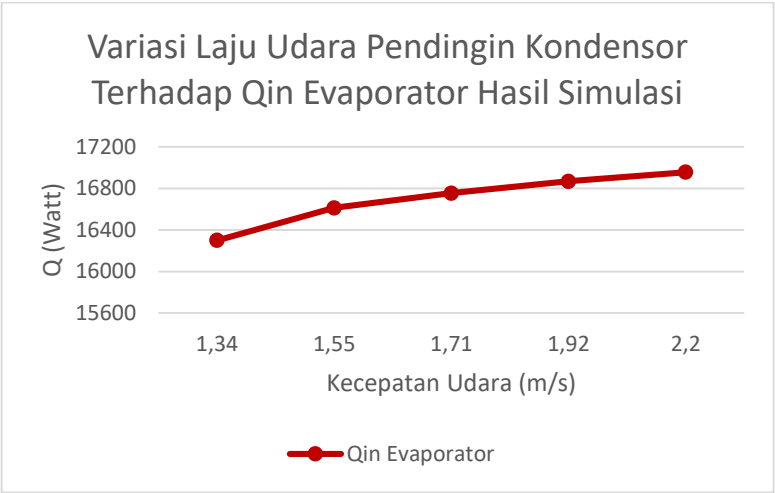
Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon . qmaks$$

Peningkatan nilai laju perpindahan panas (q) akan mempengaruhi tekanan pada sistem menjadi lebih kecil. Sehingga semakin besarnya laju perpindahan panas pada kondensor, tekanan pada kondensor akan semakin turun. Sehingga, semakin besar laju udara pendingin, maka tekanan pada kondensor akan semakin kecil.

Hasil eksperimen dan perhitungan sudah sesuai dengan teori. Hasil eksperimen dan perhitungan juga memiliki hubungan yang sama dengan variasi laju udara pendingin kondensor yaitu semakin besar laju aliran udara pendingin kondensor maka semakin kecil tekanannya. Kenaikan laju udara pendingin kondensor akan menaikan laju perpindahan panas yang mengakibatkan tekanan dari kondensor akan menurun untuk menyeimbangi kenaikan laju perpindahan panas.

4.2.7 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap q_{in} Evaporator Hasil Simulasi



Gambar 4. 7 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap q_{in} Evaporator Hasil Simulasi

Gambar 4.7 mununjukkan q_{in} evaporator hasil simulasi dengan variasi laju udara pendingin kondensor. Dilihat nilai q_{in} evaporator mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor. q_{in} evaporator terbesar terdapat pada variasi kecepatan 2.2 m/s dengan besar 16956,16 W dan q_{in} evaporator terkecil terdapat pada variasi kecepatan 1,34 m/s dengan besar 16300,51 W.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

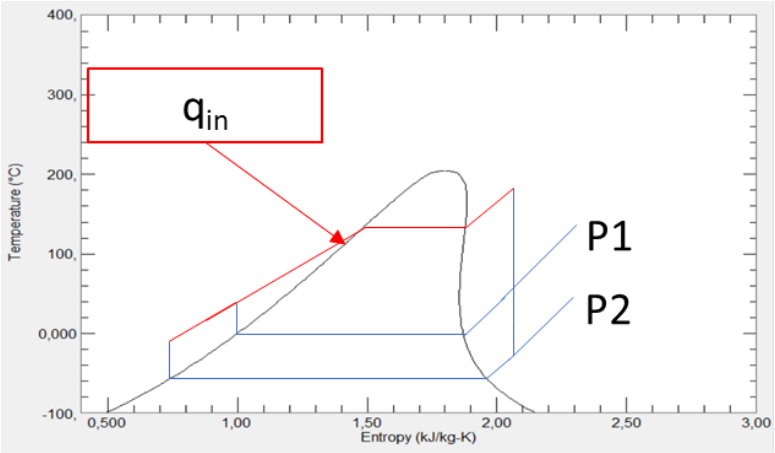
Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectivness,* nilai laju perpindahan panas pada kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon . qmaks$$

Peningkatan nilai laju perpindahan panas (q) akan mempengaruhi tekanan pada sistem menjadi lebih kecil. Sehingga semakin besarnya laju perpindahan panas pada kondensor, tekanan pada kondensor akan semakin turun. Sehingga, semakin besar laju udara pendingin, maka tekanan pada kondensor akan semakin kecil. Akibat dari penurunan tekanan kondensor ini akan menyebabkan penurunan temperatur keluaran kondensor. Penurunan temperatur keluaran kondensor ini membuat panas yang dibutuhkan evaporator meningkat.

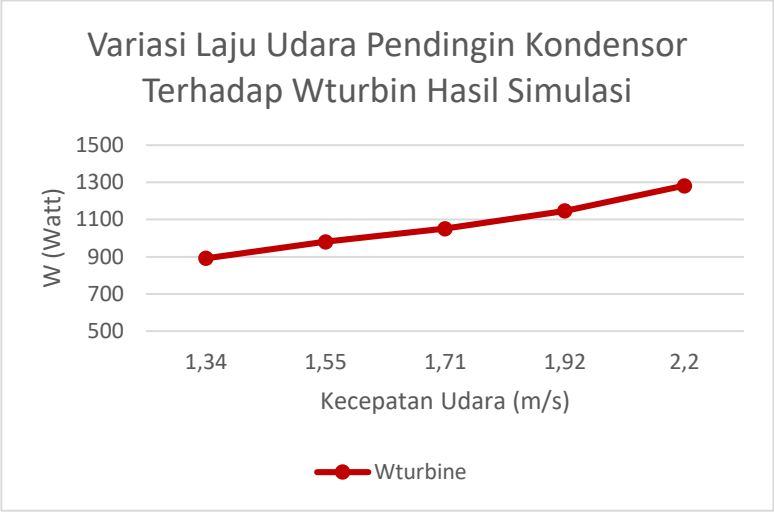


Gambar 4. 8 Penurunan Temperatur Akibat Penurunan Tekanan Kondensor

Hasil simulasi sudah sesuai dengan teori. Semakin besar laju aliran udara pendingin kondensor maka q_{in} evaporator juga semakin besar. Kenaikan laju udara pendingin kondensor akan

mengakibatkan penurunan nilai tekanan kondensor yang mengakibatkan temperatur keluaran kondensor ikut menurun sehingga q_{in} evaporator yang dibutuhkan untuk mengembalikan ke posisi semula membesar.

4.2.8 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Kerja Turbin Hasil Simulasi



Gambar 4. 9 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Wturbin Hasil Simulasi

Gambar 4.9 menunjukkan Wturbin hasil simulasi dengan variasi laju udara pendingin kondensor. Dilihat Wturbin membesar seiring dengan meningkatnya kecepatan udara pendingin kondensor. Wturbin terbesar terdapat pada variasi kecepatan terbesar yaitu 2,2 m/s dengan besar 1281,45 W dan Wturbin terkecil terdapat pada variasi kecepatan terkecil yaitu 1,34 m/s dengan besar 892,25 W.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectiveness*, nilai laju perpindahan panas pada kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon.qmaks$$

Peningkatan nilai laju perpindahan panas (q) akan mempengaruhi tekanan pada sistem menjadi lebih kecil. Sehingga semakin besarnya laju perpindahan panas pada kondensor, tekanan pada kondensor akan semakin turun. Sehingga, semakin besar laju udara pendingin, maka tekanan pada kondensor akan semakin kecil. Penurunan tekanan di kondensor ini mengakibatkan turbin

melakukan kerja lebih. Wturbin memiliki persamaan sebagai berikut

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{inlet} - h_{outlet})$$

Tekanan yang mengecil akan mengakibatkan nilai h_{outlet} mengecil, sehingga Wturbin akan mengalami kenaikan.

Hasil simulasi sudah sesuai dengan teori. Wturbin bertambah dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor. Kenaikan laju udara pendingin kondensor akan mengakibatkan penurunan nilai tekanan kondensor yang menunjukkan penurunan nilai h_{outlet} yang mengakibatkan kerja turbin meningkat.

4.2.9 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Kerja Pompa Hasil Simulasi

Gambar 4. 10 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap Wpump Hasil Simulasi

Gambar 4.10 menunjukkan Wpump hasil simulasi dengan variasi laju udara pendingin kondensor. Dilihat Wpump membesar seiring dengan meningkatnya kecepatan udara pendingin kondensor. Wpump terbesar terdapat pada variasi kecepatan terbesar yaitu 2,2 m/s dengan besar 14,86 W dan Wpump terkecil terdapat pada variasi kecepatan terkecil yaitu 1,34 m/s dengan besar 11,75 W.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectivness*, nilai laju perpindahan panas pada kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon . qmaks$$

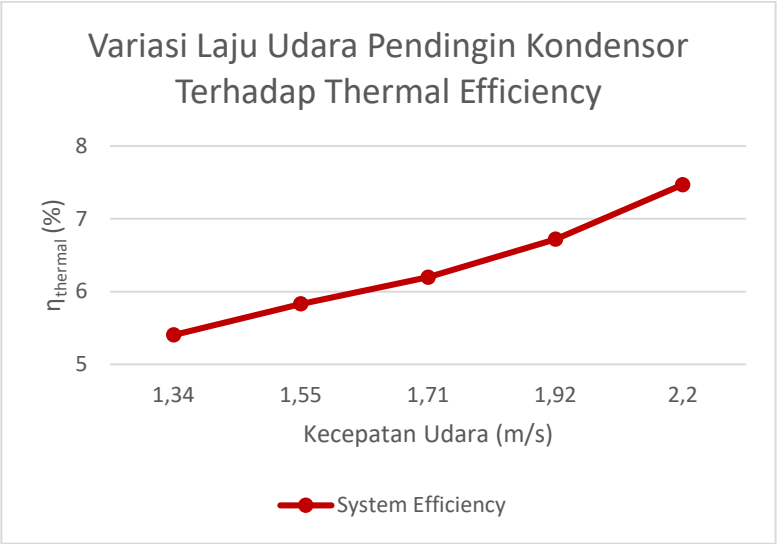
Peningkatan nilai laju perpindahan panas (q) akan mempengaruhi tekanan pada sistem menjadi lebih kecil. Sehingga semakin besarnya laju perpindahan panas pada kondensor, tekanan pada kondensor akan semakin turun. Sehingga, semakin besar laju udara pendingin, maka tekanan pada kondensor akan semakin kecil. Penurunan tekanan di kondensor ini mengakibatkan pompa membutuhkan kerja lebih untuk mengembalikan tekanan menjadi tekanan kondisi awal. Wpump memiliki persamaan sebagai berikut

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_{outlet} - h_{inlet})$$

Tekanan yang mengecil akan mengakibatkan nilai h_{outlet} mengecil, sehingga Wpompa akan mengalami kenaikan.

Hasil simulasi sudah sesuai dengan teori. Wpompa bertambah dengan kenaikan laju udara pendingin kondensor. Kenaikan laju udara pendingin kondensor akan mengakibatkan penurunan nilai tekanan kondensor yang menunjukkan penurunan nilai h_{inlet} yang mengakibatkan kerja pompa meningkat.

4.2.10 Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap *Thermal Efficiency*



Gambar 4. 11 Grafik Variasi Laju Udara Pendingin Kondensor Terhadap *Thermal Efficiency*

Gambar 4.11 menunjukkan *thermal efficiency* dengan variasi laju udara pendingin kondensor. Dilihat *thermal efficiency* mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya kecepatan udara. Nilai *thermal efficiency* terbesar terjadi pada kecepatan 2,2 m/s dengan besar 7.47% dan nilai *thermal efficiency* terkecil terjadi pada kecepatan 1,34 m/s dengan besar 5.4%.

Kecepatan udara mempunyai hubungan dengan koefisien konveksi eksternal yang dihubungkan dengan persamaan

$$h = \frac{j_{WG}}{Pr^{\frac{2}{3}}} x\ Gx\ c_P$$

G merupakan *mass flux* yang mempunyai persamaan

$$G = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{ff}}$$

$\dot{m}_{air}$ dapat dihitung dengan cara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air}.v_i.A_{fan}$$

sehingga diketahui semakin besar nilai kecepatan udara makan koefisien konveksi eksternalnya juga akan ikut meningkat. Koefisien konveksi secara internal juga berhubungan dengan nilai UA, dimana

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

sehingga diketahui UA akan semakin besar jika nilai h juga membesar dan nilai Cmin akan ikut membesar dengan kenaikan laju aliran udara. NTU yang mempunyai persamaan

$$NTU = \frac{UA}{C_{MIN}}$$

Nilai NTU akan semakin kecil dengan kenaikan nilai Cmin yang lebih signifikan dibanding dengan nilai UA. Penurunan nilai NTU ini akan menyebabkan *effectiveness* menurun. Dengan menurunnya nilai *effectivness*, nilai laju perpindahan panas pada kondensor akan menurun. Namun, karena perubahan *mass flux* yang besar mempengaruhi nilai q_{maks} yaitu

$$qmaks = \dot{m}_{air}.cp.(T_{Hi} - T_{Ci})$$

Yang mana perubahan nilai q_{maks} lebih mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dibandingkan penurunan nilai *effectiveness*.

$$q = \varepsilon.qmaks$$

Peningkatan nilai laju perpindahan panas (q) akan mempengaruhi tekanan pada sistem menjadi lebih kecil. Sehingga semakin besarnya laju perpindahan panas pada kondensor, tekanan pada kondensor akan semakin turun. Sehingga, semakin besar laju udara pendingin, maka tekanan pada kondensor akan semakin kecil. Penurunan tekanan di kondensor ini mengakibatkan turbin melakukan kerja lebih. Wturbin memiliki persamaan sebagai berikut

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{inlet} - h_{outlet})$$

Tekanan yang mengecil akan mengakibatkan nilai h_{outlet} mengecil, sehingga Wturbin akan mengalami kenaikan. Penurunan tekanan di kondensor ini juga mengakibatkan pompa membutuhkan kerja lebih untuk mengembalikan tekanan menjadi tekanan kondisi awal. Wpump memiliki persamaan sebagai berikut

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_{outlet} - h_{inlet})$$

Tekanan yang mengecil akan mengakibatkan nilai h_{outlet} mengecil, sehingga Wpompa akan mengalami kenaikan. Penurunan nilai tekanan kondensor juga mengakibatkan temperatur keluaran kondensor ikut menurun sehingga q_{in} evaporator yang dibutuhkan untuk mengembalikan ke posisi semula membesar. Efisiensi termal sistem adalah pembagian dari *net power* secara termal dibagi energi panas yang masuk ke dalam sistem ditunjukkan persamaan berikut:

$$\eta_{\,thermal} = \frac{W_T - W_P}{Q_{In}} x\ 100\%$$

Untuk mengetahui performa sistem secara keseluruhan dapat diperhitungkan menggunakan efisiensi termal sistem.

Hasil simulasi sudah sesuai dengan teori. *Thermal efficiency* membesar dengan bertambahnya laju udara pendingin kondensor. Terjadi peningkatan Wturbin, Wpump, dan q_{in} evaporator. Peningkatan Wturbin lebih berpengaruh terharap peningkatan lainnya sehingga mengakibatkan naiknya nilai *thermal efficiency.*

BAB 5
KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis di atas, didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Terjadi penurunan tekanan kondensor dengan meningkatnya laju udara pendingin kondensor. Tekanan kondensor perhitungan terbesar yaitu 2,744 Bar dan Tekanan kondensor eksperimen terbesar yaitu 2,7 Bar terjadi ketika laju udara pendingin kondensor sebesar 1,34 m/s. Tekanan kondensor perhitungan terkecil yaitu 2,103 Bar dan tekanan kondensor eksperimen terkecil yaitu 2,4 Bar terjadi ketika laju udara pendingin kondensor sebesar 2,2 m/s.
2. Semakin besar laju udara pendingin kondensor, daya turbin dan daya pompa juga akan semakin membesar. Daya turbin terbesar yaitu 1281,45 W dan daya pompa terbesar yaitu 14,86 W terjadi ketika laju udara pendingin kondensor sebesar 2,2 m/s. Daya turbin terkecil yaitu 892,25 W dan daya pompa terkecil yaitu 11,75 W terjadi ketika laju udara pendingin kondensor sebesar 1,34 m/s.
3. *Thermal efficiency* akan meningkat dengan bertambahnya laju udara pendingin kondensor. *Thermal efficiency* terbesar yaitu 7,47% terjadi ketika laju udara pendingin kondensor sebesar 2,2 m/s. *Thermal efficiency* terkecil yaitu 5,4% terjadi ketika laju udara pendingin kondensor sebesar 1,34 m/s.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah :

1. Dilakukan analisa lebih lanjut menggunakan aplikasi CFD untuk mempelajari lebih lanjut hubungan kecepatan udara pendingin dengan tekanan kondensor.
2. Dilakukan pencarian kondisi operasi optimal untuk siklus ORC sederhana.

DAFTAR PUSTAKA

Hussam Jouhara, Navid Khordehgah, Sulaiman Almahmoud, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, & Savvas A. Tassou. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. England : Brunel University London.

Moran, M.J., Shapiro, H. N., Boettner D. D., & Bailey M. B. (2014). Fundamentals of Engineering Thermodynamics 7th edition. USA : John Wiley & Sons, Inc.

Arnaud Landelle, Nicolas Tauveron, Philippe Haberschill, Rémi Revellin, & Stéphane Colasson. (2017). Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database. France : Université Grenoble Alpes

Fredy Vélez. (2014). Selecting working fluids in an organic Rankine cycle for power generation from low temperature heat sources. Colombia : Centro Tecnológico CARTIF

Thomas Tartiere & Marco Astolfi. (2017). A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. Italy : Elsevier Ltd.

Creed Taylor. (2004). Measurement of *Fin*ned-Tube Heat Exchanger Performance. Georgia : Georgia Institute of Technology

Vignesh Pethurajan & Suresh Sivan. (2018). Experimental Study of an Organic Rankine Cycle Using n-Hexane as theWorking Fluid and a Radial Turbine Expander. India : National Institute of Technology, Tiruchirappalli

Sadik kakac, Hongtan Liu, & Anchasa Pramuanjaroenkij. (2012). Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. United Kingdom : Taylor & Francis Group, LLC

Ramesh K. Shah & Dusan P. Sekulic. (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design. United States of America : John Wiley & Sons, Inc.

Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, & David P. Dewitt. (2011). Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition. United States of America : John Wiley & Sons, Inc.

Sandler, S. I. (2015). Using Aspen Plus in Thermodynamics Instruction A Step-by-Step Guide. New Jersey : John Wiley & Sons, Inc.

LAMPIRAN

Spesifikasi Kondensor

Condenser Specification			
Symbol	Value	Unit	Description
D_o	0.007	m	Diameter Luar Tube
L_t	0.87	m	Panjang Tube
N_f	363		Jumlah Fin
t_f	0.00015	m	Tebal Fin
N_t	182		Jumlah Tube
N_t (1)	38		Jumlah Tube Baris Pertama
T_f	0.95	m	Panjang Fin
L_f	0.10825	m	Lebar Fin
P_f	0.0024	m	Jarak antar Fin
X_t	0.025	m	Transverse tube pitch
X_l	0.02165	m	Longitudinal tube pitch

Hasil Perhitungan Luasan Kondensor

Area Calculation		
Description	Value	Unit
A_b	3.264	m^2
A_f	69.575	m^2
A_t	72.839	m^2
A_{ff}	0.557	m^2
A_{fr}	0.827	m^2
D_h	0.003	m
Sigma	0.674	
V	0.089	m^3
A/V	814.131	m^2/m^3

Properties Udara

Air Properties	T (Celcius)	P (bar)	Density (Kg/m^3)	Entalphy (KJ/kg)	CP (KJ/kg K)	dynamic viscosity (Pa/s) 10^-6	Kinematic viscosity (cm^2/s)	PR
	28	1	1,1572	427,46	1,0064	18,593	0,16067	0,70691

Perhitungan Koefisien Konveksi Eksternal

Variation	Velocity (m/s)	Density (Kg/m^3)	Mass flow (Kg/s)	G (kg/m^2 s) mass velocity	Re	Jwg	h external (W/m^2 K)
1	1,34	1,157	0,372	0,67	118,540	0,02630	22,281
2	1,55	1,157	0,430	0,77	137,118	0,02508	24,571
3	1,71	1,157	0,475	0,85	151,272	0,02428	26,247
4	1,92	1,157	0,533	0,96	169,849	0,02338	28,372
5	2,2	1,157	0,611	1,10	194,619	0,02236	31,090

Perhitungan *Overall Surface Efficiency*

h	m	B	H mm	P hex m	Re/rt	Ø	ηf	ηo
22,281	37,883	12,500	12,500	0,087	3,956	4,3791	0,901	0,905
24,571	39,782	12,500	12,500	0,087	3,956	4,3791	0,892	0,897
26,247	41,117	12,500	12,500	0,087	3,956	4,3791	0,886	0,891
28,372	42,749	12,500	12,500	0,087	3,956	4,3791	0,878	0,883
31,090	44,750	12,500	12,500	0,087	3,956	4,3791	0,868	0,874

Properties Refrigerant

P=2,462 (R141B)	L	V
Density Kg/m3	1157,9	11,96
Viscosity Pa/s 10^-6	273,69	10,363
Pr	4,1265	0,72366
K (mW/ m K)	80,499	-

Perhitungan Koefisien Konveksi Internal

P (Bar)	Ts	m dot (kg/s)	G	Re v	Re l	Re eq	h tp
2,462	60,464	0,05625	208,91	70557,19	2671,578	28958,38	3405,837

Perhitungan Tekanan Inlet Kondensor

Tin	Cc	η o	UA	U	NTU	ε	Qmax	Q	P	Δh (KJ/kg)	Δhfg (KJ/kg)
60	374,473	0,905	1303,71	17,90	3,48	96,92	11983	11614,49	2,744	206,48	206,48
60	433	0,897	1409,57	19,35	3,25	96,14	13861	13325,85	2,583	236,9	207,64
60	477,872	0,891	1484,53	20,38	3,11	95,52	15292	14607,50	2,462	259,7	208,54
60	537	0,883	1576,57	21,64	2,94	94,70	17170	16260,62	2,306	289,1	209,75
60	615	0,874	1689,81	23,20	2,75	93,60	19674	18414,23	2,103	327,4	211,39

Hasil Simulasi

qcond Simulasi (Watt)	Wturbin Simulasi (Watt)	Wpump Simulasi (Watt)	qboiler Simulasi (Watt)	η thermal (%)
15591,82	892,25	11,75	16300,51	5,40
15644,01	981,13	12,49	16612,64	5,83
15716,32	1051,49	13,08	16754,66	6,20
15735,77	1147,22	13,84	16869,16	6,72
15798,63	1281,45	14,86	16956,16	7,47

BIODATA PENULIS

Excelrichap dilahirkan di Jakarta, 13 Desember 1997, merupakan anak ke empat dari empat bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK St. Kristoforus II, SD St. Kristoforus II, SMP Bunda Hati Kudus dan SMA St. Kristoforus 2. Setelah lulus dari SMA tahun 2016, Penulis mengikuti Program Kemitraan dan Mandiri (PKM) dan diterima di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2016 dan terdaftar dengan NRP. 02111640000220

Di Jurusan Teknik Mesin ini Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Enersi. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan Seminar yang diselenggarakan oleh Jurusan, Himpunan Mahasiswa Teknik Mesin (HMM) dan aktif sebagai Asisten Praktikum Perpindahan Panas dan Mekanika Fluida maupun Grader mata kuliah Termodinamika dan Mekanika Fluida.

Penulis juga aktif dalam berkegiatan di kampus sebagai pemain inti tim voli putra Fakultas Teknologi Industri Rekayasa Sistem dan Departemen Teknik Mesin. Selama aktif dalam tim voli penulis mendapatkan beberapa prestasi diantaranya Juara 1 The Real FOG tahun 2019 dan Juara 2 Dies Natalis ITS 57 tahun 2017. Penulis juga sempat menjabat menjadi koordinator Lab. Rekayasa Termal. Apabila terdapat saran dan masukan penulis dapat dihubungi melalui *email* excelrichap@gmail.com