



**TUGAS AKHIR - TM141585**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH DERAJAT  
*SUPERHEATING* TERHADAP PERFORMA  
EVAPORATOR UNTUK *ORGANIC RANKINE CYCLE*  
KAPASITAS 1KW**

Baskoro Ardy Kusuma  
NRP. 0211144000036

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018



**FINAL PROJECT - TM141585**

**EXPERIMENTAL STUDY OF SUPERHEATING DEGREE  
EFFECT TO EVAPORATOR'S PERFORMANCE FOR  
1KW ORGANIC RANKINE CYCLE**

Baskoro Ardy Kusuma  
NRP. 0211144000036

Academic Supervisor:  
Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH DERAJAT  
SUPERHEATING TERHADAP PERFORMA  
EVAPORATOR UNTUK ORGANIC RANKINE CYCLE  
KAPASITAS 1KW**

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh:

**Baskoro Ardy Kusuma**  
NRP. 0211144000036

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. ..... (Pembimbing)  
NIP. 196505051990031005
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME ..... (Penguji 1)  
NIP. 195312191981031001
3. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D ..... (Penguji 2)  
NIP. 197105241997021001
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT ..... (Penguji 3)  
NIP. 197301161997021001

**SURABAYA  
JULI, 2018**



## URAIAN SINGKAT

### **STUDI EKSPERIMEN PENGARUH DERAJAT SUPERHEATING TERHADAP PERFORMA EVAPORATOR UNTUK ORGANIC RANKINE CYCLE KAPASITAS 1KW**

Nama : Baskoro Ardy Kusuma  
NRP : 02111440000036  
Departemen : S – 1 Teknik Mesin Reguler  
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

*Pemanfaatan sumber panas bumi entalpi rendah menjadi energi listrik sangat terbatas oleh tekanan dan suhu kerja peralatan sistem pembangkit yang digunakan, khususnya pada tekanan masuk turbin yang harus lebih tinggi dari 5,5 barg. Salah satu solusi untuk tetap dapat memanfaatkan sumber panas bumi entalpi rendah menjadi energi listrik dengan batasan tersebut adalah menjadikan sumber panas entalpi rendah sebagai fluida pemanas evaporator pada sistem pembangkit Organic Rankine Cycle (ORC). Fluktuasi temperatur sumber panas bumi karena kondisi reservoir panas bumi akan berpengaruh terhadap pemanasan evaporator pada sistem ORC. Kondisi tersebut akan berpengaruh terhadap karakteristik kerja evaporator serta unjuk kerja sistem ORC. Oleh karena itu, perlu dilakukan studi eksperimen untuk mengetahui pengaruh derajat superheating pada kondisi pemanasan evaporator terhadap karakteristik kerja evaporator dan unjuk kerja sistem ORC.*

*Studi eksperimen dilakukan dengan melakukan percobaan pada prototype sistem ORC sederhana yang didesain untuk fluida kerja R-141b untuk kapasitas turbin 1 kW. Evaporator yang digunakan pada prototype sistem ORC pada penelitian ini adalah tipe Compact Heat Exchanger yang direndam di dalam bak pemanas berisi oli pemanas (Immersed Heat Exchanger). Kondensor yang digunakan juga bertipe Compact Heat Exchanger*

*dengan sistem pendinginan menggunakan udara dari fan blower. Penelitian dilakukan dengan cara memvariasikan suhu air pemanas evaporator dan debit refrigeran pada kondisi laju pendinginan oleh fan blower kondensor yang konstan.*

*Hasil eksperimen menunjukkan internal tube heat transfer coefficient akan semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya suhu oli pemanas dan mass flux refrigeran didalam tube. Internal tube heat transfer coefficient tertinggi, sebesar 1988,51 W/m<sup>2</sup>K, didapatkan saat suhu oli pemanas 105 °C dan pada mass flux refrigeran terbesar 505,9 kg/m<sup>2</sup>s. Kondisi superheated vapor didapatkan pada suhu oli pemanas 100 °C dan 105 °C, sedangkan pada suhu 90°C dan 95 °C, refrigeran masih dalam fase campuran uap-cair. Derajat superheating akan semakin tinggi dengan semakin tingginya suhu oli pemanas dan mass flux refrigeran hingga heat duty design evaporator yang digunakan. Derajat superheating tertinggi sebesar 3,38 °C didapatkan pada suhu oli pemanas 105 °C dan pada mass flux refrigeran terbesar 505,9 kg/m<sup>2</sup>s. Nilai overall heat transfer coefficient cenderung dipengaruhi nilai koefisien perpindahan panas dalam tube dengan dipertahankannya suhu oli pemanas untuk setiap variasi mass flux refrigeran. Nilai overall heat transfer coefficient tertinggi didapatkan pada suhu oli 105 °C dan mass flux refrigeran 505,9 kg/m<sup>2</sup>s.*

***Kata kunci:*** *Evaporator, Immersed Heat Exchanger, Organic Rankine Cycle, Superheating*

## ABSTRACT

### EXPERIMENTAL STUDY OF SUPERHEATING DEGREE EFFECT TO EVAPORATOR'S PERFORMANCE FOR 1KW ORGANIC RANKINE CYCLE

Name : Baskoro Ardy Kusuma  
Registration Number : 02111440000036  
Departement : Mechanical Engineering  
Academic Supervisor : Prof.Dr.Eng.Ir.Prabowo, M.Eng

*Utilization of the low-enthalpy geothermal source into electrical energy is greatly limited by the pressure and working temperature of the generating system equipment used, especially at the turbine inlet pressure which must be higher than 5.5 barg. One solution to keep utilizing low-enthalpy geothermal resources into electrical energy with these limits is to make low-enthalpy heat sources as evaporator heating fluids in an Organic Rankine Cycle (ORC) generating system. Fluctuations in the temperature of geothermal resources due to the geothermal reservoir conditions will affect the evaporator heating in the ORC system. These conditions will affect the characteristics of evaporator work and the performance of the ORC system. Therefore, an experimental study is needed to determine the effect of superheating degree on evaporator performance for ORC system.*

*The experimental study was conducted by experimenting on the prototype of a simple ORC system designed for R-141b working fluid for a 1 kW turbine capacity. The evaporator used in the ORC system prototype in this study is the type of Compact Heat Exchanger which is immersed in a hot oil bath. The type of condenser used in this study is Compact Heat Exchanger type with air cooling system from fan blower. The study was conducted by varying the temperature of the evaporator heating oil and the refrigerant flowrate at constant cooling rate conditions by the condenser fan blower.*

*Experimental result shows the internal tube heat transfer coefficient will be higher along with the higher temperature of heating oil and mass-flux refrigerant inside the tube. The highest internal tube heat transfer coefficient, amounting to 1988,51 W/m<sup>2</sup>K, was obtained when the heating oil temperature was 105 °C and in the largest mass-flux refrigerant 505.9 kg/m<sup>2</sup>s. The superheated vapor conditions were obtained at the heating oil temperature of 100 °C and 105 °C, while at 90 °C and 95 °C, the refrigerant was still in the liquid-vapor mixture phase. The superheating degree will be heightened by the higher temperature of the heating oil and mass-flux refrigerant until the actual energy balance reaches the heat duty design of the evaporator. The highest superheating degree of 3.38 °C was obtained at the heating temperature of 105 °C and the largest mass flux refrigerant 505.9 kg/m<sup>2</sup>s. The overall heat transfer coefficient value tends to be influenced by the value of the inner tube heat transfer coefficient by maintaining a constant heating oil temperature for each mass-flux refrigerant variation. The highest overall-heat-transfer-coefficient value was obtained at heating oil temperature of 105 °C and mass-flux refrigerant 505.9 kg/m<sup>2</sup>s.*

**Keywords:** *Evaporator, Immersed Heat Exchanger, Organic Rankine Cycle, Superheating*



## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan anugrah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul: *“Studi Eksperimen Pengaruh Derajat Superheating terhadap Performa Evaporator untuk Organic Rankine Cycle Kapasitas 1kW”*

Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri – Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Dalam penyusunan Tugas Akhir ini penulis mendapatkan dukungan dari berbagai pihak sehingga pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada :

1. Kedua orangtua penulis – Tri Eddy Sudarmanto dan Endang Hari Kartikawati yang telah memberikan motivasi, nasihat dan doa untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. sebagai dosen pembimbing yang telah mengarahkan, memberi ilmu, dan motivasi hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng, Ph.D selaku Kepala Departemen Teknik Mesin FTI – ITS
4. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng. selaku dosen wali penulis
5. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME., Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT., dan Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, ST. MT. Ph.D selaku dosen penguji tugas akhir dan atas saran-saran yang telah diberikan.
6. Seluruh Bapak/Ibu dosen Departemen Teknik Mesin FTI – ITS atas ilmu yang diberikan
7. Seluruh karyawan dan tendik Departemen Teknik Mesin atas dukungan baik akademik maupun non-akademik.
8. Rekan – rekan Super Team ORC 2018, Mas Lukman Hakim, Mas Candra Nurdiansyah, Bapak Yunus Abdullah, dan I Wayan Sudiassa atas kerjasama, pengalaman, dan canda tawa selama pelaksanaan eksperimen

9. Rekan-rekan Laboratorium Konversi Energi Listrik, Teknik Elektro FTE-ITS atas pengetahuan tentang generator listrik
10. Fasharkan TNI – Angkatan Laut yang telah memberikan fasilitas pengujian turbin
11. Mas Erdien selaku Laboran Teknik Pendingin dan Pengondisian Udara yang telah membantu selama proses eksperimen.
12. Keluarga Laskar Perpan M57, Sudiasa, Rifai, Windhu, Egy, Faisal, Satrio, Nila, Nabila, Faiz Johan, Alik, Linda, Imang, Ayu, Elman, Vita, Ammar, Varien, Suluh, Petra, dan Fathur atas sharing ilmu, motivasi, dan canda tawanya.
13. Teman-teman satu bimbingan sensei atas kerjasama dan bantuannya
14. Teman – teman angkatan M57 Departemen Teknik Mesin ITS
15. Semua pihak yang telah membantu dalam proses penyelesaian tugas akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulisan Tugas Akhir ini tentunya jauh dari kata sempurna dikarenakan keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis. Oleh karenanya, penulis sangat terbuka terhadap kritik dan saran demi penyempurnaan tugas akhir ini. Akhir kata, semoga penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>URAIAN SINGKAT.....</b>	<b>i</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>iii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xiii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	4
1.3. Tujuan Penelitian.....	4
1.4. Batasan Masalah.....	4
1.5. Manfaat Penelitian.....	4
1.6. Sistematika Penulisan.....	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>7</b>
2.1. Penelitian Terdahulu.....	7
2.1.1. <i>Experimental Performance of a Micro-ORC Energy System for Low Grade Heat Recovery</i> .....	7
2.1.2. <i>Tube-Side Two-Phase Heat transfer coefficient of R134a Flowing through Fin-and-Tube Evaporator</i> .....	10
2.2. Organic Rankine Cycle .....	13
2.3. Perhitungan Unjuk Kerja Siklus dengan Analisis Termodinamika .....	15
2.4. <i>Tube-Fin Heat Exchanger</i> .....	16
2.4.1. Perhitungan Geometri <i>Tube-Fin Heat Exchanger</i> 17	
2.5. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas <i>Immersed Heat Exchanger Sisi Luar</i> .....	19

2.6.	Analisis Unjuk Kerja <i>Finned-Tube Immersed Heat Exchanger</i> .....	21
2.7.	Analisis Efisiensi pada <i>Continuous Fin</i> .....	22
2.8.	Flow Boiling pada Aliran Dua Fase .....	24
2.8.1.	Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Pertimbangan <i>Convection Boiling Murni</i> .....	26
2.8.2.	Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Kombinasi <i>Convection Boiling</i> dan <i>Nucleation Boiling</i> .....	31
2.9.	Fluida Kerja Organik .....	32
2.9.1.	R-141b (HFA-141B Dichlorofluoroethane) .....	33
<b>BAB III</b>	<b>METODOLOGI</b> .....	<b>35</b>
3.1.	Instalasi Percobaan .....	35
3.2.	Spesifikasi Peralatan Percobaan .....	36
3.3.	Variabel Percobaan.....	41
3.4.	Prosedur Percobaan .....	42
3.4.1.	Pengujian Kebocoran.....	42
3.4.2.	Pengisian Refrigeran.....	43
3.4.3.	Prosedur <i>Start-Up</i> Sistem ORC.....	45
3.5.	<i>Flowchart</i> .....	46
3.5.1.	<i>Flowchart</i> Pengujian Kebocoran.....	46
3.5.2.	<i>Flowchart</i> Pengisian Refrigeran.....	47
3.5.3.	<i>Flowchart</i> Percobaan.....	48
3.5.4.	<i>Flowchart</i> Perhitungan Karakteristik Evaporator.....	50
<b>BAB IV</b>	<b>HASIL DAN PEMBAHASAN</b> .....	<b>53</b>
4.1.	Contoh Perhitungan .....	53

4.2.	Pembahasan.....	65
4.2.1.	Grafik Perbandingan Koefisien Konveksi Sisi Luar Tube dengan Metode LMTD <i>Immersed Heat Exchanger</i> vs Metode <i>Long Horizontal Cylinder</i> .....	65
4.2.2.	Grafik <i>Inside Tube Two-Phase Heat transfer coefficient</i> vs <i>Quality</i> pada Suhu Oli Pemanas 100 °C.....	68
4.2.3.	Grafik <i>Inside Tube Two-Phase Heat transfer coefficient</i> vs <i>Quality</i> pada Suhu Oli Pemanas 105 °C.....	71
4.2.4.	Grafik Koefisien Konveksi Sisi Dalam Tube Rerata vs <i>Mass flux</i> Refrigeran.....	72
4.2.5.	Grafik <i>Overall Heat transfer coefficient</i> vs <i>Mass flux</i> Refrigeran.....	74
4.2.6.	Grafik <i>Superheating Degree</i> vs <i>Mass flux</i> Refrigeran.....	75
<b>BAB V</b>	<b>KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>76</b>
5.1.	Kesimpulan.....	76
5.2.	Saran.....	76
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>78</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>		<b>80</b>

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Hasil Uji Produksi Sumur RD-B1 pada Bukaannya 100% .....	1
Gambar 1.2. Akça Binary Geothermal Power Plant kapasitas 4 MW .....	2
Gambar 2.1 Prototype ORC oleh Bianchi M. dkk .....	7
Gambar 2.2 Skema Sistem ORC .....	8
Gambar 2.3 Superheating degree vs ORC mass flowrate.....	8
Gambar 2.4 Superheating degree vs Electrical Power .....	9
Gambar 2.5 Superheating degree vs ORC Efficiency.....	10
Gambar 2.6 Skema Alat Percobaan oleh Wongwises S. dkk. ....	10
Gambar 2.7 Grafik <i>Overall Heat transfer coefficient</i> vs Kecepatan Udara Pemanas Evaporator.....	11
Gambar 2.8 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Sisi Dalam Tube vs Kecepatan Udara Pemanas Evaporator .....	12
Gambar 2.9 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Sisi Dalam Tube vs Laju Alir Massa Refrigeran pada Berbagai Metode .....	13
Gambar 2.10 Skema ORC Sederhana .....	14
Gambar 2.11 Jenis-jenis <i>tube-fin heat exchanger</i> (a) <i>tubular-continuous external fin</i> (b) <i>finned flat tube-continuous external fin</i> (c) <i>finned flat tube-louvered external fin</i> .....	16
Gambar 2.12 Geometri <i>Tubular-Continuous Fin Heat Exchanger</i> Susunan Tube <i>Staggered</i> .....	17
Gambar 2.13 Perkembangan <i>Boundary Layer</i> dan Distribusi Bilangan Nusselt pada Horizontal Silinder.....	19
Gambar 2.14 Susunan Tube <i>Staggered</i> dengan <i>Continuous Fin</i>	22
Gambar 2.15 Pola Aliran pada <i>Horizontal Tube</i> Evaporator.....	24
Gambar 2.16 P-h diagram R-141b.....	34
Gambar 2.17 T-s diagram R-141b .....	34
Gambar 3.1 Skema <i>Prototype ORC</i> .....	35
Gambar 3.2 Diagram Alir Pengujian Kebocoran .....	46
Gambar 3.3 Diagram Alir Pengisian Refrigeran .....	48

Gambar 3.4 Diagram Alir Percobaan.....	<b>49</b>
Gambar 3.5 Diagram Alir Perhitungan Karakteristik Evaporator .....	<b>51</b>
Gambar 4.1. Grafik Perbandingan Koefisien Konveksi Sisi Luar Tube dengan Metode LMTD <i>Immersed Heat Exchanger</i> vs Metode <i>Long Horizontal Cylinder</i> .....	<b>65</b>
Gambar 4.2. Grafik Inside Tube <i>Two-Phase Heat transfer coefficient</i> vs <i>Quality</i> pada Suhu Oli Pemanas 100 °C .....	<b>68</b>
Gambar 4.3. Skema rezim aliran dan distribusi koefisien perpindahan panas pada pipa horizontal untuk perpindahan panas yang didominasi oleh (a) <i>nucleate boiling</i> dan (b) <i>convective boiling</i> .....	<b>69</b>
Gambar 4.5. Grafik Koefisien Konveksi Sisi Dalam Tube Rerata vs <i>Mass flux</i> Refrigeran.....	<b>72</b>
Gambar 4.6. Grafik <i>Overall Heat transfer coefficient</i> vs <i>Mass flux</i> Refrigeran .....	<b>74</b>
Gambar 4.7. Grafik <i>Superheating Degree</i> vs <i>Mass flux</i> Refrigeran .....	<b>75</b>



## DAFTAR TABEL

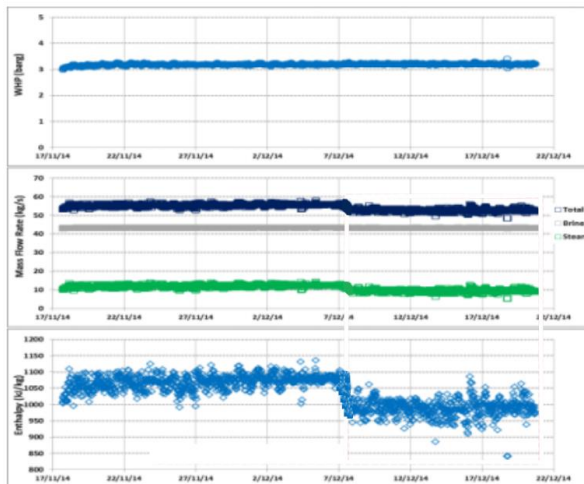
Tabel 2.1 Konstanta untuk Persamaan 2.14 pada Konveksi Alami pada Silinder Horizontal.....	<b>19</b>
Tabel 3.1 Komponen dan Spesifikasi Peralatan Utama Prototype ORC .....	<b>36</b>
Tabel 3.2 Variasi Percobaan .....	<b>42</b>



# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1. Latar Belakang

Indonesia merupakan salah satu negara penghasil panas bumi terbesar di dunia. Berdasarkan data publikasi ilmiah oleh A. Fauzi, PT. Geo Power Indonesia, potensi panas bumi Indonesia untuk entalpi rendah ( $100\text{ }^{\circ}\text{C} < \text{suhu } \textit{subsurface} < 190\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) sebesar 7.886 MWe dan entalpi tinggi (suhu *subsurface*  $> 190\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) sebesar 16.134 MWe. Sekitar 8.000 MWe dari 24.000 MWe potensi panas bumi Indonesia diklasifikasikan ke dalam *non-electrical-grade* sehingga pemanfaatan potensi panas bumi tersebut hanya dapat digunakan untuk penggunaan langsung seperti untuk keperluan pariwisata, pengering hasil perkebunan, dan penggunaan langsung lainnya. Oleh karena perkembangan teknologi pembangkitan saat ini, potensi panas bumi entalpi rendah tersebut dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan energi listrik melalui siklus *binary* atau *Organic Rankine Cycle*.



Gambar 1.1 Hasil Uji Produksi Sumur RD-B1 pada Bukaan 100%  
Salah satu contoh lapangan panas bumi di Indonesia dengan skala kecil adalah lapangan panas bumi Rantau Dedap, Sumatera

Selatan. Berdasarkan penelitian Didi Sukaryadi dkk. (2016) didapatkan bahwa hasil uji produksi sumur RD-B1 memiliki tekanan kepala sumur rata-rata sebesar 3,2 barg, laju alir uap rata-rata sebesar 9,5 kg/s, dan laju alir campuran cair-uap rata-rata sebesar 44 kg/s dengan trenline yang dapat dilihat pada Gambar 1.1. Pada hasil simulasi prediksi penurunan kinerja sumur RD B-1 dengan metode probabilistik jika sumur digunakan untuk memasok pembangkit dengan kapasitas 3 MW dengan asumsi *steam consumption* 2,3 kg/s/MW, maka pada P10 (pesimis) terjadi penurunan tekanan reservoir sebesar 2 bar absolut dengan kemampuan pasok selama 6 tahun, pada P50 (*mostlikely*) terjadi penurunan tekanan reservoir sebesar 1,5 bar absolut dengan kemampuan pasok selama 8 tahun, dan pada P90 (optimis) terjadi penurunan reservoir sebesar 1 bar absolut dengan kemampuan pasok selama 13 tahun. Meninjau hasil kajian uji produksi, probabilitas penurunan tekanan reservoir serta kapasitas suplai *steam* maka sumur RD-B1 kurang memadai sebagai pemasok uap pada PLTP dengan menggunakan *condensing turbine* yang tekanan masuk minimumnya 5,5 barg. Oleh karena itu, salah satu solusi yang dapat diterapkan untuk dapat tetap memanfaatkan uap panas beserta campuran cair-uap yang dihasilkan oleh sumur RD-B1 adalah dengan menerapkan *Binary Cycle* atau *Organic Rankine Cycle*.



Gambar 1.2. Akça Binary Geothermal Power Plant kapasitas 4 MW

Sistem *Organic Rankine Cycle* merupakan konsep siklus termodinamika yang dikembangkan berdasarkan siklus *rankine*. Prinsip dasar sistem *Organic Rankine Cycle* adalah dengan mengevaporasi fluida organik dengan titik didih rendah seperti ammonia ataupun refrigeran dalam suatu penukar panas, dimana uap hasil evaporasi tersebut akan digunakan untuk menggerakkan turbin dan generator. Sebagai contoh salah satu penerapan pembangkit listrik tenaga panas bumi dengan entalpi rendah yaitu Akça *Plant* terdapat di daerah Denizli, Turki, dengan suhu sumber panas 105 °C dan daya luaran sebesar 4 MW dengan gross efisiensi sebesar 9,8%. Akça *plant* menerapkan sistem *binary plant* dengan siklus *dual pressure-level* pada turbin tunggal.

Sistem *Organic Rankine Cycle* sederhana terdiri atas beberapa komponen yaitu evaporator, turbin, kondensor, dan pompa. Sumber panas dari fluida pemanas akan digunakan untuk mengevaporasi fluida organik cair dalam evaporator pada tekanan tertentu hingga berubah menjadi uap jenuh maupun uap superpanas. Uap fluida organik ini akan digunakan untuk menggerakkan turbin dan generator sehingga dapat membangkitkan energi listrik. Setelah melewati turbin, uap fluida organik akan mengalami penurunan tekanan yang kemudian akan dikondensasi dalam kondensor oleh fluida lain dengan suhu yang lebih rendah. Kondensat fluida organik tersebut akan dipompakan kembali ke dalam evaporator untuk siklus selanjutnya.

Pada sistem *Organic Rankine Cycle* yang memanfaatkan panas bumi sebagai media pemanas evaporator sangat bergantung pada karakteristik sumur panas bumi. Salah satu karakteristik tersebut adalah suhu pada kepala sumur yang dimungkinkan menurun dari waktu ke waktu pemanfaatannya. Karakteristik dan efektifitas evaporator dalam berbagai kondisi pemanasan sangat berpengaruh terhadap uap fluida organik keluaran evaporator. Oleh karena itu perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai evaporator beserta karakteristiknya. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh derajat *superheating* terhadap karakteristik evaporator dan performa siklus *Organic Rankine Cycle*.

## 1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas dalam Tugas Akhir ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh derajat *superheating* terhadap *internal tube heat transfer* pada evaporator *Organic Rankine Cycle*?
2. Bagaimana pengaruh derajat *superheating* terhadap unjuk kerja evaporator *Organic Rankine Cycle*?

## 1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian Tugas Akhir ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh derajat *superheating* terhadap *internal tube heat transfer* pada evaporator *Organic Rankine Cycle*
2. Mengetahui pengaruh derajat *superheating* terhadap unjuk kerja evaporator *Organic Rankine Cycle*

## 1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah:

1. Fluida kerja yang digunakan pada eksperimen ini adalah R-141b
2. Suhu permukaan tube evaporator dianggap konstan
3. Kecepatan pendinginan pada kondensor oleh kipas diatur konstan
4. Penelitian ini tidak menyertakan analisis perencanaan sistem ORC
5. Sistem diasumsikan dalam keadaan *steady*
6. Perubahan energi kinetik dan perubahan energi potensial dapat diabaikan

## 1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian Tugas Akhir ini adalah:

1. Meningkatkan pengetahuan penulis dan pembaca tentang pemanfaatan sumber panas entalpi rendah menggunakan *Organic Rankine Cycle*
2. Mengetahui kondisi operasi evaporator yang optimal

3. Mengembangkan suatu sistem pembangkit listrik yang ramah lingkungan

#### **1.6. Sistematika Penulisan**

Metode penulisan yang digunakan dalam penyusunan tugas akhir ini adalah sebagai berikut

- a. **BAB I PENDAHULUAN**  
Bab ini berisi uraian singkat mengenai latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penelitian dan sistematika penulisan
- b. **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**  
Bab ini berisi dasar teori yang berhubungan dengan *Organic Rankine Cycle* dan *Immersed Heat Exchanger*
- c. **BAB III METODE PENELITIAN**  
Bab ini berisi tentang metode penelitian, perhitungan, sasaran penelitian, cara pengumpulan data, dan langkah proses pengambilan data yang dilakukan
- d. **BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN**  
Bab ini menjelaskan hasil penelitian yang berupa perhitungan, penyajian grafik – grafik dan pembahasan tentang fenomena hasil perhitungan
- e. **BAB V PENUTUP**  
Bab ini berisi tentang kesimpulan hasil penelitian dan saran untuk penelitian selanjutnya

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

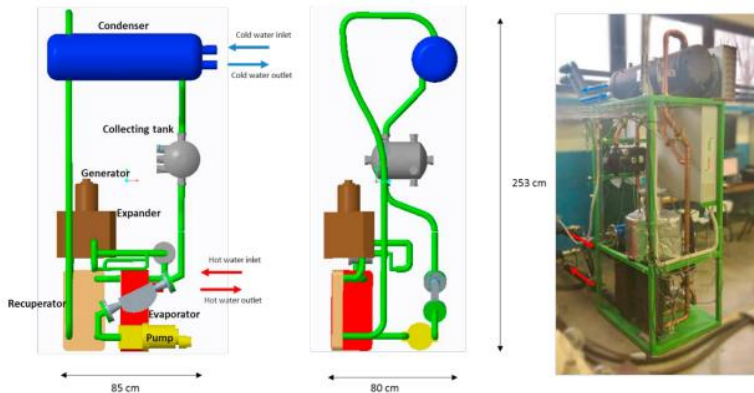


## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1. Penelitian Terdahulu

#### 2.1.1. *Experimental Performance of a Micro-ORC Energy System for Low Grade Heat Recovery*

Penelitian yang dilakukan oleh Bianchi M. dkk. (2017) tentang “*Experimental Performance of a Micro-ORC Energy System for Low Grade Heat Recovery*” bertujuan untuk menganalisis karakteristik dan performa siklus meliputi tekanan maksimum dan minimum, suhu *superheating*, efisiensi isentopik turbin, dan daya listrik yang dihasilkan. Penelitian dilakukan dengan mengubah kecepatan putar pompa (laju alir massa fluida organik) untuk tiga nilai suhu sumber panas yang berbeda.



Gambar 2.1 Prototype ORC oleh Bianchi M. dkk

Dalam penelitian ini Bianchi M. dkk melakukan eksperimen pada suatu sistem prototype ORC yang terdiri dari evaporator, *expander*, generator, pompa, *shell and tube* kondensor, dan sebuah *recuperator* seperti pada Gambar 2.1. Fluida organik yang digunakan adalah R134a yang akan dipanaskan oleh sumber panas eksternal berupa air panas dengan variasi suhu 65 °C, 75 °C, dan 85 °C untuk menyimulasikan proses *heat recovery* pada entalpi rendah.

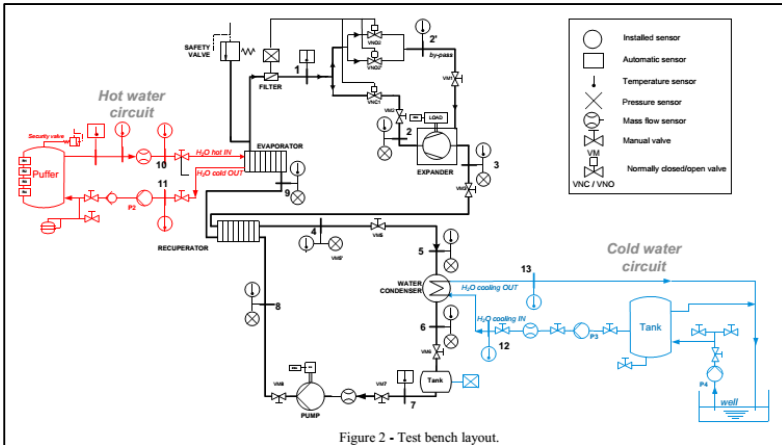
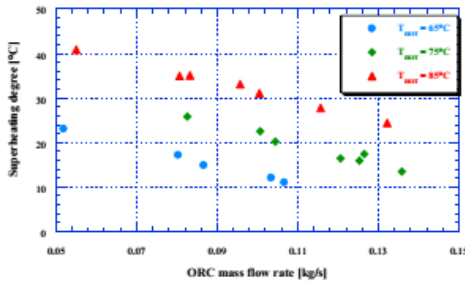


Figure 2 - Test bench layout.

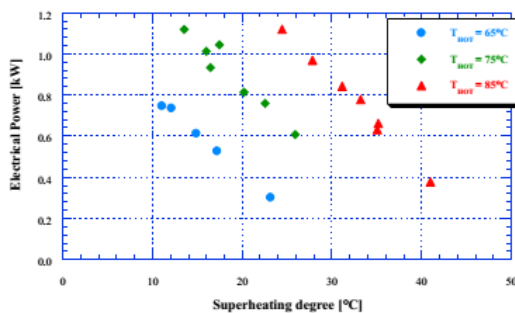
Gambar 2.2 Skema Sistem ORC

Skema *prototype* ORC pada penelitian ini ditunjukkan dengan Gambar 2.2. Kalor masukan dihasilkan dari pemanas air kapasitas 500 liter dengan daya listrik sebesar 32 kW. Air panas disirkulasikan oleh pompa P2 dengan debit antara 1 liter/detik sampai 2.6 liter/detik. Daya termal antara 8 kW hingga 200 kW dapat dihasilkan secara terus menerus oleh *prototype* dengan mengatur debit air pemanas. Air pendingin diserap oleh pompa P4 dari *reservoir* dan disimpan didalam tangki dengan kapasitas 300 liter dimana akan disirkulasikan kedalam kondensor oleh pompa P3 dengan debit 1 liter/detik sampai 2,8 liter/detik. Suhu air pendingin bervariasi antara 16 °C pada musim dingin dan 22 °C pada musim panas.



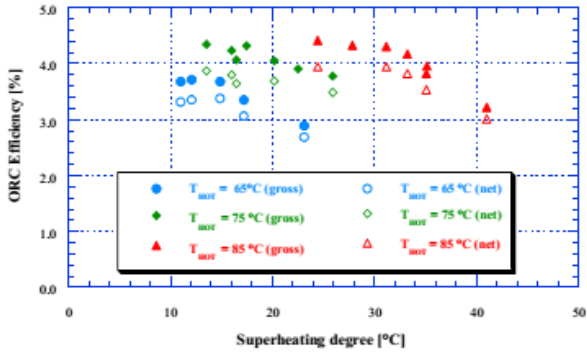
Gambar 2.3 Superheating degree vs ORC mass flowrate

Nilai properti fluida organik ditentukan menggunakan *software* CoolProp dengan input data suhu dan tekanan yang didapat dari pengukuran. Pengukuran dilakukan pada kondisi *steady-state* pada setiap set point  $T_{HOT}$  dan kecepatan putar pompa fluida organik. Hasil penelitian berdasarkan Gambar 2.3 grafik *Superheating degree vs ORC mass flowrate* disimpulkan bahwa pada kondisi pemanasan yang tetap untuk setiap nilai  $T_{HOT}$ , peningkatan kecepatan putar pompa akan meningkatkan tekanan evaporasi dan menurunkan derajat *superheating*. Derajat *superheating* didapatkan dari  $T_2 - T_{saturated}(P_2)$ , dimana untuk suhu ORC maksimum yang mendekati suhu air pemanas ( $T_{HOT}$ ) pada setiap *set point* maka derajat *superheating* sangat bergantung pada nilai  $T_{saturated}(P_2)$ .



Gambar 2.4 Superheating degree vs Electrical Power

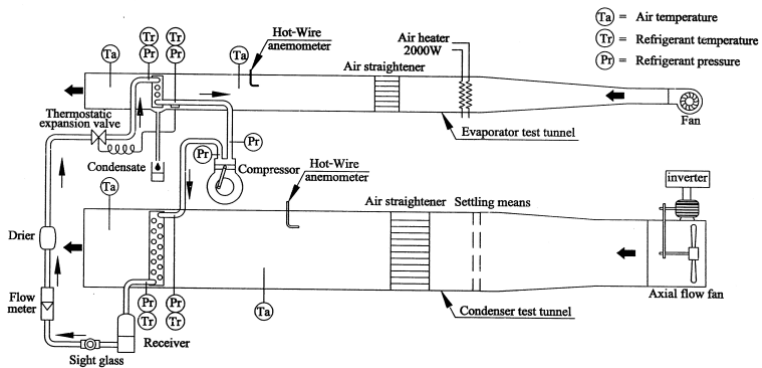
Pada Gambar 2.4 Grafik *Superheating degree vs Electrical Power* disimpulkan bahwa output daya elektrik meningkat seiring dengan peningkatan  $T_{HOT}$  dan menunjukkan penurunan dengan meningkatnya derajat *superheating*. Daya output bernilai antara 300 W hingga 1100 W.



Gambar 2.5 Superheating degree vs ORC Efficiency

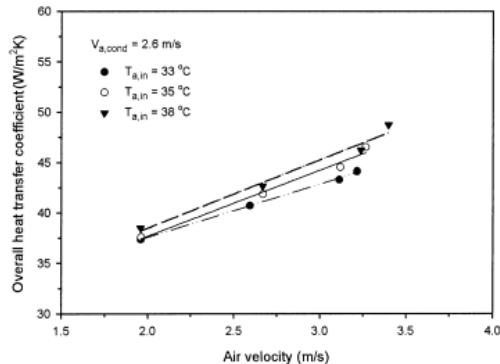
Trendline yang sama dengan grafik *Superheating degree vs ORC Electrical Power* ditunjukkan oleh Gambar 2.5 Grafik *Superheating degree vs ORC Efficiency*. Nilai efisiensi hasil percobaan bernilai antara 2,9% hingga 4,4%, dimana efisiensi akan meningkat dengan turunnya nilai derajat *superheating*. Pengaruh konsumsi daya pompa lebih signifikan terhadap efisiensi pada rasio tekanan yang tinggi.

**2.1.2. Tube-Side Two-Phase Heat transfer coefficient of R134a Flowing through Fin-and-Tube Evaporator**



Gambar 2.6 Skema Alat Percobaan oleh Wongwises S. dkk.

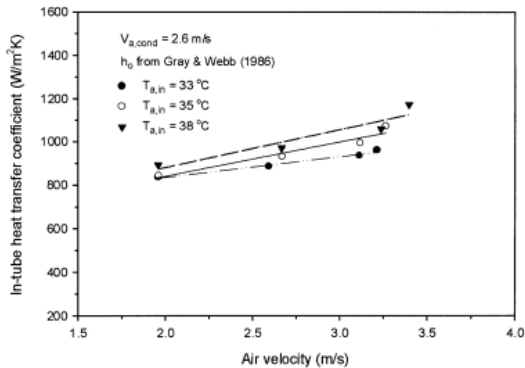
Penelitian yang dilakukan oleh Wongwises S. dkk. (2002) tentang “*Tube-Side Two-Phase Heat transfer coefficient of R134a Flowing through Fin-and-Tube Evaporator*” bertujuan untuk menganalisis karakteristik perpindahan panas dua fase dari R134a didalam evaporator. Karakteristik yang diteliti meliputi *overall heat transfer coefficient*, laju perpindahan panas evaporator, koefisien perpindahan panas di sisi tube, serta perbandingan karakteristik perpindahan panas dengan beberapa metode perhitungan. Penelitian dilakukan pada suhu saturasi rata-rata refrigeran antara 4 °C sampai dengan 9 °C pada evaporasi dan antara 39 °C sampai dengan 46 °C untuk kondensasi. Laju alir massa refrigeran bernilai antara  $7,6 \times 10^{-3}$  kg/s dan  $9 \times 10^{-3}$  kg/s. Laju alir volumetrik udara melewati evaporator bernilai antara 0,25-0,5 m<sup>3</sup>/s dan antara 0,7-1,25 m<sup>3</sup>/s untuk udara yang melewati kondensor. Besar perpindahan panas rata-rata antara refrigeran dengan udara pada evaporator antara 1270 W sampai dengan 1770 W sedangkan pada kondensor bernilai antara 1740 W sampai dengan 2200 W.



Gambar 2.7 Grafik *Overall Heat transfer coefficient* vs Kecepatan Udara Pemanas Evaporator

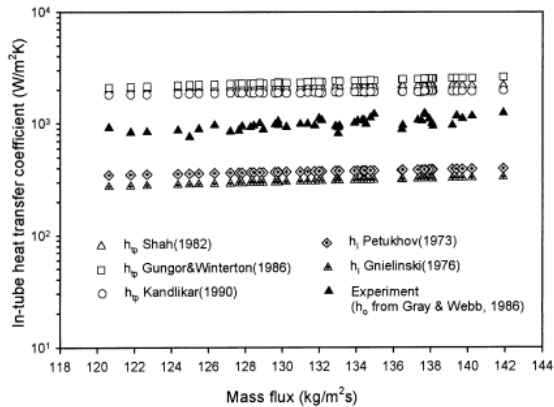
Perhitungan untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada sisi dalam tube evaporator dilakukan menggunakan data yang tercatat dalam kondisi *steady-state* saat percobaan. *Properties* refrigeran ditentukan menggunakan *software* REFROP dengan input data suhu dan tekanan hasil pengukuran. Hasil penelitian

berdasarkan Gambar 2.7 grafik *Overall Heat transfer coefficient vs Kecepatan Udara Pemanas Evaporator* disimpulkan bahwa pada kecepatan udara kondensasi yang tetap untuk setiap nilai suhu udara masuk evaporator, nilai *overall heat transfer coefficient* meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan udara pemanas evaporator. Hal ini disebabkan karena seiring bertambahnya kecepatan udara pemanas evaporator maka laju perpindahan panas akan meningkat yang akan sebanding dengan peningkatan nilai *overall heat transfer coefficient* evaporator.



Gambar 2.8 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Sisi Dalam Tube vs Kecepatan Udara Pemanas Evaporator

Pada Gambar 2.8 grafik Koefisien Perpindahan Panas Sisi Dalam Tube vs Kecepatan Udara Pemanas Evaporator disimpulkan bahwa koefisien perpindahan panas sisi dalam tube meningkat seiring meningkatnya kecepatan udara yang melewati evaporator. Namun pada kecepatan udara tertinggi untuk setiap suhu masuk udara, koefisien perpindahan panas meningkat secara signifikan.

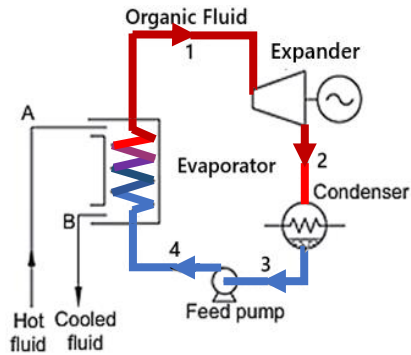


Gambar 2.9 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Sisi Dalam Tube vs Laju Alir Massa Refrigeran pada Berbagai Metode

Pada Gambar 2.9 grafik Koefisien Perpindahan Panas Sisi Dalam Tube vs Laju Alir Massa Refrigeran pada Berbagai Pendekatan dihasilkan bahwa koefisien perpindahan panas cenderung meningkat seiring dengan peningkatan laju alir massa refrigeran. Perbandingan nilai koefisien perpindahan panas yang dihitung dari beberapa pendekatan ditunjukkan dalam grafik tersebut. Koefisien perpindahan panas yang dihitung dengan metode Gungor and Winterton, Kandlikar, dan Shah didapatkan nilai yang lebih besar daripada hasil eksperimen. Deviasi yang besar tersebut disebabkan karena pada pendekatan-pendekatan tersebut dilakukan dengan menggunakan data yang didapatkan dengan berbagai jenis refrigeran pada kondisi yang berbeda pula.

## 2.2. Organic Rankine Cycle

*Organic Rankine Cycle* memiliki prinsip kerja seperti pada *Rankine Cycle*. Pada siklus ini, terdapat empat komponen utama yaitu evaporator, turbin, kondensor, dan pompa. Berbeda dengan *Rankine Cycle* pada umumnya, *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida kerja organik, seperti chlorofluorocarbon, hydrofluorocarbon, hydrocarbon, fluorocarbon, silicon oil, dan refrigeran.



Gambar 2.10 Skema ORC Sederhana

Proses termodinamika yang terjadi dapat dilihat pada Gambar 2.10 dan dijelaskan sebagai berikut. Pada tingkat keadaan 1, fluida kerja yang berupa uap (dapat berupa uap jenuh atau *superheated*) memasuki turbin melalui *inlet* turbin. Di dalam turbin, fluida kerja tereksansi (dimana hal tersebut menghasilkan kerja turbin) dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekeliling, kesetimbangan energi dan massa yang terjadi pada turbin dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_T + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{v_1^0 - v_2^0}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \quad (2.1)$$

Persamaan tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (2.2)$$

Fluida kerja keluar dari turbin pada tingkat keadaan 2 dan memasuki kondensor. Di dalam kondensor, fluida kerja terkondensasi hingga menjadi cair jenuh. Kondensasi terjadi karena adanya perpindahan panas dari fluida kerja ke *cooling water*. Persamaan kesetimbangan massa dan energi pada kondensor adalah sebagai berikut:



$$\frac{\dot{Q}_C}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (2.3)$$

Fluida kerja keluar dari kondensor pada tingkat keadaan 3 dan memasuki pompa, dimana tekanan fluida kerja dinaikkan hingga mencapai tekanan operasional evaporator. Persamaan kesetimbangan massa dan energi pada pompa adalah sebagai berikut:

$$\frac{\dot{W}_P}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (2.4)$$

Fluida kerja keluar dari pompa pada tingkat keadaan 4 dan memasuki evaporator, dimana fluida akan dipanaskan hingga mencapai kondisi uap (dapat berupa uap jenuh atau *superheated*). Persamaan kesetimbangan massa dan energi evaporator adalah sebagai berikut:

$$\frac{\dot{Q}_E}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.5)$$

### 2.3. Perhitungan Unjuk Kerja Siklus dengan Analisis Termodinamika

Untuk menghitung unjuk kerja *Organic Rankine Cycle*, diperkenalkan metode efisiensi termal dimana merupakan suatu ukuran seberapa besar energi yang masuk kedalam fluida kerja melewati evaporator dapat dikonversi menjadi daya kerja netto. Persamaan efisiensi termal suatu siklus *Rankine* Organik adalah sebagai berikut:

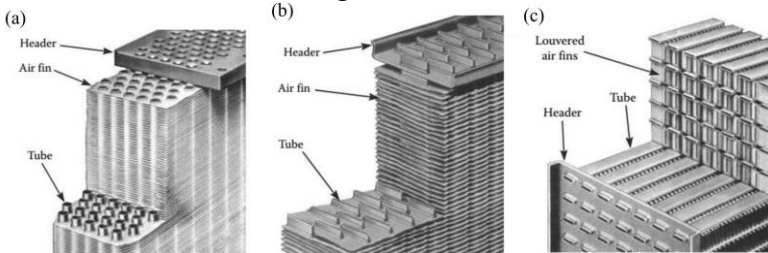
$$\eta = \frac{\dot{W}_T/\dot{m} - \dot{W}_P/\dot{m}}{\dot{Q}_E/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (2.6)$$

Parameter lain yang digunakan untuk menyatakan unjuk kerja suatu sistem pembangkit adalah *back work ratio* (BWR), yang didefinisikan sebagai perbandingan konsumsi daya pompa

terhadap kerja yang dihasilkan oleh turbin. Persamaan *back work ratio* adalah sebagai berikut:

$$BWR = \frac{\dot{W}_P/\dot{m}}{\dot{W}_T/\dot{m}} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} \quad (2.7)$$

#### 2.4. Tube-Fin Heat Exchanger

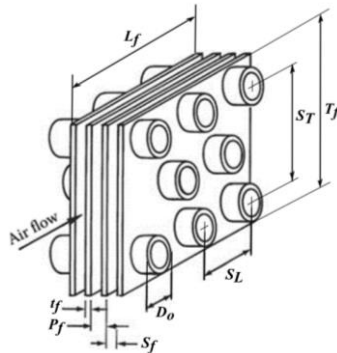


Gambar 2.11 Jenis-jenis *tube-fin heat exchanger* (a) *tubular-continuous external fin* (b) *finned flat tube-continuous external fin* (c) *finned flat tube-louvered external fin*

*Compact heat exchanger* umum digunakan apabila luasan perpindahan panas per unit volume yang dibutuhkan relatif lebih besar (lebih dari  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) dan salah satu fase fluida kerjanya berbentuk gas. Aplikasi *compact heat exchanger* banyak digunakan didunia industri terutama sebagai *gas-to-gas heat exchanger* maupun *liquid-to-gas heat exchanger*. Beberapa contoh aplikasi tersebut antara lain kondensator dan evaporator alat pengkondisian udara dan industri refrigerasi, pendingin oli pesawat terbang, radiator, dan sebagainya.

Salah satu jenis *compact heat exchanger* berdasarkan konstruksinya adalah *tube-fin heat exchanger*. Jenis tube pada *tube-fin heat exchanger* bermacam-macam antara lain bulat, persegi, dan *elliptical tube* dengan fin yang digunakan di sisi luar, dalam, maupun di kedua sisi tube dimana penerapannya bergantung pada kebutuhan. Fin yang terletak di sisi luar tube dapat dikategorikan sebagai *flat/continuous external fin* pada susunan tube, normal fin pada setiap fin, maupun *longitudinal fin* pada setiap fin.

### 2.4.1. Perhitungan Geometri Tube-Fin Heat Exchanger



Gambar 2.12 Geometri *Tubular-Continuous Fin Heat Exchanger*  
Susunan Tube *Staggered*

Untuk mengetahui performa sebuah *compact heat exchanger* maka diperlukan beberapa parameter geometri *compact heat exchanger* tersebut. Beberapa parameter geometri yang harus dicari antara lain:

1. Luas permukaan tube efektif ( $A_b$ ):

Luas permukaan efektif adalah luasan permukaan sisi luar tube yang bersinggungan langsung dengan aliran fluida luar. Besarnya luas permukaan tube efektif didapatkan melalui persamaan:

$$A_b = \pi D_o (L_t - N_f t_f) N_t \quad (2.8)$$

Keterangan:

$D_o$  = diameter luar tube (m)

$L_t$  = panjang tube (m)

$N_f$  = jumlah fin

$t_f$  = tebal fin (m)

$N_t$  = jumlah tube

2. Luas permukaan sirip efektif ( $A_f$ ):

$$A_f = 2 \left( T_f \cdot L_f - \frac{\pi D_o^2 N_t}{4} \right) N_f \quad (2.9)$$

Keterangan:

- $T_f$  = panjang sirip (m)  
 $L_f$  = lebar sirip (m)  
 $D_o$  = diameter luar *tube* (m)  
 $N_t$  = jumlah tube  
 $N_f$  = jumlah sirip

3. Luas total permukaan perpindahan panas ( $A_t$ ):

$$A_t = A_b + A_f \quad (2.10)$$

Keterangan:

- $A_f$  = luas permukaan sirip efektif (m<sup>2</sup>)  
 $A_b$  = luas permukaan tube efektif (m<sup>2</sup>)

4. Celah terkecil aliran antar tube ( $S_{min}$ )

$$S_{min} = \min \left\{ S_T - D_o ; 2 \left[ \sqrt{S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2} - D_o \right] \right\} \quad (2.11)$$

Keterangan:

- $S_T$  = jarak tube transversal (m)  
 $S_L$  = jarak tube longitudinal (m)

5. Luas *Free Flow* ( $A_{ff}$ ):

$$A_{ff} = (N_f - 1)(P_f - t_f)(S_{min} \times (N_T - 1)) \quad (2.12)$$

Keterangan:

- $P_f$  = jarak antar sirip (m)  
 $N_f$  = jumlah sirip  
 $t_f$  = tebal fin (m)  
 $S_{min}$  = celah terkecil aliran antar tube (m)  
 $N_T$  = jumlah tube pada baris pertama susunan tube

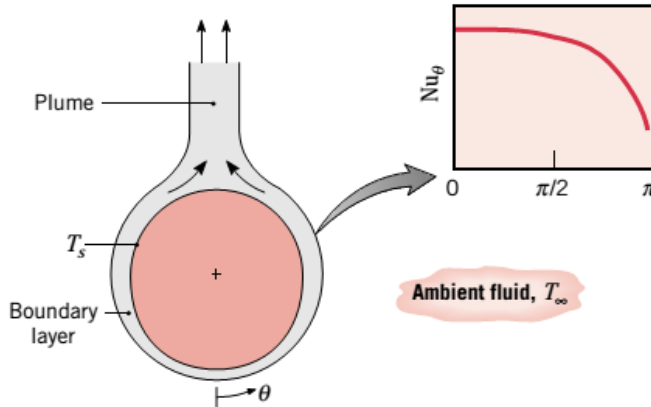
6. Luas *Frontal Flow* ( $A_{fr}$ ):

$$A_{fr} = L_c \times w_c \quad (2.13)$$

Keterangan:

- $L_c$  = panjang core  
 $w_c$  = lebar core

## 2.5. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas *Immersed Heat Exchanger Sisi Luar*



Gambar 2.13 Perkembangan *Boundary Layer* dan Distribusi Bilangan Nusselt pada Horizontal Silinder

Koefisien perpindahan panas pada *Immersed Heat Exchanger* sisi luar diperoleh menggunakan pendekatan konveksi alami aliran eksternal pada silinder horizontal panjang. Berdasarkan pendekatan yang diusulkan Morgan, bilangan Nusselt untuk isothermal silinder dapat diperoleh melalui persamaan:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C Ra_D^n \quad (2.14)$$

nilai  $C$  dan  $n$  pada persamaan tersebut dapat diketahui melalui Tabel 2.1 sebagai berikut:

Tabel 2.1 Konstanta untuk Persamaan 2.14 pada Konveksi Alami pada Silinder Horizontal

$Ra_D$	$C$	$n$
$10^{-10}$ – $10^{-2}$	0.675	0.058
$10^{-2}$ – $10^2$	1.02	0.148
$10^2$ – $10^4$	0.850	0.188
$10^4$ – $10^7$	0.480	0.250
$10^7$ – $10^{12}$	0.125	0.333

sedangkan  $Ra_D$  dihitung berdasarkan diameter silinder menggunakan perbedaan suhu logaritmik rata-rata melalui persamaan berikut:

$$Ra_D = \frac{g\beta D^3}{\nu\alpha} LMTD_{corr} \quad (2.15)$$

Pada persamaan 2.15 tersebut  $g$  merupakan percepatan gravitasi,  $\beta$  merupakan koefisien ekspansi,  $\nu$  merupakan viskositas kinematik,  $\alpha$  merupakan *thermal diffusivity*, dan  $LMTD_{corr}$  merupakan perbedaan suhu logaritmik rata-rata yang telah terkoreksi. *Properties* fluida pada persamaan tersebut dievaluasi pada suhu film,  $T_f = (T_s + T_\infty)/2$ , dengan  $T_s$  merupakan suhu permukaan silinder dan  $T_\infty$  merupakan suhu *ambient* (suhu *storage tank*)

Nilai LMTD untuk *Immersed Heat Exchanger* diusulkan oleh Farrington dan Bingham melalui persamaan berikut:

$$LMTD = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{\ln[(T_{C,out} - T_\infty)/(T_{C,in} - T_\infty)]} \quad (2.16)$$

sedangkan nilai LMTD terkoreksi diperoleh melalui persamaan:

$$LMTD_{corr} = LMTD - Q \times (R_i - R_w)/n \quad (2.17)$$

Pada persamaan 2.17 tersebut  $Q$  merupakan laju perpindahan panas fluida dingin,  $R_i$  merupakan resistansi termal didalam tube,  $R_w$  merupakan resistansi termal dinding pipa, dan  $n$  adalah jumlah tube. Pendekatan LMTD yang diusulkan oleh Farrington dan Bingham tidak memperhitungkan pengaruh rasio *pitch-to-diameter* dan susunan tube baik *in-line tube* maupun *staggered tube*.

Berbeda dengan Churchill dan Chu dkk yang merekomendasikan pendekatan tunggal untuk rentang bilangan Rayleigh yang lebar melalui persamaan:

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.18)$$

untuk nilai  $Ra_D \leq 10^{12}$

Pendekatan tersebut menetapkan bilangan Nusselt rata-rata pada memberikan angka Nusselt rata-rata pada seluruh lingkaran silinder isothermal. Sebagaimana yang ditunjukkan pada Gambar 2.13 untuk horizontal silinder, bilangan Nusselt lokal dipengaruhi oleh perkembangan boundary layer, yang mana dimulai pada  $\theta = 0$  dan disimpulkan bahwa pada  $\theta < \pi$  terjadi pembentukan *plume* yang bergerak ke sisi atas silinder. Apabila aliran masih laminar sepanjang permukaan silinder, bilangan Nusselt lokal fungsi  $\theta$  pada  $\theta = 0$  bernilai maksimum dan terjadi penurunan bilangan Nusselt lokal seiring bertambahnya  $\theta$ .

## 2.6. Analisis Unjuk Kerja Finned-Tube Immersed Heat Exchanger

Beberapa parameter yang menentukan unjuk kerja *Finned Tube Immersed Heat Exchanger* antara lain *Overall Heat transfer coefficient* dan *Effectiveness*. Farrington dan Bingham menggunakan pendekatan *Overall Heat transfer coefficient* melalui persamaan berikut:

$$UA = \left[ \frac{1}{\eta_o h_o A_t} + R_w + \frac{1}{h_i A_i} \right]^{-1} \quad (2.19)$$

Keterangan:  $\eta_o$  = overall surface efficiency,  $A_t$  = luas perpindahan panas efektif sisi luar tube.

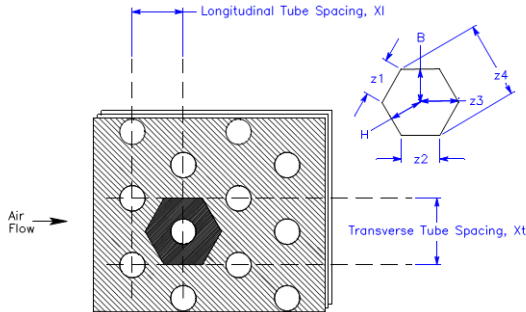
Unjuk kerja *Immersed Heat Exchanger* dinyatakan dalam terminologi *effectiveness* ( $\epsilon$ ). *Effectiveness* pada *Immersed Heat Exchanger* didefinisikan sebagai perbandingan antara perbedaan suhu fluida dingin sisi *outlet* dan *inlet heat exchanger* dengan perbedaan suhu antara fluida pemanas (suhu tangki pemanas) dan fluida dingin sisi *inlet heat exchanger*. Farrington dan Bingham menggunakan persamaan berikut untuk mendapatkan nilai *effectiveness Immersed Heat Exchanger* :

$$\epsilon = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{T_{\infty} - T_{C,in}} \quad (2.20)$$

dari persamaan tersebut dapat diketahui bahwa pada heat exchanger dengan *effectiveness* tinggi, suhu outlet fluida dingin

akan semakin mendekati dengan suhu fluida pemanas (suhu tangki pemanas).

## 2.7. Analisis Efisiensi pada *Continuous Fin*



Gambar 2.14 Susunan Tube *Staggered* dengan *Continuous Fin*

Pada perhitungan nilai *overall outside fin surface efficiency*,  $\eta_o$ , untuk *plate-fin-and-tube heat exchanger* dengan jumlah baris yang banyak pada susunan tube *staggered*, *continuous fin* dibagi secara simetris menjadi fin berbentuk heksagonal. Metode ini dapat digunakan baik untuk *plain* maupun *louvered fin*, walaupun penambahan pola *louvers* akan mengganggu perpindahan panas secara konduksi yang akan mengurangi efisiensi fin jika dibandingkan dengan *plain fin*. Karakteristik dari *circular fin* dapat digunakan untuk memodelkan bentuk fin heksagonal yang mendekati karakteristik aktual dari *continuous fin*.

*Overall outside surface efficiency fin* dinyatakan dalam persamaan berikut:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_{fin}) \quad (2.21)$$

Keterangan:  $A_f$  = luas permukaan fin;  $A_t$  = luas permukaan perpindahan panas sisi luar.

Persamaan efisiensi fin untuk jenis *circular fin*,  $\eta_{fin}$  dinyatakan sebagai berikut:



$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mr_t\phi)}{mr_t\phi} \quad (2.22)$$

Keterangan:  $\phi$  = efisiensi fin untuk *circular fin*,  $r_t$  = jari-jari tube,  $m$  = *standard extended surface parameter*.

*Standard surface extended parameter* untuk *circular fin* dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t}} \quad (2.23)$$

Keterangan:  $h_o$  = koefisien konveksi sisi luar;  $k_f$  = konduktifitas termal material fin; dan  $t$  = ketebalan fin. Hubungan ini mengasumsikan bahwa panjang fin lebih besar daripada ketebalan fin. Terminologi parameter efisiensi fin untuk *circular fin*,  $\phi$ , dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\phi = \left(\frac{R_e}{r_t} - 1\right) \left(1 + 0,35 \ln\left(\frac{R_e}{r_t}\right)\right) \quad (2.24)$$

Keterangan:  $R_e$  = jari-jari ekuivalen *circular fin*.

Jari-jari ekuivalen *circular fin*,  $R_e$ , didefinisikan sebagai:

$$\frac{R_e}{r_t} = \frac{P_{hex}}{2\pi r_t} \quad (2.25)$$

Keterangan:  $P_{hex}$  = keliling dari heksagonal fin.

Keliling dari heksagonal fin didefinisikan sebagai:

$$P_{hex} = 4z_1 + 2z_2 \quad (2.26)$$

Keterangan: panjang  $z_1$  dan  $z_2$  ditunjukkan pada Gambar 2.14, yang nilainya dapat diperoleh melalui iterasi pada empat persamaan dibawah.

$$z_2^2 + (2B)^2 = z_4^2 \quad (2.27)$$

$$\left(\frac{z_1}{2}\right)^2 + H^2 = \left(\frac{z_4}{2}\right)^2 \quad (2.28)$$

$$\left(\frac{z_1}{2}\right)^2 + H^2 = \left((z_3 + z_2)/2\right)^2 \quad (2.29)$$

$$z_1^2 = \left(\frac{z_3}{2}\right)^2 + B^2 \quad (2.30)$$

Nilai B dan H dapat ditentukan berdasarkan susunan tube, yang dapat diperoleh melalui persamaan:

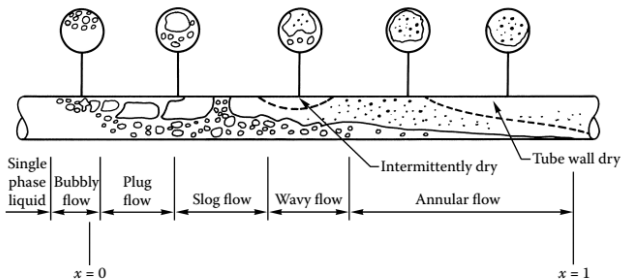
$$B = S_L \text{ jika } S_L < S_T/2, \text{ sebaliknya } B = S_T/2 \quad (2.31)$$

$$H = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + S_L^2} \quad (2.32)$$

Keterangan:  $S_T$  = jarak transversal antar tube;  $S_L$  = longitudinal antar tube.

## 2.8. Flow Boiling pada Aliran Dua Fase

*Heat exchanger* yang didalamnya terjadi perubahan fase fluida disebut dengan *heat exchanger* aliran dua fase. Beberapa contoh *heat exchanger* jenis ini antara lain: *boiler*, *reboiler*, dan *evaporator*. Konsep utama yang digunakan pada *heat exchanger* aliran dua fasa adalah konsep *flow boiling*. Hal yang menjadi parameter utama pada konsep *flow boiling* adalah awal mula terjadinya *nucleate boiling*.



Flow patterns in a horizontal tube evaporator

Gambar 2.15 Pola Aliran pada *Horizontal Tube* Evaporator

Fenomena *flow boiling* dapat dilihat pada aliran fluida didalam pipa horizontal yang dipanaskan dengan fase *subcooled* pada daerah masukan pipa, seperti pada Gambar 2.14. Daerah pendidihan fase *subcool* dimulai pada titik dimana gelembung uap mulai muncul disekitar dinding pipa. Gelembung uap akan terbentuk pada permukaan yang dipanasi, kemudian lepas dari permukaan tersebut dan terbawa arus aliran fluida cair yang dapat terkondensasi kembali apabila suhu sebagian besar cairan tersebut berada dibawah suhu pendidihannya. Proses perpindahan panas tersebut disebut dengan *subcooled nucleate boiling*. Lain halnya pada proses perpindahan panas yang disebut dengan *saturated nucleate boiling* atau *two-phase convective boiling*. *Two-phase convective boiling* terjadi apabila suhu *superheat* dari fluida yang mengalir ( $T_{\text{dinding}} - T_{\text{saturasi}}$ ) meningkat, kemudian daerah nukleasi, dimana gelembung uap terbentuk, akan bertambah sehingga terjadi peningkatan laju perpindahan panas secara cepat.

Apabila *nucleation boiling* telah terjadi di dalam aliran, *Two-phase convective boiling* akan terjadi setelah sebagian besar cairan mencapai suhu didihnya. Pembentukan uap menyebabkan bertambahnya kecepatan aliran sehingga koefisien perpindahan panas akan bertambah besar. Oleh karena itu, perhitungan koefisien perpindahan panas pada konveksi dua fase (*two-phase convection*), pada *nucleate boiling*, dan pada kombinasi keduanya akan dijelaskan pada Sub-bab 2.7.1 dan 2.7.2. Penting untuk dicatat bahwa pada permulaan *nucleate boiling*, gelembung hanya tumbuh dan runtuh pada daerah yang sangat dekat dengan dinding. Namun, terdapat peningkatan koefisien perpindahan panas baik melalui penguapan cairan dan kondensasi uap secara simultan, yaitu gelembung bertindak sebagai pipa panas, atau dapat terjadi melalui peningkatan agitasi/olakan gelembung dari pertumbuhan dan keruntuhannya. Kemudian, gelembung dapat meluncur/bergerak di sepanjang dinding tetapi tidak bertahan dalam aliran fluida.

### 2.8.1. Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Pertimbangan Convection Boiling Murni

Pendekatan yang umum digunakan untuk menggabungkan antara fenomena *boiling* pada kualitas rendah dan kualitas tinggi dengan cara menjumlahkan keduanya adalah pendekatan yang diusulkan oleh Chen, dimana pengaruh *convective* dan *nucleate boiling* diperhitungkan secara terpisah dan kemudian dijumlahkan. Metode Chen tersebut dapat dirumuskan dengan persamaan:

$$h_{TP} = h_{cb} + h_{nb} = h_{LO}F + h_p S \quad (2.33)$$

$h_{LO}$  merupakan koefisien perpindahan panas dimana hanya fase *liquid* yang mengalir didalam pipa (pendekatan *single-phase convective*), dan  $h_p$  merupakan koefisien *pool boiling* untuk suhu *superheat* dinding yang sama.  $F$  (*boiling enhancement factor*) merupakan faktor yang mempertimbangkan pengaruh penambahan kecepatan aliran akibat adanya uap-cair sedangkan  $S$  (*suppression factor*) merupakan faktor yang mempertimbangkan pengaruh penurunan terjadinya gelembung uap karena curamnya gradien suhu.

Melalui data hasil eksperimen dari berbagai sumber, Chen menentukan nilai eksperimental dari *convective boiling enhancement factor*,  $F$ , yang berdasarkan Martinelli parameter,  $X_{tt}$ , sebagai berikut:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1-x)^{0.9}} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (2.34)$$

Kemudian *enhancement factor*,  $F$ , dapat ditentukan melalui persamaan berikut untuk mencocokkan dengan kurva yang diusulkan oleh Chen:

$$\text{For } 1/X_{tt} \leq 0.1, \quad F = 1 \quad (2.35)$$

$$\text{For } 1/X_{tt} > 0.1, \quad F = 2.35(0.213 + 1/X_{tt})^{0.736}$$

Selama proses penguapan terjadi, sejumlah *liquid* di dalam tube akan berkurang sehingga  $h_{LO}$  juga akan berkurang. Apabila

terdapat asumsi bahwa  $h_{LO}$  sebanding dengan peningkatan kecepatan pangkat 0.8 maka, nilai  $F_o$  merupakan hubungan  $F$  dan kualitas,  $x$ , seperti berikut:

$$F_o = F(1 - x) \quad (2.36)$$

kemudian koefisien perpindahan panas *convection boiling* dapat ditentukan sebagai berikut:

$$h_{cb} = F_o h_{LO} \quad (2.37)$$

$F_o$  merupakan *enhancement factor* untuk memperhitungkan kualitas yang bervariasi. Untuk menyederhanakan perhitungan,  $h_{LO}$  dapat ditentukan konstan sepanjang tube dengan menggunakan pendekatan Dittus-Boelter sebagai berikut:

$$h_{LO} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} k_l / d \quad (2.38)$$

Pada uap kualitas rendah, *enhancement factor* karena terjadinya *nucleate boiling* harus dipertimbangkan. Pendekatan Chen untuk mempertimbangkan terjadinya *nucleate boiling* adalah sebagai berikut:

$$h_{nb} = 0.00122 \frac{k_l^{0.079} C_{PL}^{0.45} \rho_L^{0.49} S \theta_B^{0.24} \Delta p_v^{0.75}}{S^{0.5} m_L^{0.29} (i_{lg} \rho_g)^{0.24}} \quad (2.39)$$

$S$  merupakan *suppression factor* yang tergantung pada besarnya bilangan Reynolds, sebagai berikut:

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} (Re_{TP})^{1.17}} \quad (2.40)$$

dan

$$\theta_B = \Delta T_{sat} = T_w - T_s \quad (2.41)$$

$\theta_B$  merupakan suhu *superheat* dinding,  $T_s$  merupakan suhu saturasi fluida, dan  $T_w$  merupakan suhu dinding. Bilangan Reynolds dua fase ditentukan melalui persamaan:

$$Re_{TP} = (\dot{m}d / \mu_l)(1 - x)F^{1.25} \quad (2.42)$$

dan  $\Delta p_v$  dapat ditentukan melalui persamaan Clapeyron sebagai berikut:

$$\Delta p_v = \Delta T_s i_{lg} \rho_v / T_s \quad (2.43)$$

Pendekatan Shah untuk memperhitungkan koefisien perpindahan panas dari *flow boiling* didalam pipa adalah berdasarkan empat parameter non-dimensional, yaitu  $Fr_L$ ,  $Co$ ,  $Bo$ , dan  $F_o$  dimana merupakan *Froude number*, *convection number*, *boiling number*, dan *enchancement factor*, berturut-turut. Parameter non-dimensional ini menggambarkan karakteristik aliran dan digunakan untuk memperkirakan pengaruh konveksi dua fase pada perpindahan panas saat terjadi pendidihan.

*Froude number* didefinisikan sebagai:

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i} \quad (2.44)$$

dan menentukan apakah efek stratifikasi merupakan parameter penting atau tidak. *Froude number* lebih besar dari 0.04 ( $Fr_L > 0.04$ ) menandakan bahwa efek stratifikasi dapat diabaikan dan gaya inersia dominan dibandingkan dengan gaya gravitasi. Untuk *Froude number* rendah, penggunaan metode Shah direkomendasikan karena metode ini mempertimbangkan adanya pengaruh stratifikasi. Faktor koreksi,  $K_{FR}$ , digunakan saat  $Fr_L < 0.04$  dan dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$K_{FR} = (25Fr_L)^{-0.3} \quad (2.45)$$

Nilai  $Fr > 0.04$ ,  $K_{FR} = 1$  untuk horizontal atau pipa miring sedangkan  $K_{FR} = 1$  untuk pipa vertikal.

*Convection number*,  $Co$ , didefinisikan sebagai:

$$Co = [(1-x)/x]^{0.8} (\rho_v/\rho_l)^{0.5} K_{FR} \quad (2.46)$$

dengan faktor perkalian tambahan untuk pendekatan Shah untuk memperhitungkan efek stratifikasi untuk tabung horizontal bila diperlukan.

*Boiling number*,  $Bo$ , didefinisikan sebagai:

$$Bo = q''/\dot{m} i_{lg} \quad (2.47)$$

*Boiling number* menentukan pengaruh peningkatan nilai koefisien konveksi dua fase akibat terjadinya *nucleate boiling*. *Heat flux, q''*, adalah nilai perkiraan awal dan  $i_{fg}$  merupakan kalor laten proses penguapan. *Boiling number* kurang dari  $1.9 \times 10^{-5}$  menandakan bahwa tidak ada pengaruh peningkatan koefisien konveksi dua fase akibat proses nukleasi.

*Enhancement factor, F<sub>o</sub>*, tergantung pada karakteristik pendidihan. *Enhancement factor* merupakan rasio antara perpindahan panas untuk aliran dua fasa dengan aliran fase cair saja, sebagai berikut:

$$F_o = h_{TP}/h_{LO} \quad (2.48)$$

untuk *convection boiling* murni yang terjadi pada kualitas uap tinggi, dan *boiling number* rendah, maka *convection boiling factor* dirumuskan sebagai:

$$F_{cb} = 1.8Co^{-0.8} \quad Co < 1.0 \quad (2.49)$$

dan untuk kualitas uap rendah, dimana  $Co > 1.0$ , *convection boiling factor* dirumuskan sebagai:

$$F_{cb} = 1.0 + 0.8 \exp[1 - Co^{0.5}] \quad Co > 1.0 \quad (2.50)$$

$F = F_{cb}$ , dan menyubstitusikan kedalam persamaan 2.36, maka  $F_o$ , *enhancement factor* pada kualitas uap yang bervariasi dapat ditentukan.

Pada fenomena *nucleate boiling*,  $Bo > 1.9 \times 10^{-5}$  untuk kualitas uap rendah, maka *nucleate boiling factor* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$F_{nb} = 231 Bo^{0.5} \quad Co > 1.0 \quad (2.51)$$

yang mana efek *nucleate boiling* lebih dominan dan  $F = F_{nb}$  pada persamaan 2.36.

Pada kualitas uap tinggi, dan  $0.02 < Co < 1.0$ , maka efek kombinasi antara *nucleate* dan *convective boiling* dipertimbangkan dan *enhancement factor* ditentukan melalui persamaan:

$$F_{cnb} = F_{nb}(0.77 + 0.13 F_{cb}) \quad (2.52)$$

yang dikembangkan secara empiris oleh Smith dari data eksperimental Shah.

Apabila kombinasi *nucleate boiling* dan *convective boiling* berlaku, maka *enhancement factor*,  $F$ , ditentukan dengan memilih nilai  $F_{nb}$  terbesar untuk  $Co > 1.0$ . Sebagai alternatif, nilai terbesar dari  $F_{cnb}$  dan  $F_{cb}$  untuk  $0,02 < Co < 1.0$  akan digunakan untuk  $F$  dalam persamaan 2.36

Langkah perhitungan koefisien perpindahan panas dua fasa untuk pertimbangan terjadinya *convection boiling* murni adalah sebagai berikut:

1. Menghitung koefisien perpindahan panas untuk fase *liquid* saja,  $h_{LO}$ .
2. Menentukan *convection number*,  $Co$ , pada kualitas uap yang diinginkan.
3. Menentukan *convection boiling factor*,  $F$ , pada  $Co$  yang sesuai dengan hasil perhitungan menggunakan persamaan 2.49 atau 2.50.
4. Menentukan *enhancement factor*,  $F_o$ , menggunakan nilai  $F$  hasil perhitungan sesuai persamaan 2.36.
5. Menghitung koefisien perpindahan *convection boiling* untuk aliran sisi tube dengan persamaan 2.37.

Untuk memeriksa validitas asumsi bahwa tidak terjadi *nucleate boiling*, suhu dinding dimana terjadi permulaan *nucleate boiling* ( $T_{WONB}$ ) dapat ditentukan dengan pendekatan yang diusulkan oleh Davis dan Anderson sebagai berikut:

$$T_{WONB} = \left( \frac{8\sigma q'' T_s}{k_l \Delta h_v \rho_v} \right)^{1/2} + T_s \quad (2.53)$$

*Heat flux*,  $q''$ , didefinisikan sebagai:

$$q'' = U(T_H - T_s) \quad (2.54)$$

dimana  $T_H$  merupakan suhu fluida pemanas dan  $T_s$  merupakan suhu saturasi fluida.

Suhu dinding,  $T_w$ , dihitung dari *heat flux* dan koefisien perpindahan panas dua fasa menggunakan persamaan berikut:



$$T_w = \frac{q''}{h_{cb}} + T_s \quad (2.55)$$

$h_{cb}$  pada kasus *pure convection boiling* sama dengan koefisien perpindahan panas dua fase,  $h_{TP}$ .

Apabila  $T_{WONB} > T_w$  maka *nucleate boiling* tidak diperhatikan dan asumsi yang dibuat benar. Sebaliknya, apabila  $T_{WONB} < T_w$  maka *nucleate boiling* harus diperhatikan dan perhitungan diulangi untuk kombinasi antara *convection* dan *nucleation boiling* yang dijelaskan pada Sub-bab 2.7.2.

### **2.8.2. Metode Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Dua-Fase dengan Kombinasi Convection Boiling dan Nucleation Boiling**

Langkah perhitungan koefisien perpindahan panas dua fasa untuk kombinasi antara *convection* dan *nucleation boiling* adalah sebagai berikut:

1. Menghitung *heat flux*,  $q''$ , dengan mengasumsikan tidak ada *nucleate boiling* seperti dijelaskan pada Sub-bab 2.7.1.
2. Untuk menentukan terjadinya peningkatan yang signifikan karena *nucleate boiling*, maka *boiling number*,  $Bo$ , harus dihitung terlebih dahulu. Apabila  $Bo < 1.9 \times 10^{-5}$ , maka *nucleate boiling* dapat diabaikan dan langkah selanjutnya tidak dilanjutkan, apabila sebaliknya, maka *nucleate boiling* harus dipertimbangkan.
3. Menentukan *enhancement factor* untuk *nucleate boiling*,  $F_{nb}$  atau  $F_{cnb}$ , menggunakan persamaan 2.51 atau persamaan 2.52, berturut-turut.
4. Menentukan koefisien perpindahan panas *boiling* pada kualitas nol (hanya fase *vapor*) menggunakan persamaan berikut:

$$h_{vo} = F_{nb} h_{LO} \quad (2.56)$$

5. Menentukan *enhancement factor* pada kualitas uap yang berbeda,  $x$ , untuk  $Co > 1.0$  dengan menjadikan  $F$  pada persamaan 2.51 sama dengan lebih besar dari  $F_{nb}$  atau  $F_{cb}$

seperti diketahui pada persamaan 2.51 dan 2.50, berturut-turut.

Untuk  $F_{cb} > F_{nb}$ , nilai awal dari  $q\delta$  dimana mengabaikan *nucleate boiling* merupakan asumsi yang benar dan *enhancement* karena nukleasi dapat diabaikan. Tetapi apabila  $F_{nb}$  lebih besar maka nilai *heat flux* yang lebih akurat harus dihitung kembali.

Apabila  $0.02 < Co < 1.0$ , lalu *enhancement factor* lebih besar dari  $F_{cnb}$  atau  $F_{cb}$  dimana  $F_{cnb}$  dihitung menggunakan persamaan 2.52, dan  $F_{cb}$  dihitung menggunakan persamaan 2.49. Untuk  $F_{cnb} > F_{cb}$  maka nilai *heat flux* yang lebih akurat harus dihitung kembali untuk efek *nucleation enhancement* dengan *enhancement factor* baru,  $F=F_{cnb}$ . Sebaliknya, *enhancement* pada *nucleation boiling* dapat diabaikan.

## 2.9. Fluida Kerja Organik

Pemilihan dari fluida kerja sangat menentukan performansi sistem pembangkit. Untuk memperoleh hasil kerja yang optimal, fluida kerja harus memiliki karakteristik seperti berikut:

1. Memiliki titik didih (boiling temperatur) yang lebih rendah daripada titik didih air. Berbagai jenis refrigerants dan hydrocarbons biasa dipakai dalam sistem ORC.
2. Memiliki kurva uap jenuh isentropik pada T-s diagram. Hal ini untuk menghindari terjadinya “*wet*” fluids, yaitu terjadinya dua fasa pada fluida setelah melewati proses ekspansi pada turbin.
3. Memiliki titik beku yang rendah dan kestabilan temperatur yang tinggi. Titik beku fluida harus lebih rendah dari temperatur kerja pada komponen dalam sistem. Hal ini dikarenakan fluida organik cenderung mengalami dekomposisi kimia pada temperatur yang tinggi dan menyebabkan perubahan karakteristik dari fluida tersebut.
4. Memiliki kalor laten dan densitas yang tinggi. Kedua sifat ini meningkatkan kemampuan fluida untuk menyerap

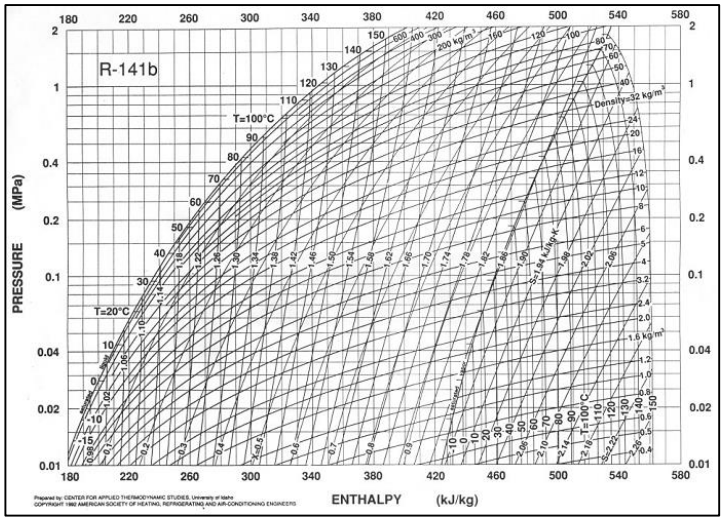
energi pada evaporator sehingga dapat mengurangi laju aliran massa yang dibutuhkan, serta konsumsi energi dari pompa.

5. Aman dan ramah lingkungan. Beberapa karakteristik keamanan yang harus dipenuhi, antara lain adalah tidak beracun, tidak mudah terbakar, tidak korosif, tidak merusak lapisan ozon (*Ozone Depletion Potential* rendah), tidak menyebabkan *global warming* (*Global Warming Potential* rendah), mudah didapat, dan memiliki tekanan yang sesuai dengan kemampuan sistem.

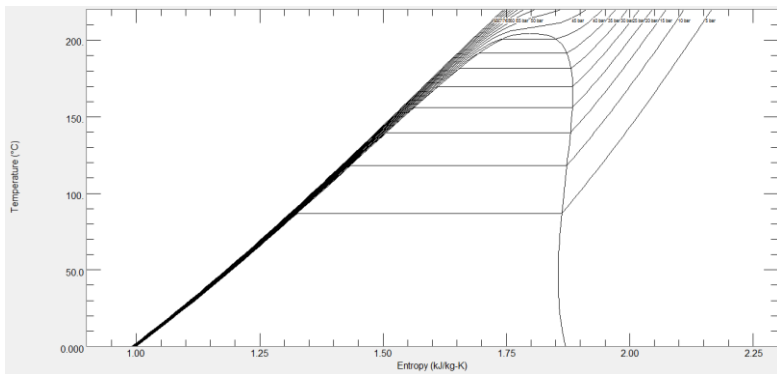
### **2.9.1.R-141b (HFA-141B Dichlorofluoroethane)**

Pada penelitian ini akan digunakan fluida jenis refrigerant R141b sebagai fluida kerja utama pada sistem pembangkit *Organic Rankine Cycle*. Adapun informasi yang berkaitan dengan fluida kerja R141b adalah sebagai berikut:

Nama produk	: R141b
Nama lain	: HCFC-141B
Rumus Kimia	: $\text{CH}_3\text{Cl}_2\text{F}$
Berat molekul	: 101.59 g/mol
Titik didih Normal	: 32°C (1 atm)
Tekanan Kritis	: 42.12 bar
Suhu Kritis	: 204.35 °C
Suhu Dekomposisi	: >250°C
Specific Gravity	: 1.24 @ 70 F° (21.1°C)
pH	: Netral
GWP	: 717 ( <i>moderate</i> )
ODP	: 0.12 ( <i>low</i> )
Flammability	: <i>Not Applicable</i>



Gambar 2.16 P-h diagram R-141b

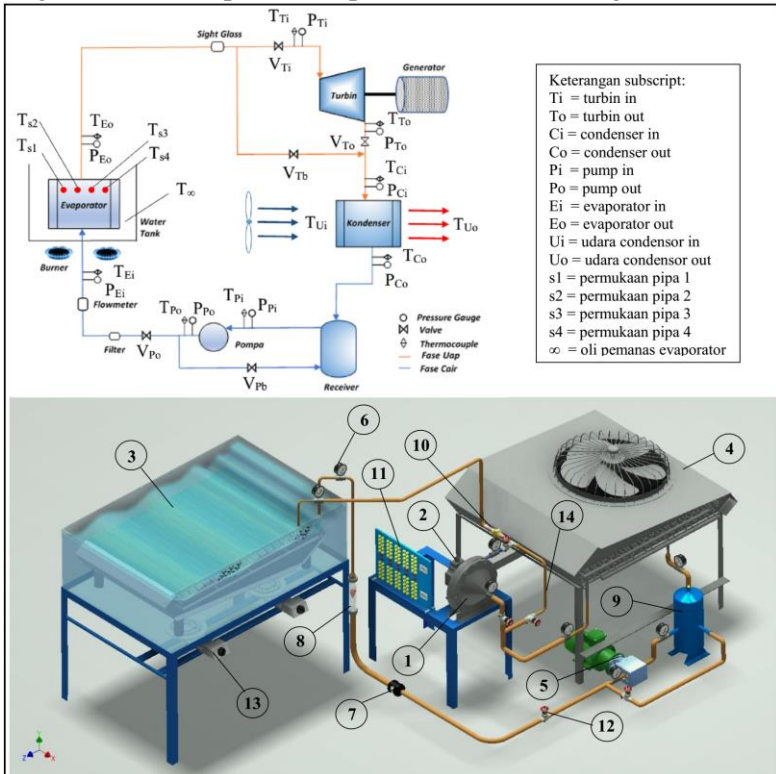


Gambar 2.17 T-s diagram R-141b

## BAB III METODOLOGI

### 3.1. Instalasi Percobaan

Instalasi percobaan prototype *Organic Rankine Cycle* pada Tugas Akhir ini dapat dilihat pada Gambar 3.1 sebagai berikut:



Gambar 3.1 Skema *Prototype* ORC

Keterangan:


- |               |                          |
|---------------|--------------------------|
| 1. Turbin     | 5. Pompa                 |
| 2. Generator  | 6. <i>Pressure Gauge</i> |
| 3. Evaporator | 7. <i>Filter Dryer</i>   |
| 4. Kondenser  | 8. <i>Flowmeter</i>      |



- |                         |                               |
|-------------------------|-------------------------------|
| 9. <i>Receiver Tank</i> | 13. <i>Burner</i>             |
| 10. <i>Sight Glass</i>  | 14. <i>Pressure Regulator</i> |
| 11. Panel Pembebanan    | <i>Valve</i>                  |
| 12. <i>Valve</i>        |                               |

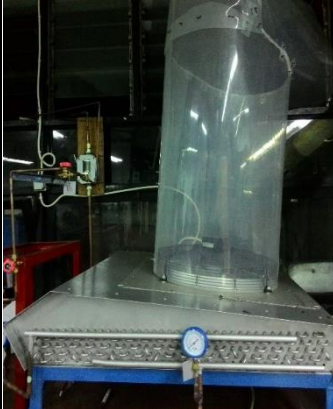

### 3.2. Spesifikasi Peralatan Percobaan

Spesifikasi peralatan utama Prototype ORC dan alat ukur pada Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:




Tabel 3.1 Komponen dan Spesifikasi Peralatan Utama Prototype ORC




No	Komponen	Deskripsi dan Spesifikasi
1.	Turbin 	Turbin yang digunakan pada prototype ORC penelitian ini merupakan turbin hasil perancangan dari penelitian Prabowo dkk. (2016) dengan spesifikasi sebagai berikut: Tipe : 1 Stage Radial Impuls Turbin Daya Ouput Max : 1 kW Fluida Kerja : R141b $\dot{m}_{R141b}$ : 0.04719 kg/s Desain RPM : 3000 rpm Desain $P_{inlet}$ : 5 bara Desain $T_{inlet}$ : 95 °C Jumlah Sudu : 56 buah Tinggi sudu : 7,798 mm Lengkung luar, R: 10,6mm Lengkung dalam, r : 4,58mm Lebar Sudu : 20 mm Diameter Nozel : 2,258 mm
2.	Generator	Generator yang digunakan pada prototype ORC penelitian ini merupakan



		<p>modifikasi dari AC Motor Servo yang difungsikan terbalik sehingga bisa menghasilkan listrik DC. Spesifikasi generator ini adalah sebagai berikut:  Tipe : AC Motor Servo Generator  Merek : Panasonic  Model : MDMA102A1G  Jenis Magnet : Magnet Permanen  Daya Output Max: 1 kW  Insulation Class: F  Voltase Output : 200 V DC @ 3000 RPM</p>
3.	<p>Evaporator</p> 	<p><i>Manufacturer:</i> PT. Guntner Indonesia  <i>Type:</i> <i>Finned Tube Compact HE</i>  Material Tube: Copper  Jumlah Tube: 4  <i>Tube Passes</i> : 38  Panjang Tube: 570 mm  O.D. Tube: 7 mm  I.D. Tube: 6,5 mm  Tube Pitch: 25 x 21.65 mm  Material Fin : Aluminium  Jumlah Fin : 237  Lebar Fin : 950 mm  Tinggi Fin : 86,6 mm  Tebal Fin : 0,15 mm  Jarak antar Fin : 2,4 mm</p>

		Dimensi Bak : 1200 mm x 800 mm x 400 mm
4.	<p>Kondensor</p> 	<p><i>Manufacturer</i> : PT. Guntner Indonesia  Type: <i>Finned Tube Compact HE</i>  Material Tube : Copper  Jumlah Tube : 7  Tube Passes : 26  Panjang Tube : 870 mm  O.D. Tube : 7 mm  I.D. Tube : 6,5 mm  Tube Pitch: 25 x 21.65 mm  Material Fin : Aluminium  Jumlah Fin : 362  Lebar Fin : 950 mm  Tinggi Fin : 108,25 mm  Tebal Fin : 0,15 mm  Jarak antar Fin : 2,4 mm  RPM Blower : 1410 rpm  Daya Blower : 0,49 kW (0,5 HP)  Frekuensi : 50 Hz  <i>Phase</i> : AC 3 Phase</p>
5.	<p>Pompa</p> 	<p>Tipe : Gear Pump  Merek : Deli  Hydraulics  Model : CB1A F10AA  <i>Displacement</i> : 10,95 mL/r  <i>Rated Pressure</i>: 20 MPa  RPM Motor : 1400 rpm  Daya Motor : 0.75 kW (1 HP)  Efisiensi Motor: 71%</p>



6.	<p>Pressure Regulator Valve</p> 	<p>Tipe : KVP  Merek : Danfoss  Regulating range: 0 - 5.5 bar  Factory setting: 2 bar  Max. working pressure: 18 bar  Access port: ¼ in. Schrader valve for pressure testing  Max. test pressure: 19.8 bar</p>
7.	<p>Pressure Gauge</p> 	<p>Tekanan fluida kerja pada siklus ini diukur menggunakan <i>Pressure Gauge</i> dengan spesifikasi sebagai berikut:  Model :Aluminum Single Gauge Manifold  Item : CT-466GF/L  Range: 0 – 15 kg/cm<sup>2</sup>  Connection : 3/8 PT</p>
8.	<p>Filter Dryer</p> 	<p>Filter dryer pada penelitian ini digunakan untuk menyaring kotoran/<i>fouling</i> yang terbawa oleh refrigeran. Spesifikasi dari Filter Dryer yang digunakan adalah sebagai berikut:  <i>Manufacturer</i> : Emerson Climated Technologies  Model: EK-164  Connection : ½ SAE  <i>Max Working Pressure</i>: 680 psig</p>

		Filtration : 20 microns
9.	<p><i>Flowmeter</i></p> 	<p>Merek: OMEGA          Model: FLMW-3405BR MA          Material: Brass  <i>Max Rate: 5 GPM</i>  <i>Min Rate: 10% Max Rate</i>  <i>Max Operating Pressure: 240 bar</i>  <i>Max Operating Temperature: 116 °C</i></p>
10.	<p><i>Sight Glass</i></p> 	<p>Merek: Ashida          Model: HVAC-800-14  <i>Connection: Threaded Flare</i>  <i>Outer Diameter: 3/4 inch</i>  <i>Pipe Diameter : 3/8 inch</i></p>
11.	<p><i>Thermocouple</i></p> 	<p>Tipe : K type  <i>Range : 0 s/d 400 °C</i>          Akurasi: 2% of full scale</p>
12.	<p><i>Heat transfer Oil</i></p>	<p>Fluida yang digunakan sebagai pemanas evaporator merupakan <i>heat transfer oil</i> dengan spesifikasi sebagai berikut:          Merek : Pertamina          Tipe: <i>HTO Thermo 32</i>  <i>Density : 872 kg/m<sup>3</sup> at 15 °C</i>          Suhu Bulk Max : 320 °C</p>

		<p>Flash Point : 232 °C Kinematic Viscosity: 32.3 cSt at 40 °C</p>
13.	<p><i>Data Acquisition</i></p> 	<p>Merek: Yokogawa Model Main Modul: MX100 Input Output Modul: MX110-UNV-M10 Interval Pengukuran Minimal: 100 ms Jumlah input maksimum: 10 Tipe Voltase Input: DC voltage, TC, 3-wire RTD, and DI (LEVEL, non-voltage contact)</p>

### 3.3. Variabel Percobaan

Suhu sumber panas *geothermal* berubah sesuai kondisi alam. Kondisi variasi suhu sumber panas ini akan berpengaruh terhadap suhu refrigeran keluaran evaporator. Oleh karena itu, variable percobaan yang digunakan adalah suhu fluida pemanas evaporator (*heat transfer oil*). Suhu fluida pemanas evaporator diatur pada set point yang diinginkan dengan cara mengatur bukaan *burner*. Pada tiap variasi suhu fluida juga akan dilakukan pada nilai debit refrigeran yang berbeda. Adapun variasi percobaan yang dilakukan tersebut ditabulasikan sebagai berikut:

Tabel 3.2 Variasi Percobaan

No.	Suhu Oli Pemanas Evaporator (°C)	Debit Refrigeran (GPM)
1.	105	0,5
		0,75
		1
2.	100	0,5
		0,75
		1
3.	95	0,5
		0,75
		1
4.	90	0,5
		0,75
		1

### 3.4. Prosedur Percobaan

#### 3.4.1. *Pengujian Kebocoran*

Prosedur pengujian kebocoran sistem ORC adalah sebagai berikut:

1. Semua instalasi sistem ORC dipastikan sudah terpasang dengan baik.
2. Instalasi tabung oksigen dipasang pada sisi *receiver tank* sistem ORC.
3. Katup pada tabung oksigen dibuka perlahan untuk memasukkan oksigen kedalam instalasi sistem ORC.
4. Tekanan gas oksigen pada sistem ditunggu hingga mencapai tekanan kerja sistem (5 bar abs).
5. Katup pada tabung oksigen ditutup secara perlahan untuk menghentikan aliran gas oksigen yang masuk kedalam sistem.

6. Kebocoran pada masing - masing titik utamanya pada sambungan flange/las diperiksa menggunakan gas detector atau air sabun.
7. Jika tidak terdapat kebocoran, gas oksigen yang terdapat didalam sistem ORC dibuang sedangkan jika terjadi kebocoran dilakukan kembali perbaikan dan ulangi pengujian kebocoran pada langkah 2-6.
8. Instalasi tabung oksigen dilepas dari sistem ORC.

### **3.4.2. Pengisian Refrigeran**

Prosedur pengisian refrigeran untuk sistem ORC adalah sebagai berikut:

1. Pastikan semua instalasi sistem ORC sudah terpasang dengan baik.
2. Instalasi *manifold* gauge dipasang pada sistem ORC dengan cara:
  - a. Kedua katup pada *manifold* gauge ditutup.
  - b. Selang warna biru tekanan rendah pada sisi kiri *manifold* dipasang pada sisi *receiver tank* sistem ORC.
  - c. Selang warna kuning dipasang pada sisi tengah *manifold*.
3. Pengosongan udara dari sistem ORC dengan cara:
  - a. Selang warna kuning dipasang pada pompa *vacuum* sisi *suction*.
  - b. Instalasi supply listrik untuk pompa *vacuum* dipastikan terpasang dengan baik.
  - c. Katup tekanan rendah pada sisi kiri *manifold* dibuka dan pompa *vacuum* dinyalakan sampai terbaca tekanan -30 inHg
  - d. Katup tekanan rendah pada sisi kiri *manifold* ditutup dan pompa *vacuum* dimatikan.
  - e. Selang warna kuning dilepas dari pompa *vacuum*.
4. Pengisian refrigeran kedalam sistem ORC dengan cara:
  - a. Selang warna kuning dipasang pada pompa *vacuum* sisi *discharge*.

- b. Tabung refrigeran dan pompa *vacuum* sisi suction dihubungkan menggunakan selang.
  - c. Instalasi suplai listrik untuk pompa *vacuum* dipastikan terpasang dengan baik.
  - d. Sebelum melakukan proses pengisian, harus dipastikan bahwa pada selang penghubung tabung refrigeran, pompa *vacuum*, dan sistem ORC tidak terdapat oksigen dengan cara:
    - Baut pengunci selang warna kuning pada *manifold* dikendorkan.
    - Katup pada tabung refrigeran dibuka perlahan dan pompa *vacuum* dinyalakan.
    - Tunggu hingga terdapat refrigeran yang keluar dari baut pengunci selang warna kuning pada *manifold* kemudian pompa *vacuum* dimatikan.
    - Baut pengunci selang warna kuning pada *manifold* dikencangkan.
  - e. Katup tekanan rendah pada sisi kiri *manifold* dibuka kemudian pompa *vacuum* dinyalakan.
  - f. Pompa pada sistem ORC dinyalakan untuk mensirkulasikan refrigeran kedalam sistem.
  - g. Pastikan seluruh sistem ORC telah terisi dengan refrigeran dengan memonitor level pada *receiver tank*
  - h. Katup tekanan rendah pada sisi kiri *manifold* ditutup kemudian pompa *vacuum* dimatikan.
  - i. Katup pada tabung refrigeran ditutup secara perlahan.
  - j. Pompa pada sistem ORC dimatikan.
5. Instalasi *manifold gauge* dilepaskan dari sistem ORC dengan cara:
- a. Selang warna biru yang menghubungkan tekanan rendah pada sisi kiri *manifold* dengan sisi *receiver tank* sistem ORC dilepas.
  - b. Selang warna kuning pada sisi tengah *manifold* dilepas.

### 3.4.3. Prosedur *Start-Up* Sistem ORC

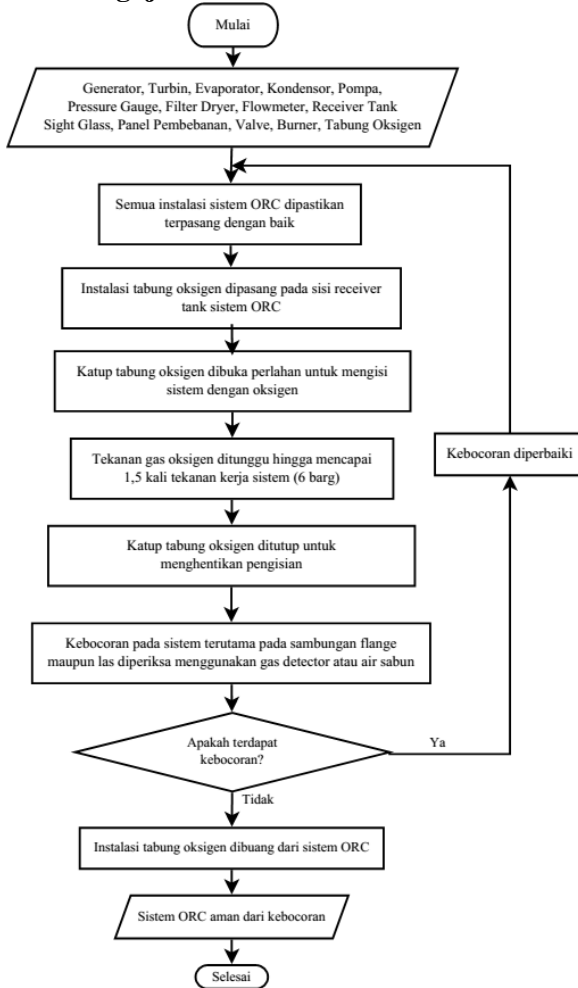
Prosedur *start-up* untuk sistem ORC adalah sebagai berikut:

1. Tahap persiapan
  - a. Peralatan percobaan disiapkan dan dipastikan dalam kondisi baik (sudah terkalibrasi) yaitu *thermocouple*, *pressure gauge*, dan *flowmeter*.
  - b. *Pressure gauge* dan *thermocouple* dipastikan telah terpasang dengan baik pada titik-titik yang telah ditentukan.
  - c. Semua *valve* ( $V_{Po}$ ,  $V_{Pb}$ , dan  $V_{Tb}$ ) dipastikan dalam keadaan terbuka kecuali *valve* pada turbin ( $V_{Ti}$  dan  $V_{To}$ ).
  - d. *Burner* dihidupkan untuk memanaskan air pemanas evaporator.
  - e. *Blower* kondensor dihidupkan.
  - f. Refrigeran *pump* dihidupkan.
  - g. Fase refrigeran ditunggu hingga keadaan uap jenuh dengan mengamati *sight glass*.
  - h. *Valve*  $V_{To}$  dan  $V_{Ti}$  dibuka penuh, dan  $V_{Tb}$  ditutup penuh secara berurutan.
2. Tahap pengukuran dan pengambilan data
  - a. *Flowrate* refrigeran diatur dengan cara mengatur *valve* aliran refrigeran ( $V_{Po}$  dan  $V_{Pb}$ ).
  - b. Menunggu hingga kondisi *steady* (suhu dan tekanan outlet evaporator konstan).
  - c. Dilakukan pengambilan data berupa pencatatan debit pada *flowmeter*,  $T_{Po}$ ,  $T_{Pi}$ ,  $T_{Ei}$ ,  $T_{Eo}$ ,  $T_{Ti}$ ,  $T_{To}$ ,  $T_{Ci}$ ,  $T_{Co}$ ,  $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$ ,  $T_{s3}$ ,  $T_{s4}$ , dan  $P_{Po}$ ,  $P_{Pi}$ ,  $P_{Ei}$ ,  $P_{Eo}$ ,  $P_{Ti}$ ,  $P_{To}$ ,  $P_{Ci}$ ,  $P_{Co}$  serta suhu air pemanas evaporator ( $T_{\infty}$ ), suhu udara pendingin kondensor ( $T_{Ui}$  dan  $T_{Uo}$ ), kecepatan udara pendingin kondensor voltase serta arus pada AVmeter.
  - d. Pengambilan data diulangi pada beberapa variasi debit.
3. Tahap Akhir

- a. *Gear pump, blower kondensor dan burner* dimatikan, serta tutup semua *valve*.

### 3.5. Flowchart

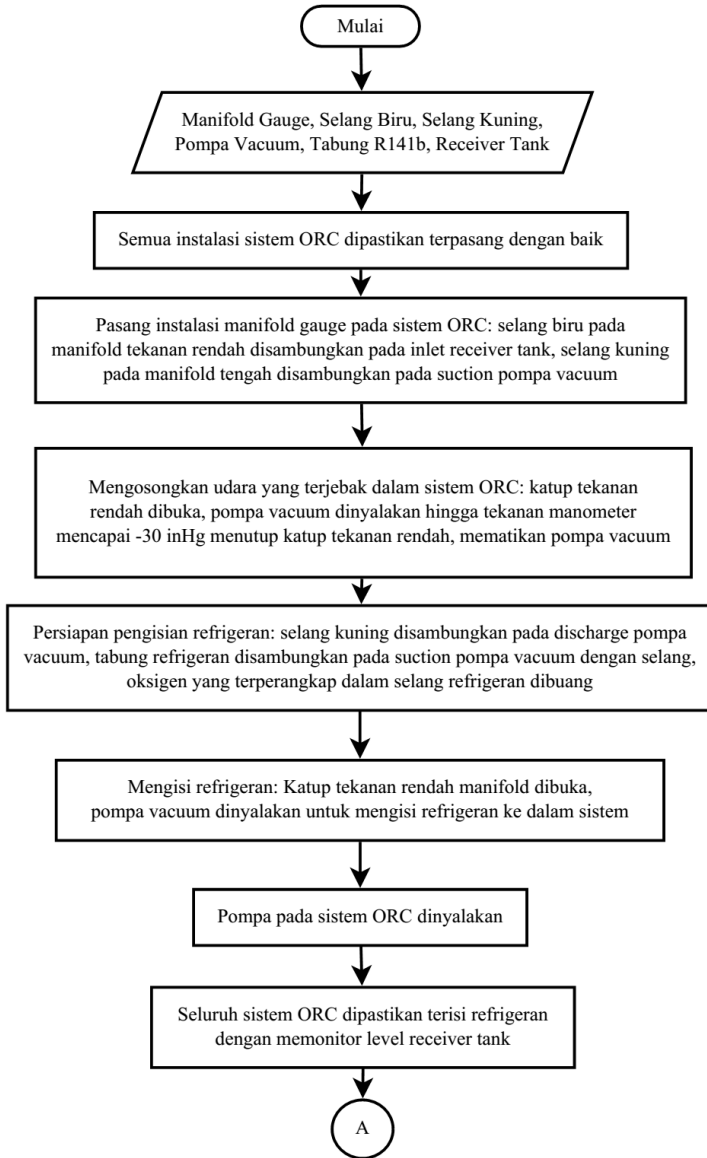
#### 3.5.1. Flowchart Pengujian Kebocoran

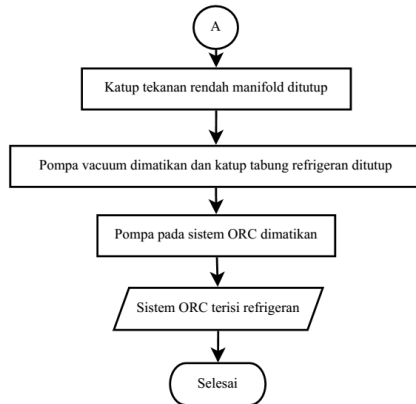


Gambar 3.2 Diagram Alir Pengujian Kebocoran



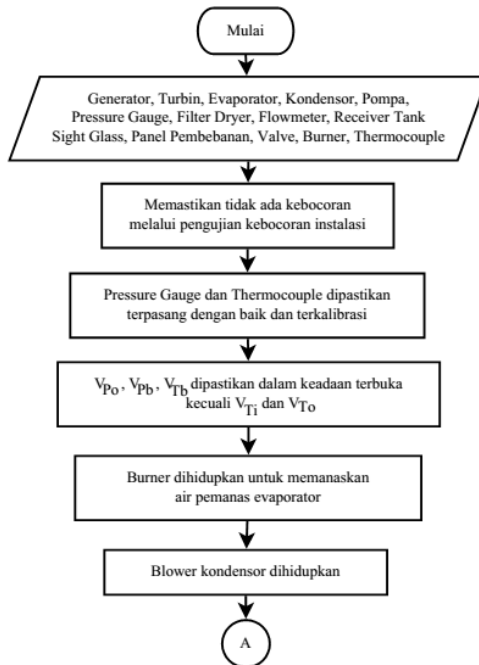
### 3.5.2. Flowchart Pengisian Refrigeran

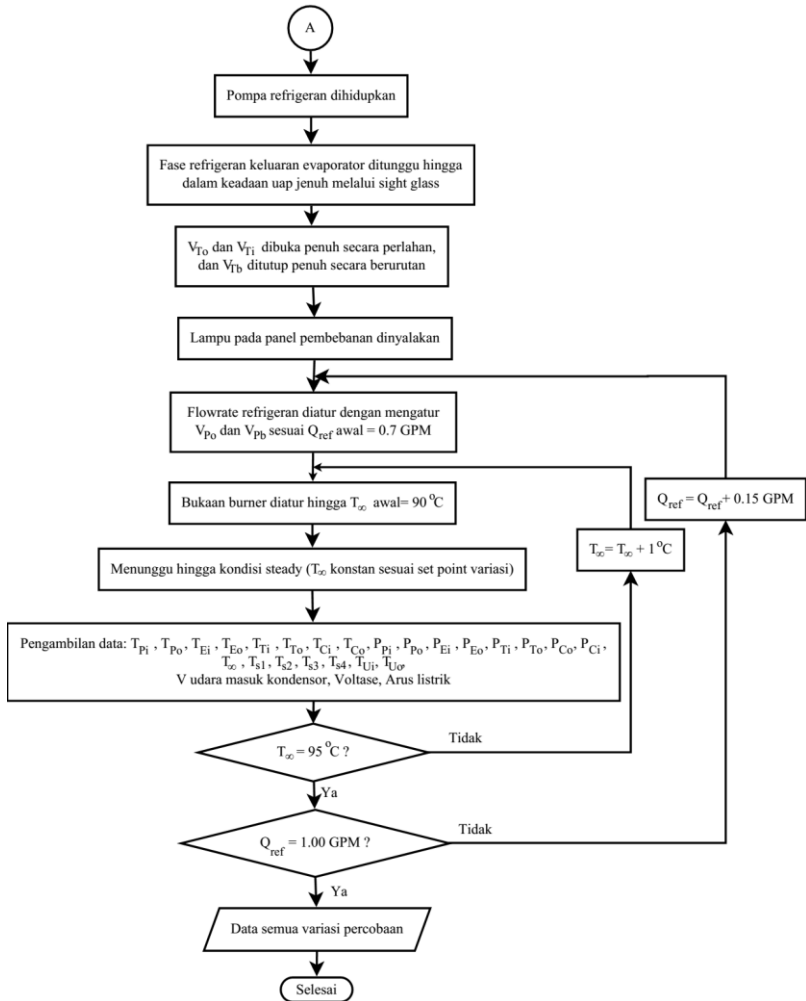




Gambar 3.3 Diagram Alir Pengisian Refrigeran

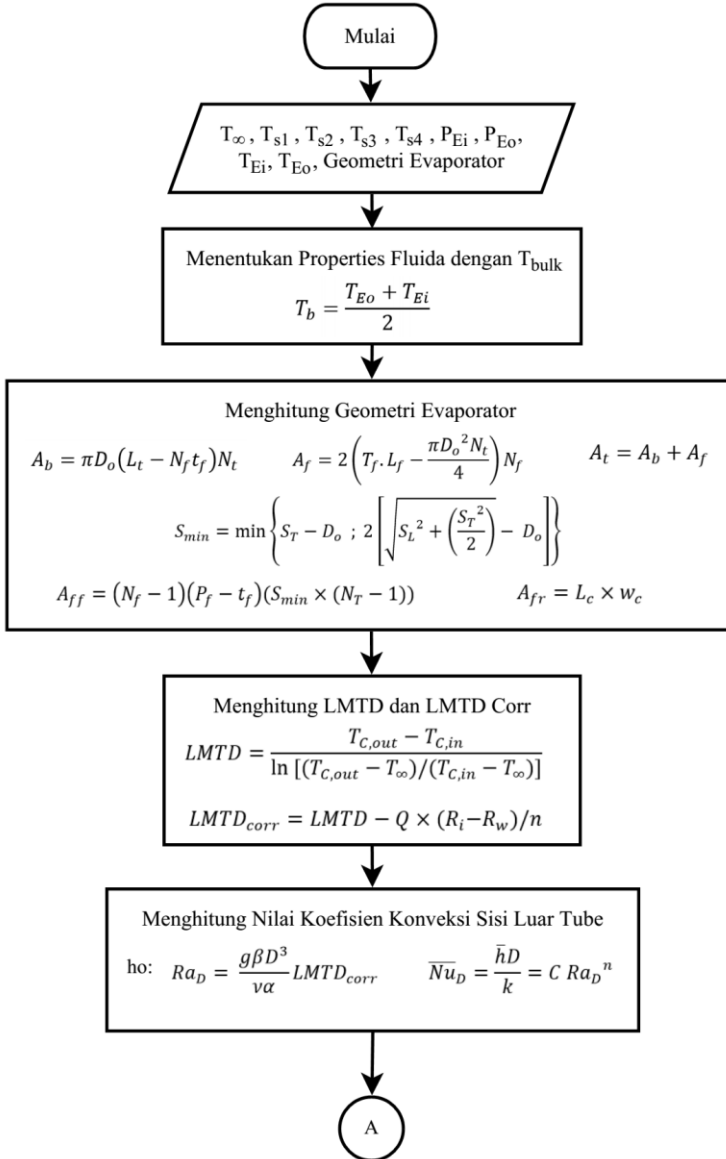
### 3.5.3. Flowchart Percobaan

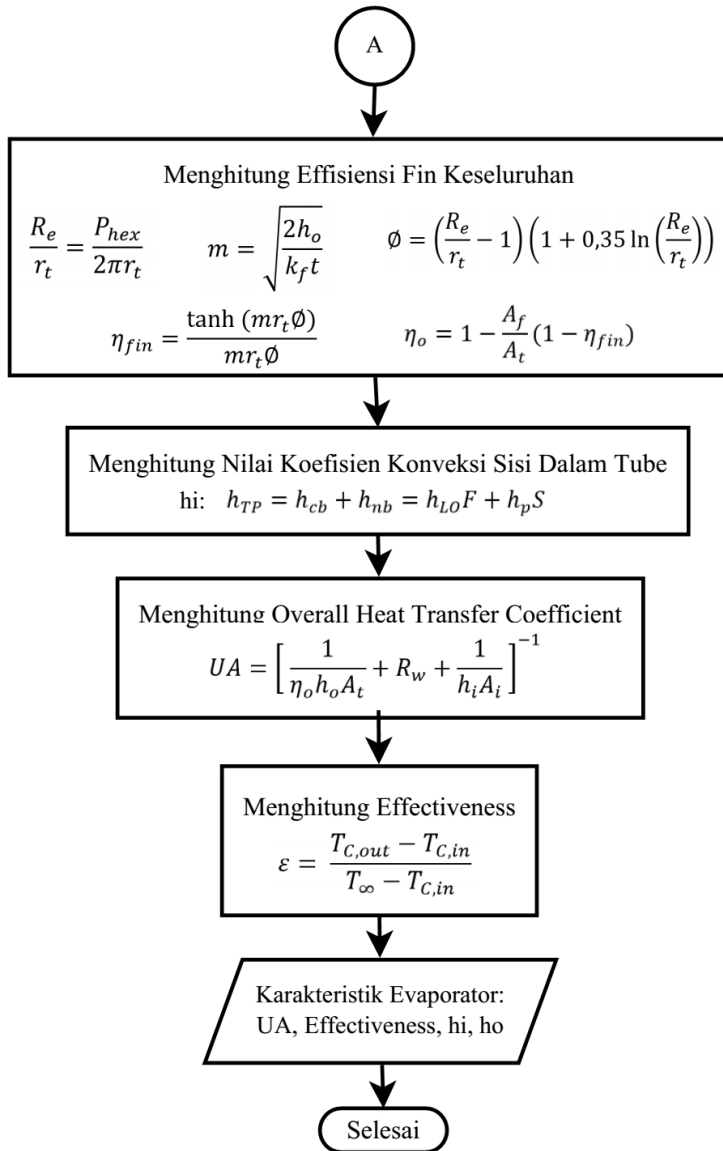




Gambar 3.4 Diagram Alir Percobaan

### 3.5.4. Flowchart Perhitungan Karakteristik Evaporator





Gambar 3.5 Diagram Alir Perhitungan Karakteristik Evaporator

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Contoh Perhitungan

Contoh perhitungan dilakukan dengan data hasil percobaan pada kombinasi variasi percobaan dengan suhu oli pemanas evaporator sebesar 100 °C dengan debit refrigeran sebesar 0,5 GPM sebagai berikut:

$T_{oli}$ Pemanas	Flowrate	$P_{ev}$	$T_{e,i}$	$T_{e,o}$
°C	GPM	bar abs	°C	°C
100	0.5	5	36.60	87

$T_{s1}$	$T_{s2}$	$T_{s3}$	$T_{s4}$
°C	°C	°C	°C
96.91	97.14	99.89	96.47

#### 1. Menghitung geometri evaporator

Diketahui:

Diameter Dalam Tube ( $D_i$ )	=	0,0065	m
Diameter Luar Tube ( $D_o$ )	=	0,007	m
Panjang Tube ( $L_t$ )	=	0,57	m
Jumlah Fin ( $N_f$ )	=	237	
Tebal Fin ( $t_f$ )	=	0,00015	m
Jumlah Tube ( $N_t$ )	=	152	
Jumlah Tube Baris Pertama	=	38	
Panjang Fin ( $T_f$ )	=	0,95	m

$$\text{Lebar Fin } (L_f) = 0,0866 \text{ m}$$

$$\text{Jarak antar Fin } (P_t) = 0,0024 \text{ m}$$

Luas permukaan dalam tube

$$A_i = \pi D_i L_t N_t = \pi \times 0,0065 \text{ m} \times 0,57 \text{ m} \times 152 \\ = 1,769 \text{ m}^2$$

Luas permukaan tube efektif

$$A_b = \pi D_o \left( L_t - (N_f \times t_f) \right) N_t \\ = \pi \times 0,007 \text{ m} \left( 0,57 \text{ m} - (237 \times 0,00015 \text{ m}) \right) 152 \\ = 1,786 \text{ m}^2$$

Luas permukaan fin efektif

$$A_f = 2 \left( T_f \cdot L_f - \frac{\pi D_o^2 N_t}{4} \right) N_f \\ = 2 \left( 0,95 \text{ m} \times 0,0866 \text{ m} - \frac{\pi \cdot (0,007 \text{ m})^2 \cdot 152}{4} \right) 237 \\ = 36,223 \text{ m}^2$$

Luas total perpindahan panas

$$A_t = A_b + A_f = 1,786 \text{ m}^2 + 36,223 \text{ m}^2 \\ = 38,01 \text{ m}^2$$

2. Menghitung temperatur permukaan tube evaporator rata-rata

$$T_s \text{ avg} = \frac{T_{s1} + T_{s2} + T_{s3} + T_{s4}}{4} \\ = \frac{96,912 + 97,135 + 99,911 + 95,817}{4} \text{ } ^\circ\text{C} \\ = 97,603 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. Menghitung temperatur film oli pemanas

$$T \text{ film} = \frac{T_{\text{surface tube rata-rata}} + T_\infty}{2} \\ = \frac{97,603 + 100}{2} = 98,802 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dengan temperature film oli pemanas tersebut maka didapatkan properties oli pemanas sebagai berikut:

$\rho$	$c_p$	$\mu$	$\nu$
$\text{kg/m}^3$	$\text{kJ/kg.K}$	$\text{Pa.s}$	$\text{m}^2/\text{s}$



834.525	2.213	0.00483	5.78E-06
<b>k</b>	<b><math>\beta</math></b>	<b><math>\alpha</math></b>	<b>Pr</b>
<b>W/m.K</b>	<b>1/oC</b>	<b>m<sup>2</sup>/s</b>	<b>-</b>
0,1291	0.085	6.99E-05	82,37

4. Menghitung koefisien konveksi sisi luar tube  
 a. Metode Immersed Heat Exchanger

Diketahui:

Teo=87 °C ; Tei=36,6 °C ; T<sub>∞</sub> = 100 °C

Jawab:

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{\ln[(T_{\infty} - T_{C,out}) / (T_{\infty} - T_{C,in})]} \\
 &= \frac{87 - 36,6}{\ln[(100 - 87) / (100 - 36,6)]} \\
 &= 31,69 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ra_D &= \frac{g\beta D_o^3}{\nu\alpha} LMTD \\
 &= \frac{9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 0.085 \frac{1}{\text{oC}} (0,007 \text{ m})^3}{5,78E - 06 \frac{m^2}{s} \cdot 6,99E - 05 \frac{m^2}{s}} 15,952 \text{ °C} \\
 &= 22369,381
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu}_D &= 0,513 Ra_D^{0,25} \\
 &= 0,513 \cdot 22369,381^{0,25} = 6,274
 \end{aligned}$$

sehingga nilai koefisien konveksi rata-rata adalah:

$$\begin{aligned}
 \bar{h} &= \frac{\overline{Nu}_D \cdot k}{D_o} = \frac{6,274 \cdot 0,1291 \frac{W}{mK}}{0,007 \text{ m}} \\
 &= 115,725 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

- b. Metode Long Horizontal Tube

$$\begin{aligned}
 Ra_D &= \frac{g\beta D_o^3}{\nu\alpha} (T_{s\text{ avg}} - T_\infty) \\
 &= \frac{9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 0.085 \frac{1}{^\circ C} (0,007\text{ m})^3}{6.34E-06 \frac{m^2}{s} \cdot 7.04E-05 \frac{m^2}{s}} (97,603 - 100)^\circ C \\
 &= 1691,807
 \end{aligned}$$

karena nilai  $Ra_D$  antara  $10^2 - 10^4$  maka nilai  $C=0.85$  dan  $n=0.188$ , maka

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu}_D &= C Ra_D^n \\
 &= 0,85 \cdot 1691,807^{0.188} \\
 &= 3,438
 \end{aligned}$$

sehingga nilai koefisien konveksi rata-rata adalah:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k}{D_o} = \frac{3,438 \cdot 0,1291 \frac{W}{mK}}{0,007\text{ m}} = 63,423 \frac{W}{m^2K}$$

#### 5. Menghitung Overall Fin Efficiency

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 115,725\text{ W/m}^2K}{214 \frac{W}{mK} \cdot 0,00015\text{ m}}} = 85,03252$$

$$\frac{R_e}{r_t} = \frac{P_{hex}}{2\pi r_t} = \frac{6 \times 14,4338\text{ mm}}{2\pi \cdot 0,0035\text{ m}} = 3,938075$$

$$\begin{aligned}
 \phi &= \left(\frac{R_e}{r_t} - 1\right) \left(1 + 0,35 \ln\left(\frac{R_e}{r_t}\right)\right) \\
 &= (3,938 - 1)(1 + 0,35 \ln(3,938)) \\
 &= 4,347594
 \end{aligned}$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(85,032 \cdot 0,0035 \cdot 4,347594)}{85,032 \cdot 0,0035 \cdot 4,347594} = 0,6647$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_{fin}) = 1 - \frac{36,223 \text{ m}^2}{38,01 \text{ m}^2} (1 - 0,6647) = 0,6805$$

6. Menghitung koefisien konveksi dua-fase sisi dalam tube  
Koefisien konveksi dua-fase sisi dalam tube dihitung dengan menggunakan data koefisien konveksi sisi luar tube metode *Immersed Heat Exchanger* dengan asumsi awal hanya didominasi *convective boiling* saja, dimana  $h_o = 115,725 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Diketahui:

Psat	Tsat	$\rho_l$	$\rho_v$	$cp_l$	$cp_v$	$\mu$
bar	°C	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg.K	kJ/kg.K	Pa.s
5	86.92	1103.7	22.041	1.2651	0.958	0.000215
$\mu_v$	$h_{fg}$	$k_l$	$k_v$	$\sigma$	Pr <sub>l</sub>	Pr <sub>v</sub>
Pa.s	kJ/kg	W/m.K	W/m.K	N/m	-	-
1.12E-5	193.16	0.0744	0.0149	0.01077	3.6591	0.71791

$$\dot{m}_{ref} = \rho Q = 1165,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,4564 \text{ GPM} \cdot 6,309 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{\text{s}}{\text{GPM}}$$

$$= 0,0336 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$G = \frac{4\dot{m}_{ref}}{4\pi D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,0336 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{4\pi (0,0065\text{m})^2} = 252,94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$$

$$Re_{LO} = \frac{GD_i}{\mu_l} = \frac{252,94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \cdot 0,0065\text{m}}{0,000215 \text{ Pa.s}} = 7641,5$$

Menghitung Nusselt number pada  $x=0$  menggunakan korelasi Gnielinski:

$$f = (1,58 \ln Re_{LO} - 3,28)^{-2}$$

$$= (1,58 \ln 7641,5 - 3,28)^{-2}$$

$$= 0,0085$$

$$\begin{aligned}
 Nu_{LO} &= \frac{(f/2)(Re_{LO} - 1000)Pr_l}{1 + 12,7(f/2)^{0,5}(Pr_l^{2/3} - 1)} \\
 &= \frac{(0,0085/2)(7641,5 - 1000) 3,6591}{1 + 12,7(0,0085/2)^{0,5} \left( 3,6591^{2/3} - 1 \right)} \\
 &= 48,302
 \end{aligned}$$

$$h_{LO} = \frac{Nu_{LO} \cdot k_l}{Di} = \frac{48,302 \times 0,074391 \text{ W/mK}}{0,0065 \text{ m}} = 552,8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Menggunakan metode Shah, dilakukan perhitungan Froude number untuk mengetahui efek stratifikasi diperhatikan atau tidak

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_i} = \frac{(252,94 \text{ kg/m}^2\text{s})^2}{\left( 1103,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)^2 \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,0065 \text{ m}} = 1$$

$Fr_L > 0,04$ , maka efek stratifikasi dapat diabaikan sehingga baik metode Shah maupun Chen dapat digunakan.

Metode Chen, pada  $x=0,01$ , menggunakan Martinelli Parameter sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{X_{tt}} &= \frac{x}{(1-x)^{0,9}} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1} \\
 &= \frac{0,01}{(1-0,01)^{0,9}} \left( \frac{1103,7}{22,041} \right)^{0,5} \left( \frac{1,12 \cdot 10^{-5}}{0,000215} \right)^{0,1} \\
 &= 0,0098
 \end{aligned}$$

karena  $1/X_{tt} \leq 0,1$ , maka  $F = 1$ , kemudian dilanjutkan dengan perhitungan enhancement factor

$$F_o = F(1-x)^{0,8} = F(1-0,01)^{0,8} = 0,992$$

kemudian koefisien perpindahan panas convection boiling dapat ditentukan

$$h_{cb} = F_o h_{LO} = 0,992 \times 552,8 \text{ W/m}^2\text{K} = 548,37 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Overall heat transfer coefficient dihitung dengan mengabaikan wall resistance dan fouling

$$U = \left[ \frac{1}{h_{cb}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1}$$

$$= \left[ \frac{1}{548,37 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{1}{115,72 \text{ W/m}^2\text{K}} \right]^{-1}$$

$$= 95,559 \text{ W/m}^2\text{K}$$

untuk menghitung *heat flux*

$$q'' = U(T_H - T_s) = 95,559 \text{ W/m}^2\text{K} (100 \text{ }^\circ\text{C} - 86,92^\circ\text{C})$$

$$= 1240,6 \text{ W/m}^2$$

Menghitung temperatur wall melalui *heat flux* dan *heat transfer coefficient*

$$T_w = \frac{q''}{h_{cb}} + T_s = \frac{1240,6 \text{ W/m}^2}{548,37 \text{ W/m}^2\text{K}} + 86,92 \text{ }^\circ\text{C} = 89,182 \text{ }^\circ\text{C}$$

Menghitung  $T_{WONB}$  untuk memeriksa ada atau tidaknya *nucleate boiling*

$$T_{WONB} = \left( \frac{8\sigma q'' T_s}{k_l \Delta h_v \rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} + T_s$$

$$= \left( \frac{8,0,0108 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 1240,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 359,92 \text{ K}}{0,0744 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 193160 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \rho_v} \right)^{0,5} + 86,92^\circ\text{C}$$

$$= 87,268 \text{ }^\circ\text{C}$$

Karena  $T_w > T_{WONB}$  maka terdapat fenomena *nucleate boiling* dan harus diperhitungkan. Perhitungan *nucleate boiling* dilakukan dengan metode Chen sebagai berikut:

Pada  $x=0,01$  dihitung Boiling Number,  $Bo$ , sebagai berikut

$$Bo = q''/G \cdot \Delta h_v = 1240,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} / \left( 252,94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \cdot 193160 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$$

$$= 2,539 \times 10^{-5}$$

Nilai Boiling Number tersebut merupakan hasil perkiraan, dan karena  $Bo > 1,9 \times 10^{-5}$  maka nucleation enhancement harus dipertimbangkan.

Untuk menghitung *nucleate boiling* dapat dilakukan sebagai berikut:

$$\theta_B = \Delta T_{sat} = T_w - T_s = 89,182 \text{ }^\circ\text{C} - 86,92 \text{ }^\circ\text{C} = 2,262 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} Re_{TP} &= \left( \frac{Gd}{\mu_l} \right) (1-x) F^{1.25} \\ &= \left( \frac{252,94 \frac{kg}{m^2 s} \cdot 0,0065 m}{0,000215 \text{ Pa} \cdot s} \right) (1 - 0,01) 1^{1.25} \\ &= 7565,0471 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_v &= \frac{\Delta T_s i_{lg} \rho_v}{T_s} \\ &= \left( 2,262 \text{ }^\circ\text{C} \cdot 193160 \frac{J}{kg} \cdot 22,041 \frac{kg}{m^3} \right) / 359,92 K \\ &= 26760,5887 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S &= \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} (Re_{TP})^{1.17}} \\ &= \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} (7565,0471)^{1.17}} = 0,9197 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{nb} &= 0.00122 \frac{k_l^{0.079} c_{PL}^{0.45} \rho_L^{0.49} S \theta_B^{0.24} \Delta p_v^{0.75}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} (i_{lg} \rho_g)^{0.24}} \\ &= 0.00122 \frac{0,0744^{0.079} 1265,1^{0.45} 1103,7^{0.49} 0,9197 \cdot 2,262^{0.24} 26760,59^{0.75}}{0,010766^{0.5} 0,000215^{0.29} (193160 \cdot 22,041)^{0.24}} \\ &= 1326,8 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

Jadi, koefisien konveksi dua-fasa sisi dalam tube adalah

$$\begin{aligned} h_{TP} &= h_{cb} + h_{nb} = 548,37 \frac{W}{m^2K} + 1326,8 \frac{W}{m^2K} \\ &= 1875,2 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

7. Menghitung Koefisien Konveksi Fasa Tunggal-Daerah *Subcool Heating* Sisi dalam Tube

Diketahui:

<b>Ti</b>	<b>To</b>	<b>Tb</b>	<b><math>\mu_l</math></b>	<b><math>k_l</math></b>	<b><math>Pr_l</math></b>
<b>°C</b>	<b>°C</b>	<b>°C</b>	<b>Pa.s</b>	<b>W/m.K</b>	<b>-</b>
36.6	86.9	61.7	2.77E-04	0,08082	4.15

$$Re = \frac{GD_i}{\mu_l} = \frac{252,94 \frac{kg}{m^2s} \cdot 0,0065 m}{0,0002768 Pa.s} = 5940,44$$

$$\begin{aligned} f &= (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 \ln 5940,44 - 3,28)^{-2} \\ &= 0,009158 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr_l}{1 + 12,7(f/2)^{0,5}(Pr_l^{2/3} - 1)} \\ &= \frac{(0,009158/2)(5940,44 - 1000) 4,15}{1 + 12,7(0,009185/2)^{0,5} \left( 4,15^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \\ &= 39,78 \end{aligned}$$

$$h_{sc} = \frac{Nu \cdot k_l}{D_i} = \frac{39,78 \times 0,08082 W/mK}{0,0065 m} = 494,58 W/m^2K$$

8. Menghitung Koefisien Konveksi Fasa Tunggal-Daerah *Superheating* Sisi dalam Tube

Diketahui:

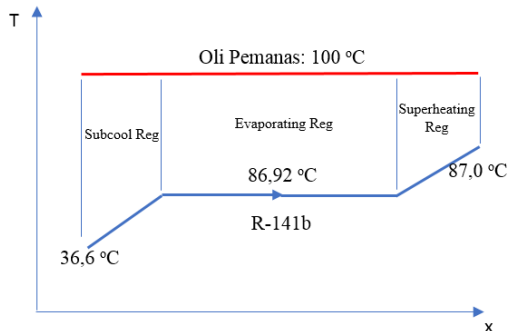
Ti	To	Tb	$\mu_l$	$k_l$	Pr <sub>l</sub>
°C	°C	°C	Pa.s	W/m.K	-
86.9	87.0	86.9	0.0000111840	0.014927	0.72

$$Re = \frac{GD_i}{\mu_l} = \frac{252,94 \frac{kg}{m^2s} \cdot 0,0065 m}{0.0000111840 Pa.s} = 147007,95$$

$$Nu = 0,022 Re^{0.8} Pr^{0.5} = 0,022 \cdot 147007,95^{0.8} \cdot 0,72^{0.5} = 253,66$$

$$h_{sh} = \frac{Nu \cdot k_l}{D_i} = \frac{253,66 \times 0.01493 W/mK}{0,0065 m} = 582,53 W/m^2K$$

9. Menghitung Area Perpindahan Panas Sisi Dalam Tube Setiap Region



Menggunakan software *NIST REFPROP* didapatkan entalpi pada setiap kondisi sebagai berikut:

P = 5 bar			
Ti	Tsat		To
°C	°C		°C
36.6	86.9		87.0
h in	hf	hg	h out
kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
242.14	303.2	496.36	496.43



a. Luas Perpindahan Panas Subcool Region

$$Q_{sc} = U_{sc} \cdot A_{sc} \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$\dot{m}(h_f - h_{in}) = \left( \frac{1}{h_{outter}} + \frac{1}{h_{inner}} \right)^{-1} \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$0,0336 \frac{kg}{s} (303.2 - 242.14) \frac{kJ}{kg}$$

$$= \left( \frac{1}{115,725 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{494,58 \frac{W}{m^2K}} \right)^{-1} \cdot A_{sc} \cdot \frac{(100 - 36,6) - (100 - 86,8)}{\ln \frac{(100 - 36,6)}{(100 - 86,8)}}$$

$$A_{sc} = 0,1683 m^2$$

b. Luas Perpindahan Panas Superheating Region

$$Q_{sh} = U_{sh} \cdot A_{sh} \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$\dot{m}(h_{out} - h_g) = \left( \frac{1}{h_{outter}} + \frac{1}{h_{inner}} \right)^{-1} \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$0,0336 \frac{kg}{s} (496.43 - 496.36) \frac{kJ}{kg}$$

$$= \left( \frac{1}{115,725 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{582,53 \frac{W}{m^2K}} \right)^{-1} \cdot A_{sh} \cdot \frac{(100 - 36,6) - (100 - 86,8)}{\ln \frac{(100 - 36,6)}{(100 - 86,8)}}$$

$$A_{sh} = 0,00054 m^2$$

c. Luas Perpindahan Panas Evaporating Region

Diket:

$$A_{inner tube} = 1,769 m^2$$

Jadi:

$$A_{inner tube} = A_{sc} + A_{evaporating} + A_{sh}$$

$$A_{evaporating} = A_{inner tube} - A_{sc} - A_{sh}$$

$$A_{evaporating} = (1,769 - 0,1683 - 0,00054) m^2$$

$$= 1,6004 m^2$$

10. Menghitung Koefisien Konveksi Rata-rata Sisi dalam Tube berdasarkan Proporsi Luasan Perpindahan Panas Setiap Region

Diketahui:

$$h_{TP\ average} = 1717,4 \frac{W}{m^2K}; A_{evaporating} = 1,6004\ m^2$$

$$h_{sc} = 494,58 \frac{W}{m^2K}; A_{subcool} = 0,1683\ m^2$$

$$h_{sh} = 582,53 \frac{W}{m^2K}; A_{superheating} = 0,00054\ m^2$$

$$\begin{aligned} h_{i\ average} &= \frac{(h_{TP\ average} \cdot A_{evaporating} + h_{sc} A_{sc} + h_{sh} A_{sh})}{A_{inner\ tube}} \\ &= \frac{\left(1717,4 \frac{W}{m^2K} \cdot 1,6004\ m^2 + 494,58 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,1683\ m^2 + 582,53 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,00054\ m^2\right)}{1,797\ m^2} \\ &= 1582,79 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

11. Menghitung *Overall Heat transfer coefficient*

$$\begin{aligned} U &= \left[ \frac{A_i}{\eta_o h_o A_t} + A_i R_w + \frac{1}{h_i} \right]^{-1} \\ &= \left[ \frac{1,769\ m^2}{0,681 \cdot 115,72 \frac{W}{m^2K} \cdot 38,01\ m^2} + 1,77\ m^2 \cdot 3,59 \times \frac{10^{-7}\ m^2K}{W} + \frac{1}{931,5 \frac{W}{m^2K}} \right]^{-1} \\ &= 600,52 \frac{W}{m^2K} \end{aligned}$$

12. Menghitung *UA*

$$\begin{aligned} UA &= \left[ \frac{1}{\eta_o h_o A_t} + R_w + \frac{1}{h_i A_i} \right]^{-1} \\ &= \left[ \frac{1}{0,681 \cdot 115,72 \frac{W}{m^2K} \cdot 38,01\ m^2} + 3,59 \times \frac{10^{-7}\ m^2K}{W} + \frac{1}{1,769\ m^2 \cdot 931,5 \frac{W}{m^2K}} \right]^{-1} \\ &= 1062,459 \frac{W}{K} \end{aligned}$$

13. Menghitung *Effectiveness*

$$\varepsilon = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{T_{\infty} - T_{C,in}} = \frac{87 - 36.6}{99,903 - 36,6} = 0,796$$

14. *Menghitung NTU*

Untuk menghitung NTU evaporator maka diasumsikan  $Cr=0$  sehingga dapat digunakan rumus untuk menghitung NTU sebagai berikut:

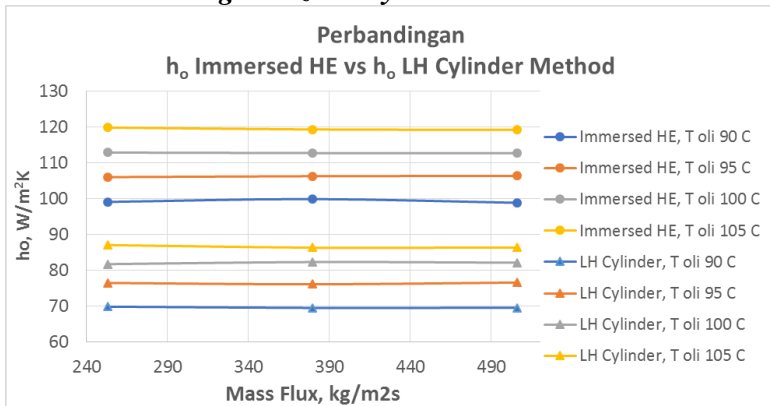
$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$$

$$NTU = -\ln(1 - 0,796)$$

$$= 1,59$$

**4.2. Pembahasan**

**4.2.1. Grafik Perbandingan Koefisien Konveksi Sisi Luar Tube dengan Metode *LMTD Immersed Heat Exchanger* vs Metode *Long Horizontal Cylinder***



Gambar 4.1. Grafik Perbandingan Koefisien Konveksi Sisi Luar Tube dengan Metode *LMTD Immersed Heat Exchanger* vs Metode *Long Horizontal Cylinder*

Perbandingan nilai koefisien konveksi sisi luar tube yang dianalisis dengan metode *LMTD Immersed Heat Exchanger* dan nilai koefisien konveksi sisi luar tube yang dianalisis dengan

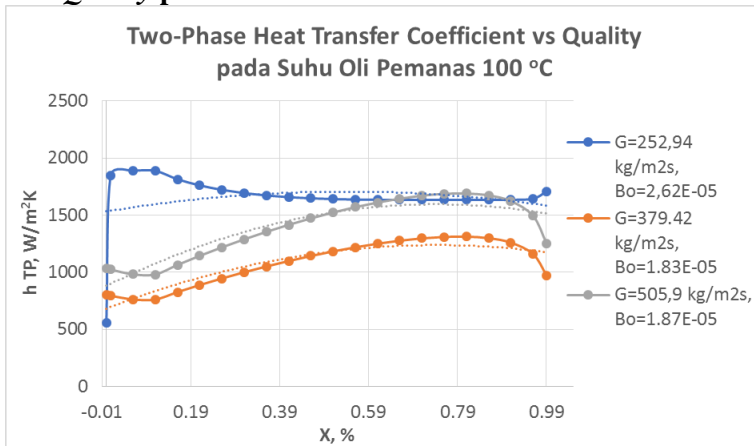
metode *Long Horizontal Cylinder* dapat diketahui pada Gambar 4.1. Pada suhu oli pemanas yang konstan, nilai koefisien konveksi cenderung konstan dengan bertambahnya *mass flux* refrigeran di dalam tube. Hal ini dikarenakan  $\Delta T_{LMTD}$  bernilai konstan dengan semakin besarnya *mass flux* refrigeran di dalam tube, sedangkan jika menggunakan analisis *Long Horizontal Cylinder*, nilai perbedaan temperatur antara temperatur permukaan tube rata-rata dengan temperatur oli juga konstan dengan bertambahnya *mass flux* refrigeran di dalam tube. Kondisi ini terjadi karena dengan semakin besar *mass flux* refrigeran maka dibutuhkan kalor yang lebih besar untuk mempertahankan suhu oli pemanas konstan sesuai *set point* percobaan. Kalor yang semakin besar dengan semakin besarnya *mass flux* refrigeran ini dapat diketahui melalui bukaan katup gas burner yang semakin besar sehingga *mass flow* gas yang keluar dari kompor semakin besar dengan nilai kalor gas yang tetap.

Pada *mass flux* refrigeran dalam tube yang konstan, semakin tinggi temperatur oli pemanas maka semakin besar koefisien konveksi sisi luar tube. Hal ini dikarenakan bertambahnya nilai  $\Delta T_{LMTD}$  untuk analisis dengan metode *Immersed Heat Exchanger* dan bertambahnya nilai perbedaan temperatur antara permukaan tube dengan temperatur oli untuk analisis dengan metode *Long Horizontal Cylinder*. Hal ini sesuai dengan teori perpindahan panas konveksi natural dimana nilai Rayleigh Number akan berbanding lurus dengan selisih temperatur oli pemanas dengan suhu permukaan tube ( $T_{surface}-T_{\infty}$ ). Nilai Rayleigh Number juga berbanding lurus dengan nilai Nusselt Number, dengan semakin besarnya nilai Nusselt Number maka akan semakin besar juga nilai koefisien konveksi sisi luar tube.

Nilai koefisien konveksi sisi luar tube yang dianalisis dengan metode *Immersed Heat Exchanger* jika dibandingkan dengan metode *Long Horizontal Cylinder* terdapat perbedaan. Nilai koefisien konveksi sisi luar tube dengan metode *Immersed Heat Exchanger* rata-rata lebih besar  $30 \text{ W/m}^2\text{K}$  daripada nilai koefisien konveksi dengan metode *Long Horizontal Cylinder*.



#### 4.2.2. Grafik *Inside Tube Two-Phase Heat transfer coefficient vs Quality* pada Suhu Oli Pemanas 100 °C

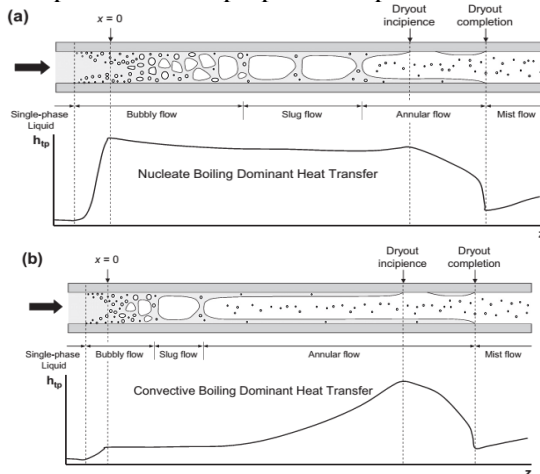


Gambar 4.2. Grafik *Inside Tube Two-Phase Heat transfer coefficient vs Quality* pada Suhu Oli Pemanas 100 °C

Pada percobaan dengan suhu oli pemanas sebesar 100 °C terjadi proses evaporasi hingga terbentuknya uap superheat, dimana fenomena perpindahan panas dua fase didalam tube dapat didefinisikan dengan grafik koefisien perpindahan panas dua fase pada kualitas uap yang berbeda seperti pada gambar 4.2. Pada grafik dapat diketahui terdapat perbedaan bentuk antara kurva perpindahan panas dua fase dengan *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s dengan kurva perpindahan panas dua fase dengan *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s dan 505,9 kg/m<sup>2</sup>s. Kurva koefisien perpindahan panas dua fase dengan *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s naik secara signifikan pada kualitas uap rendah dan turun pada secara perlahan karena terjadinya dominasi *nucleate boiling heat transfer*. Fenomena *nucleate boiling heat transfer* dapat meningkatkan nilai koefisien konveksi yang didefinisikan dengan nilai *Boiling Number*, dimana ketika *Boiling Number* lebih dari  $1,9 \times 10^{-5}$  terjadi peningkatan nilai koefisien konveksi karena adanya fenomena *nucleate boiling*. Berbeda dengan dengan kurva perpindahan panas dua fase dengan

*mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s dan *mass flux* 505,9 kg/m<sup>2</sup>s. Nilai *Boiling Number* pada kedua kurva tersebut kurang dari  $1,9 \times 10^{-5}$  yang artinya peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi karena *nucleate boiling* tidak dominan sehingga proses perpindahan panas dua fase cenderung secara *convective boiling heat transfer*.

Pada grafik juga dapat terlihat bahwa kurva koefisien perpindahan panas dua fase dengan *mass flux* 505,9 kg/m<sup>2</sup>s memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan koefisien perpindahan panas dua fase dengan *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s pada jenis perpindahan secara *convective boiling* yang sama. Hal ini dikarenakan perpindahan panas *convective boiling* dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida didalam pipa. Semakin besar *mass flux* refrigeran maka semakin besar kecepatan aliran didalam pipa sehingga bilangan reynold dua fase akan semakin besar. Semakin besar nilai bilangan Reynolds Number dua fase maka akan memperbesar pula koefisien perpindahan panas *convective boiling*.



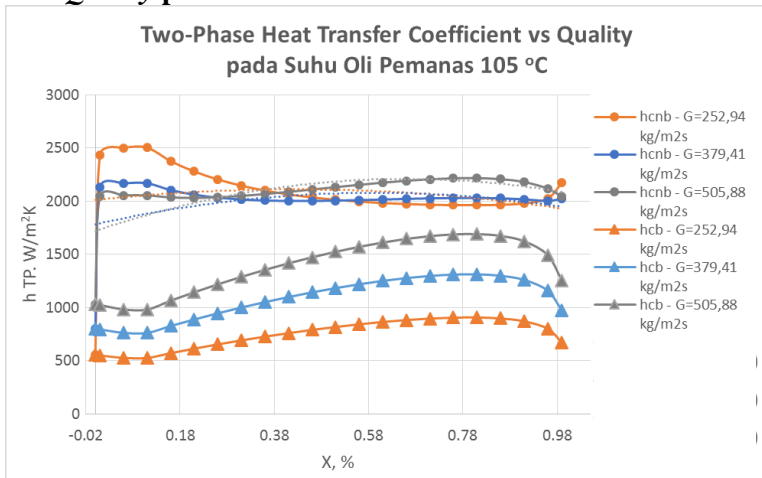
Gambar 4.3. Skema rezim aliran dan distribusi koefisien perpindahan panas pada pipa horizontal untuk perpindahan panas yang didominasi oleh (a) *nucleate boiling* dan (b) *convective boiling*

Pada gambar 4.3a diketahui bahwa pada perpindahan panas dua fase yang didominasi oleh *nucleate boiling*, *bubbly flow* dan *slug flow* mengisi bagian yang lebih panjang sepanjang tube, dan perpindahan panas menurun karena terjadinya penurunan *nucleate boiling*. *Trendline* dari koefisien perpindahan panas *nucleate boiling* ini memiliki bentuk yang mendekati dengan *trendline* pada kurva perpindahan panas dua fase dengan *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s saat terjadinya *nucleate boiling*.

Berbeda dengan perpindahan panas yang didominasi oleh *convective boiling* seperti pada gambar 4.3b, dimana liquid film berbentuk anulus menjangkau sebagian besar dari panjang tube. Pada proses ini evaporasi bertahap dan penipisan lapisan cairan berbentuk annulus menyebabkan koefisien perpindahan panas meningkat sepanjang tube, dengan *heat flux* dinding yang cukup tinggi atau tube yang cukup panjang, lapisan film berbentuk anulus menjadi semakin tipis untuk kedua rezim perpindahan panas. Ketidaksimetrian aliran film dalam tube dan proses evaporasi yang tidak merata menyebabkan terbentuknya proses *dry out* yang tidak saling bersambung sepanjang tube (terpotong-potong) sehingga perpindahan panas mulai menurun secara signifikan hingga terjadinya uap kering sempurna. *Trendline* dari koefisien perpindahan panas *convective boiling* ini juga memiliki bentuk kurva yang mendekati dengan *trendline* pada kurva perpindahan panas dua fase dengan *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s dan *mass flux* 505,9 kg/m<sup>2</sup>s.



#### 4.2.3. Grafik *Inside Tube Two-Phase Heat transfer coefficient vs Quality* pada Suhu Oli Pemanas 105 °C



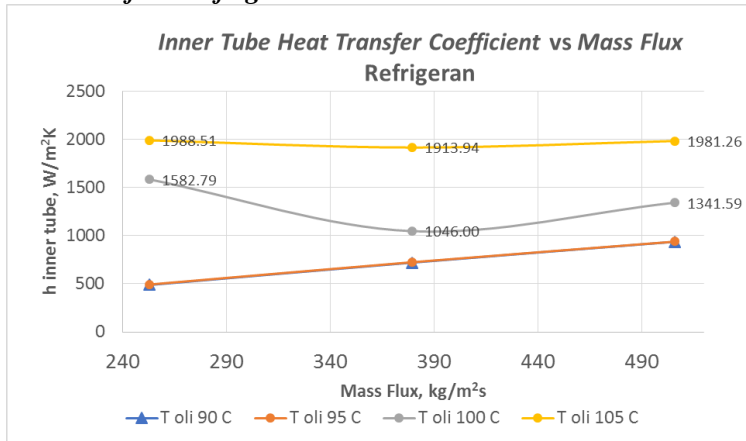
Gambar 4.4. Grafik *Inside Tube Two-Phase Heat transfer coefficient vs Quality* pada Suhu Oli Pemanas 105 °C

Pada percobaan dengan suhu oli pemanas sebesar 105 °C terjadi proses evaporasi hingga terbentuknya uap *superheated*. Fenomena perpindahan panas dua fase di dalam tube dapat didefinisikan dengan grafik koefisien perpindahan panas dua fase pada kualitas uap yang berbeda seperti pada gambar 4.4. Melalui grafik tersebut dapat diketahui bahwa pada semua variasi *mass flux* refrigeran dalam tube terjadi proses *boiling* yang didominasi oleh *nucleate boiling*. Hal ini dapat diketahui melalui *Boiling Number* pada semua kurva variasi *mass flux* yang lebih dari  $1.9 \times 10^{-5}$ .

Pada setiap kurva variasi *mass flux* terdapat peningkatan nilai koefisien perpindahan panas dua fase yang dimulai saat kualitas uap sebesar 0,4 hingga kualitas uap sebesar 1. Peningkatan ini terjadi karena dominasi perpindahan panas *convective boiling* daripada *nucleate boiling* yang dimulai pada kualitas uap 0,4. Berturut-turut peningkatan koefisien perpindahan panas dua fase dari yang tertinggi adalah pada kurva perpindahan panas dengan

*mass flux* 505,88 kg/m<sup>2</sup>s; 379,41 kg/m<sup>2</sup>s; dan 252,94 kg/m<sup>2</sup>s. Fenomena peningkatan koefisien perpindahan panas karena *convective boiling* ini sesuai dengan teori bahwa nilai koefisien perpindahan panas *convective boiling* sebanding dengan besarnya nilai *mass flux* atau kecepatan aliran fluida kerja didalam tube.

#### 4.2.4. Grafik Koefisien Konveksi Sisi Dalam Tube Rerata vs *Mass flux* Refrigeran



Gambar 4.5. Grafik Koefisien Konveksi Sisi Dalam Tube Rerata vs *Mass flux* Refrigeran

Pengaruh *mass flux* refrigeran di dalam tube terhadap nilai koefisien konveksi rerata sisi dalam tube dapat dilihat pada gambar 4.5. Terdapat dua jenis *trendline* nilai koefisien konveksi sisi dalam tube yaitu *trendline* untuk suhu oli pemanas sebesar 90°C dan 95°C serta *trendline* untuk suhu oli pemanas sebesar 100 °C dan 105°C.

Pada *trendline* untuk suhu oli pemanas sebesar 90°C dan 95°C nilai koefisien konveksi sisi dalam tube bertambah seiring dengan bertambahnya *mass flux* refrigeran di dalam tube. Hal ini dikarenakan dengan semakin besar *mass flux* refrigeran maka semakin besar Reynolds Number. Bertambahnya nilai Reynolds Number berbanding lurus dengan bertambahnya nilai Nusselt

Number. Semakin besar nilai Nusselt Number akan sebanding dengan semakin besarnya nilai koefisien konveksi sisi dalam tube. Pada suhu oli pemanas sebesar 90°C dan 95°C tidak terjadi proses *boiling flow* sehingga nilai koefisien perpindahan panas hanya dipengaruhi oleh *mass flux* di dalam tube.

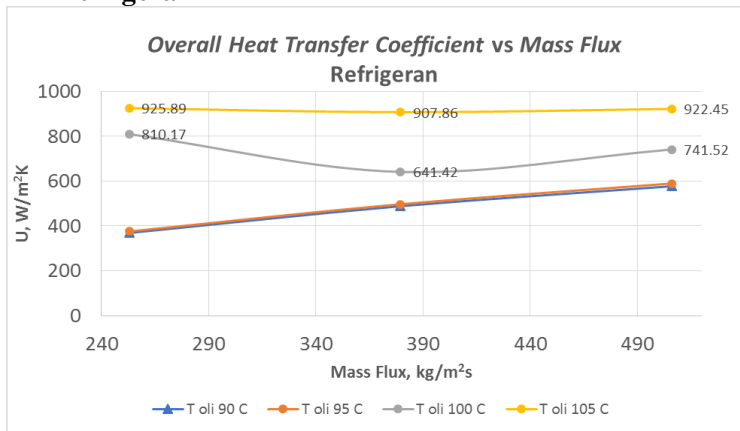
Pada *trendline* untuk suhu oli pemanas sebesar 100°C dan 105°C nilai koefisien konveksi rerata sisi dalam tube mengalami penurunan dari *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s sampai *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s kemudian naik kembali pada *mass flux* 505,9 kg/m<sup>2</sup>s. Jika dibandingkan penurunan dan kenaikan nilai koefisien konveksi rerata sisi dalam tube pada grafik dengan suhu oli pemanas sebesar 100°C lebih besar dari pada grafik dengan suhu oli pemanas sebesar 105°C. Hal ini dapat terjadi karena pada suhu oli pemanas 105°C pada seluruh *mass flux* terjadi fenomena *nucleate boiling* sehingga nilai koefisien konveksi rerata dalam tube cenderung memiliki selisih yang kecil pada setiap *mass flux*. Berbeda dengan grafik pada suhu oli pemanas 100°C, pada grafik ini fenomena *nucleate boiling* hanya terjadi pada *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s sedangkan pada *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s dan 505,9 kg/m<sup>2</sup>s terjadi *convective boiling* saja sehingga koefisien konveksi rerata sisi dalam tube pada *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s memiliki nilai yang jauh lebih besar daripada koefisien konveksi rerata sisi dalam tube dengan *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s dan 505,9 kg/m<sup>2</sup>s.

*Trendline* koefisien perpindahan panas pada suhu oli 100 °C mengalami penurunan dari *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s sampai 379,42 kg/m<sup>2</sup>s kemudian naik pada *mass flux* 505,9 kg/m<sup>2</sup>s. Hal ini terjadi karena pada *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s terjadi *nucleate boiling*, sedangkan pada *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s hanya didominasi *convective boiling* sehingga nilai koefisien perpindahan panas dua fase pada *mass flux* 252,94 kg/m<sup>2</sup>s lebih besar daripada koefisien perpindahan panas dua fase pada *mass flux* 379,42 kg/m<sup>2</sup>s dan 505,9 kg/m<sup>2</sup>s.

Nilai koefisien konveksi pada kurva dengan temperatur oli pemanas 100 °C dan 105 °C bernilai tiga kali lebih besar daripada kurva dengan temperatur oli pemanas 90 °C dan 95 °C. Hal ini

dikarenakan pada koefisien konveksi sisi dalam tube dengan temperatur oli pemanas 100 °C dan 105 °C terjadi proses perpindahan panas berupa evaporasi refrigeran sedangkan pada koefisien konveksi sisi dalam tube dengan temperatur oli pemanas 90 °C dan 95 °C hanya terjadi pemanasan fase *subcool* atau *sensible heat transfer*. Secara teori, kalor yang dibutuhkan untuk merubah fase suatu zat pada kondisi tekanan yang sama akan lebih besar daripada kalor yang dibutuhkan untuk mengubah temperatur suatu zat, sehingga nilai koefisien konveksi rerata proses perubahan fase (evaporasi) bernilai lebih besar daripada nilai *sensible heat transfer coefficient*.

#### 4.2.5. Grafik *Overall Heat transfer coefficient vs Mass flux Refrigeran*

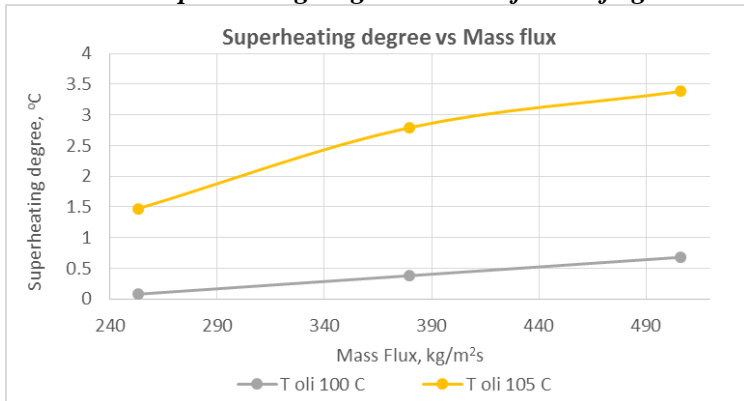


Gambar 4.6. Grafik *Overall Heat transfer coefficient vs Mass flux Refrigeran*

Pengaruh *mass flux* refrigeran dalam tube terhadap *overall heat transfer coefficient* dapat dilihat pada gambar 4.6. Pada semua temperatur oli pemanas, grafik *overall heat transfer coefficient* memiliki *trendline* yang sama dengan *trendline* grafik koefisien konveksi dalam tube rerata vs *mass flux* refrigeran. Hal ini menunjukkan bahwa koefisien konveksi sisi dalam tube memiliki

pengaruh yang lebih dominan dibandingkan dengan koefisien konveksi sisi luar tube. Dominasi nilai konveksi sisi dalam tube terhadap besarnya *overall heat transfer coefficient* ini disebabkan karena nilai koefisien konveksi sisi luar tube yang cenderung bernilai konstan pada setiap kondisi temperatur oli pemanas seperti ditunjukkan pada gambar 4.1.

#### 4.2.6. Grafik *Superheating Degree vs Mass flux Refrigeran*



Gambar 4.7. Grafik *Superheating Degree vs Mass flux Refrigeran*

Hubungan *superheating degree* dengan bertambahnya *mass flux* refrigeran di dalam tube dapat diketahui melalui gambar 4.7. *Superheating degree* cenderung mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan *mass flowrate*, hal ini dikarenakan untuk mempertahankan suhu oli yang tetap dengan *mass flowrate* refrigeran yang semakin besar maka akan semakin besar juga kalor yang dibutuhkan. Semakin besarnya kalor yang dibutuhkan dapat diketahui dari semakin besarnya bukaan katup gas *burner* untuk memanaskan oli seiring dengan naiknya *mass flowrate* refrigeran. Temperatur *superheating* tersebut akan terus naik seiring dengan naiknya *mass flowrate* refrigeran hingga batas *heat duty* desain dari evaporator.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. *Internal tube heat transfer coefficient* rata-rata tertinggi dari evaporator didapatkan sebesar  $1988,51 \text{ W/m}^2\text{K}$  pada *mass flux* refrigeran paling besar yaitu  $505,9 \text{ kg/m}^2\text{s}$  karena dengan suhu oli pemanas yang konstan  $105 \text{ }^\circ\text{C}$  maka dominasi koefisien perpindahan panas hanya bergantung pada kecepatan aliran refrigeran di dalam tube.
2. Derajat *superheating* terbesar adalah  $3,38 \text{ }^\circ\text{C}$  dengan *mass flux* refrigeran  $505,9 \text{ kg/m}^2\text{s}$  karena dengan suhu oli pemanas yang konstan maka semakin besar *mass flux* refrigeran akan memperbesar kalor yang dibutuhkan untuk mempertahankan suhu oli pemanas sehingga berpengaruh juga terhadap semakin besarnya derajat *superheating*.
3. *Overall heat transfer coefficient* terbesar adalah  $922,45 \text{ W/m}^2\text{K}$  dengan *mass flux* refrigeran  $505,9 \text{ kg/m}^2\text{s}$  karena nilai *Overall heat transfer coefficient* lebih dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas internal tube.

### 5.2. Saran

Saran yang dapat penulis berikan untuk penelitian selanjutnya antara lain:

1. Pompa sistem *Organic Rankine Cycle* memerlukan pendinginan agar performa siklus lebih baik karena fluida kerja R141b yang digunakan sangat rentan terhadap pemanasan dan dapat menyebabkan kavitasi pada pompa.
2. Evaporator pada sistem *Organic Rankine Cycle* untuk penelitian selanjutnya lebih baik digunakan heat exchanger dengan kedua sisi fluida yang mengalir.

3. Perlu diberikan insulasi terhadap keseluruhan pipa sistem *Organic Rankine Cycle* untuk meminimalisir *heat loss*.
4. Pada penelitian selanjutnya sebaiknya digunakan *thermocontrol* dan electric heater untuk memanaskan oli evaporator

## DAFTAR PUSTAKA

- Bianchi, M., Branchini, L., De Pascale, A., Orlandini, V., Ottaviano, S., Pinelli, M., Spina, P.R., Suman, A., September 2017. “*Experimental Performance of a Micro-ORC Energy System for Low Grade Heat Recovery*”. **Energy Procedia** 129: 899–906
- Farrington, Robert B., Bingham, Carl E. 1986. **Testing and Analysis of Immersed Heat Exchangers**. Colorado: Solar Energy Research Institute.
- Incropera, Frank P., DeWitt, David P. 2007. **Fundamental of Heat and Mass Transfer**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Kakac, S., Liu, H., 2012. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. Florida: CRC Press
- Liu, W., Davidson, J., Mantell, S. Mei 2000. “*Thermal Analysis of Polymer Heat Exchangers for Solar Water Heating: A Case Study*”. **ASME Journal of Solar Energy Engineering** 122: 84-91
- Moran, J., Saphiro, H., 2011. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc
- Sukaryadi, D., Putriyana, L., Herdiani, Nurita P., 2016. “*Kajian Sumur Panas Bumi untuk PLTP Skala Kecil di Lapangan Panas Bumi Rantau Dedap, Sumatera Selatan*”. **Journal of Ketenagalistrikan dan Energi Terbaru** 15, 2: 69-80.
- Taylor, Creed. 2004. **Measurement of Finned-Tube Heat Exchanger Performance**. Georgia: Georgia Institute of Technology
- Wongwises, S., Duangthongsuk, W., Naphon, P., 2002. “*Tube-Side Two-Phase Heat transfer coefficient of R134a Flowing through Fin-and-Tube Evaporator*”. **Int. Comm. Heat transfer** 29: 387-400



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LAMPIRAN

### Perhitungan Geometri Evaporator

$D_i$	0.0065	m	Diameter Dalam Tube
$D_o$	0.007	m	Diameter Luar Tube
$L_t$	0.57	m	Panjang Tube
$N_f$	237		Jumlah Fin
$t_f$	0.00015	m	Tebal Fin
$N_t$	152		Jumlah Tube
$N_t(1)$	38		Jumlah Tube Baris Pertama
$T_f$	0.95	m	Panjang Fin
$L_f$	0.0866	m	Lebar Fin
$P_f$	0.0024	m	Jarak antar Fin
	86.64	m	Panjang Tube Total

$A_i$	1.769	$m^2$	Luas Permukaan Dalam Tube
$A_b$	1.786	$m^2$	Luas Permukaan Tube Effective
$A_f$	36.223	$m^2$	Luas Permukaan Fin Effective
$A_t$	38.010	$m^2$	Luas Total Perpindahan Panas
$A_{ff}$	0.363	$m^2$	Luas Free Flow
$A_{fr}$	0.542	$m^2$	Luas Frontal Flow
$D_h$	0.038	m	Hydraulic Diameter
Sigma	0.671		Rasio Free Flow Area dan Frontal Area
$V$	0.047	$m^3$	Volume Kondenser
$A/V$	810.547	$m^3/m^2$	Compactness
			Output Data

Properties Heat Transfer Oil: Pertamina Thermo 32									
T	$\rho$	cp	$\mu$	$\nu$		k	$\beta$	$\alpha$	Pr
°C	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg.K	Pa.s	m <sup>2</sup> /s	mm <sup>2</sup> /s	W/m.K	1/°C	m <sup>2</sup> /s	-
0	894.3	1.803	0.3136757	0.00035075	350.75	0.136	0.085	8.43451E-05	4132.0
20	882.2	1.866	0.0801038	0.00009080	90.80	0.135	0.085	8.20078E-05	1115.5
40	870.1	1.969	0.0293398	0.00003372	33.72	0.134	0.085	7.8215E-05	431.1
60	858.0	2.052	0.0136851	0.00001595	15.95	0.132	0.085	7.49738E-05	211.9
80	845.9	2.135	0.0075370	0.00000891	8.91	0.131	0.085	7.25361E-05	122.7
100	833.8	2.218	0.0046609	0.00000559	5.59	0.129	0.085	6.97535E-05	79.8
120	821.7	2.301	0.0031307	0.00000381	3.81	0.128	0.085	6.76987E-05	50.6
140	797.5	2.384	0.0021533	0.00000270	2.70	0.125	0.085	6.57466E-05	42.7
150	791.5	2.426	0.0019075	0.00000241	2.41	0.124	0.085	6.45773E-05	37.3
180	773.3	2.550	0.0012373	0.00000160	1.60	0.122	0.085	6.18688E-05	27.6
200	761.2	2.634	0.0009896	0.00000130	1.30	0.121	0.085	6.03491E-05	23.2
240	737.0	2.800	0.0006928	0.00000094	0.94	0.118	0.085	5.71816E-05	17.5
250	731.0	2.841	0.0006433	0.00000088	0.88	0.117	0.085	5.63375E-05	16.5
280	712.8	2.996	0.0005132	0.00000072	0.72	0.115	0.085	5.38503E-05	14.1
300	700.7	3.049	0.0004484	0.00000064	0.64	0.113	0.085	5.28919E-05	12.9
suhu	rho	speheat	viskodin	viskokin1	viskokin2	konduktivitas	ekspansitem	difusivitas	prandtl
T film	$\rho$	cp	$\mu$	$\nu$		k	$\beta$	$\alpha$	Pr
°C	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg.K	Pa.s	m <sup>2</sup> /s	mm <sup>2</sup> /s	W/m.K	1/°C	m <sup>2</sup> /s	-
90.3707	839.6257	2.178038	0.006045645	7.18846E-06	7.18846	0.129963	0.085	7.10933E-05	100.4548
90.4563	839.574	2.178393	0.006033346	7.17426E-06	7.174263	0.129954	0.085	7.10814E-05	100.2713
90.4189	839.5966	2.178238	0.006038721	7.18047E-06	7.180467	0.129958	0.085	7.10866E-05	100.3515
94.45	837.1578	2.194968	0.005459039	6.5113E-06	6.5113	0.129555	0.085	7.05257E-05	91.70475
94.6625	837.0292	2.195849	0.005428482	6.47603E-06	6.476025	0.129534	0.085	7.04961E-05	91.24894
94.5328	837.1077	2.195311	0.005447138	6.49756E-06	6.497561	0.129547	0.085	7.05142E-05	91.52722
98.8017	834.525	2.213027	0.004833266	5.78893E-06	5.788926	0.12912	0.085	6.99203E-05	82.37045
98.5112	834.7007	2.211822	0.004875032	5.83714E-06	5.837139	0.129149	0.085	6.99607E-05	82.99346
98.6536	834.6146	2.212412	0.004854563	5.81351E-06	5.81351	0.129135	0.085	6.99409E-05	82.68812
102.967	832.0047	2.230315	0.004433896	5.3259E-06	5.3259	0.128852	0.085	6.94487E-05	75.46758
103.425	831.728	2.232213	0.004398894	5.28519E-06	5.285187	0.128829	0.085	6.94017E-05	74.7997
103.488	831.6901	2.232473	0.004394102	5.27961E-06	5.279613	0.128826	0.085	6.93952E-05	74.70825

### Perhitungan ho dengan metode Immersed Heat Exchanger

Perhitungan LMTD dan LMTD Corrected Immersed HE																					
Q terbaca	Q actual	m_dot ref	G	Tc, out	Tc, in	T-	delTto	delTti	LMTD	Qsubcool	Qevaporating	Qsuperheating	Qtotal	n tube	LMTD <sub>corr</sub>	Ra <sub>D</sub>	Ra <sub>D</sub> Corr	C	n	Nu <sub>D</sub>	ho <sub>LMTD</sub>
GPM	GPM	kg/s	kg/m2s	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kW	kW	kW	kW	-	°C	-	-	-	-	-	W/m <sup>2</sup> .K
0.5	0.46	0.03	252.94	84.12	34.00	90.03	5.92	56.03	22.29	2.03	0.00	0.00	2.03	152	22.29	11597.19	11597.19	0.51	0.25	5.32	99.06
0.75	0.68	0.05	379.42	83.85	34.60	90.40	6.55	55.80	22.99	2.99	0.00	0.00	2.99	152	22.99	11981.12	11981.12	0.51	0.25	5.37	99.87
1	0.91	0.07	505.89	84.20	34.55	90.03	5.84	55.48	22.05	4.02	0.00	0.00	4.02	152	22.05	11486.44	11486.44	0.51	0.25	5.31	98.82
0.5	0.46	0.03	252.94	85.50	36.20	94.95	9.45	58.75	26.98	2.00	0.00	0.00	2.00	152	26.98	15369.23	15369.23	0.51	0.25	5.71	105.99
0.75	0.68	0.05	379.42	86.00	34.90	95.20	9.20	60.30	27.18	3.11	0.00	0.00	3.11	152	27.18	15525.37	15525.37	0.51	0.25	5.73	106.25
1	0.91	0.07	505.89	85.75	33.84	94.91	9.17	61.08	27.37	4.21	0.00	0.00	4.21	152	27.37	15578.25	15578.25	0.51	0.25	5.73	106.35
0.5	0.46	0.03	252.94	87.00	36.60	99.90	12.90	63.31	31.69	2.05	6.49	0.0031	8.53	152	31.69	19975.56	19975.56	0.51	0.25	6.10	112.83
0.75	0.68	0.05	379.42	87.30	35.80	99.95	12.65	64.15	31.72	3.12	9.73	0.02	12.86	152	31.72	19868.10	19868.10	0.51	0.25	6.09	112.70
1	0.91	0.07	505.89	87.60	35.19	99.94	12.34	64.75	31.62	4.20	12.97	0.05	17.22	152	31.62	19842.60	19842.60	0.51	0.25	6.09	112.66
0.5	0.46	0.03	252.94	88.39	35.85	104.91	16.52	69.06	36.73	2.08	6.49	0.05	8.61	152	36.73	25689.22	25689.22	0.51	0.25	6.49	119.83
0.75	0.68	0.05	379.42	89.71	36.62	105.25	15.53	68.63	35.74	3.07	9.73	0.14	12.93	152	35.74	25255.47	25255.47	0.51	0.25	6.47	119.29
1	0.91	0.07	505.89	90.30	35.10	105.20	14.90	70.10	35.65	4.21	12.97	0.22	17.40	152	35.65	25173.79	25173.79	0.51	0.25	6.46	119.19

### Perhitungan ho dengan metode Long Horizontal Cylinder

Long Horizontal Cylinder															
T <sub>s1</sub>	T <sub>s2</sub>	T <sub>s3</sub>	T <sub>s4</sub>	T <sub>s sc</sub>	T <sub>s sot</sub>	Ts avg	T-	delta T	T <sub>film</sub>	Ra <sub>D</sub>	C	n	Nu <sub>D</sub>	ho <sub>LH Cylinder</sub>	
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C		°C	-	-	-	-	W/m <sup>2</sup> .K	
90.78	90.51	90.82	90.86	59.06	86.90	84.82	90.00	5.18	87.41	2694.53	0.85	0.19	3.75	69.83	
90.95	90.75	90.85	91.10	59.23	86.90	84.96	90.00	5.04	87.48	2625.36	0.85	0.19	3.73	69.49	
90.88	90.56	90.97	90.93	59.37	86.90	84.94	90.00	5.06	87.47	2637.59	0.85	0.19	3.74	69.55	
93.40	93.55	95.25	93.40	60.85	86.90	87.23	95.00	7.77	91.11	4429.04	0.85	0.19	4.12	76.45	
93.95	93.90	95.75	93.70	60.45	86.90	87.44	95.00	7.56	91.22	4317.52	0.85	0.19	4.10	76.08	

93.69	93.66	95.37	93.55	59.79	86.90	87.16	95.00	7.84	91.08	4462.98	0.85	0.19	4.13	76.57
96.91	97.14	99.89	96.47	61.75	86.90	89.84	100.00	10.16	94.92	6402.17	0.85	0.19	4.42	81.70
96.04	96.32	99.91	95.82	61.35	86.90	89.39	100.00	10.61	94.69	6646.32	0.85	0.19	4.45	82.29
96.46	96.76	99.93	96.07	61.04	86.90	89.53	100.00	10.47	94.76	6571.80	0.85	0.19	4.44	82.11
99.60	100.13	104.69	99.31	61.38	86.90	92.00	105.00	13.00	98.50	9090.88	0.85	0.19	4.72	87.02
100.63	101.02	105.22	100.53	61.76	86.90	92.68	105.00	12.32	98.84	8709.00	0.85	0.19	4.68	86.30
100.90	101.20	105.20	100.60	61.00	86.90	92.63	105.00	12.37	98.82	8733.55	0.85	0.19	4.68	86.35

### Perhitungan Overall Fin Efficiency untuk Kedua Metode Analisis Perpindahan Panas

Q (GPM)	LMTD Method							Long horizontal cylinder method						
	m	rt (m)	P hex (m)	Re/rt	tetha	efisiensi fin	overall outside eff	m	rt (m)	P hex (m)	Re/rt	tetha	efisiensi fin	overall outside eff
	-	-	-	-	-	%	%	-	-	-	-	-	%	%
0.5	78.674	0.004	0.087	3.938	4.348	0.696	0.710	66.054	0.004	0.087	3.938	4.348	0.760	0.771
0.75	78.993	0.004	0.087	3.938	4.348	0.694	0.708	65.891	0.004	0.087	3.938	4.348	0.761	0.772
1	78.578	0.004	0.087	3.938	4.348	0.696	0.710	65.920	0.004	0.087	3.938	4.348	0.761	0.772
0.5	81.377	0.004	0.087	3.938	4.348	0.682	0.697	69.115	0.004	0.087	3.938	4.348	0.744	0.756
0.75	81.476	0.004	0.087	3.938	4.348	0.682	0.697	68.947	0.004	0.087	3.938	4.348	0.745	0.757
1	81.515	0.004	0.087	3.938	4.348	0.682	0.697	69.165	0.004	0.087	3.938	4.348	0.744	0.756
0.5	83.964	0.004	0.087	3.938	4.348	0.670	0.685	71.446	0.004	0.087	3.938	4.348	0.732	0.745
0.75	83.915	0.004	0.087	3.938	4.348	0.670	0.686	71.704	0.004	0.087	3.938	4.348	0.731	0.743
1	83.899	0.004	0.087	3.938	4.348	0.670	0.686	71.626	0.004	0.087	3.938	4.348	0.731	0.744
0.5	86.526	0.004	0.087	3.938	4.348	0.658	0.674	73.738	0.004	0.087	3.938	4.348	0.720	0.734
0.75	86.331	0.004	0.087	3.938	4.348	0.659	0.675	73.431	0.004	0.087	3.938	4.348	0.722	0.735
1	86.297	0.004	0.087	3.938	4.348	0.659	0.675	73.451	0.004	0.087	3.938	4.348	0.722	0.735

### Perhitungan Wall Resistance untuk Kedua Metode Analisis Perpindahan Panas

		T oil (C)	90			95			100			105		
		Q (GPM)	0.5	0.75	1	0.5	0.75	1	0.5	0.75	1	0.5	0.75	1
Tube Wall	k tube	W/mK	379.750	379.750	379.750	379.458	379.458	379.458	379.167	379.167	379.167	378.875	378.875	378.875
	R wall	m2K/W	3.58E-07	3.58E-07	3.58E-07	3.59E-07	3.59E-07	3.59E-07	3.59E-07	3.59E-07	3.59E-07	3.59E-07	3.59E-07	3.59E-07

### Perhitungan hi pada zona subcool heating

hi subcool heating zone														
T oli	Flowrate		Ti	To	Tb	$\mu_i$	$k_l$	$Pr_l$	mdot	G	Re i	f	Nu i	hi
°C	GPM	GPMact	°C	°C	°C	Pa.s	W/m.K	-	kg/s	kg/m2.s				W/m2K
90	0.5	0.456	34.004	84.118	59.061	2.84E-04	0.082	4.207	0.034	252.944	5784.937	0.009	38.949	488.409
	0.75	0.685	34.600	83.850	59.225	2.84E-04	0.081	4.205	0.050	379.416	8686.269	0.008	57.431	719.931
	1	0.913	34.553	84.195	59.374	2.83E-04	0.081	4.200	0.067	505.888	11605.399	0.008	74.713	935.976
95	0.5	0.456	36.200	85.500	60.850	2.79E-04	0.081	4.166	0.034	252.944	5892.330	0.009	39.521	492.700
	0.75	0.685	34.900	86.000	60.450	2.80E-04	0.081	4.175	0.050	379.416	8802.532	0.008	57.981	723.773
	1	0.913	33.836	85.746	59.791	2.82E-04	0.081	4.191	0.067	505.888	11653.107	0.008	74.924	937.389
100	0.5	0.456	36.596	86.900	61.748	2.77E-04	0.081	4.148	0.034	252.944	5940.445	0.009	39.776	494.583
	0.75	0.685	35.797	86.900	61.348	2.78E-04	0.081	4.157	0.050	379.416	8874.435	0.008	58.319	726.103
	1	0.913	35.189	86.900	61.044	2.79E-04	0.081	4.164	0.067	505.888	11796.498	0.008	75.551	941.564
105	0.5	0.456	35.855	86.900	61.377	2.78E-04	0.081	4.155	0.034	252.944	5922.470	0.009	39.681	493.884
	0.75	0.685	36.617	86.900	61.758	2.76E-04	0.081	4.146	0.050	379.416	8920.014	0.008	58.534	727.595
	1	0.913	35.100	86.900	61.000	2.79E-04	0.081	4.164	0.067	505.888	11796.498	0.008	75.551	941.564

### Perhitungan hi untuk zona superheating

T oli	Flowrate		Ti	To	Tb	$\mu_l$	$k_l$	$Pr_l$	mdot	G	Re i	Nu i	hi
°C	GPM	GPM act	°C	°C	°C	Pa.s	W/m.K	-	kg/s	kg/m2.s			W/m2K
90	0.5	0.456435	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
	0.75	0.684653	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
	1	0.912871	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
95	0.5	0.456435	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
	0.75	0.684653	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
	1	0.912871	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
100	0.5	0.456435	86.9	87.0	86.9	0.0000111840	0.014927	0.72	0.033574	252.9441	147007.95	253.66	582.53
	0.75	0.684653	86.9	87.3	87.1	0.0000111870	0.014936	0.72	0.050361	379.4162	220452.79	350.71	805.87
	1	0.912871	86.9	87.6	87.3	0.0000111940	0.014953	0.72	0.067148	505.8883	293753.25	441.06	1014.64
105	0.5	0.456435	86.9	88.4	87.6	0.0000112040	0.014979	0.72	0.033574	252.9441	146745.53	252.98	582.99
	0.75	0.684653	86.9	89.7	88.3	0.0000112280	0.015038	0.71	0.050361	379.4162	219647.79	348.82	807.00
	1	0.912871	86.9	90.3	88.6	0.0000112380	0.015064	0.71	0.067148	505.8883	292603.12	438.50	1016.25

### Properties R141b pada kondisi saturasi (P= 5 bar abs)

Psat	Tsat	$\rho_l$	$\rho_v$	$cp_l$	$cp_v$	$\mu_l$
bar	°C	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg.K	kJ/kg.K	Pa.s
5	86.92	1103.7	22.041	1.2651	0.958	0.000215
$\mu_v$	$h_{fg}$	$k_l$	$k_v$	$\sigma$	$Pr_l$	$Pr_v$
Pa.s	kJ/kg	W/m.K	W/m.K	N/m	-	-
1.12E-05	193.16	0.074391	0.01492	0.010766	3.6591	0.71791

## Perhitungan *Two-Phase Heat transfer coefficient* Suhu Oli Pemanas 100 °C – 0,5 GPM Metode Immersed Heat Exchanger

Flow boiling - LMTD Immersed - Chen Correlation																									
x	mdot	G	Re <sub>LD</sub>	f	Nu <sub>LD</sub>	h <sub>LD</sub>	Fr <sub>LD</sub>	1/X <sub>tt</sub>	F	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q <sup>''</sup>	T <sub>w</sub>	T <sub>wONB</sub>	K <sub>FR</sub>	Co	Fcb	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q <sup>''</sup>	T <sub>wONB</sub>	T <sub>w</sub>	
	kg/s	kg/m <sup>2</sup> .s				W/m <sup>2</sup> K					W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup>	°C	°C								°C	°C	
0.01	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.0	1.0	1.0	548.4	95.6	1240.6	89.2	87.3	1.0	5.581	1.2	1.2	660.7	98.5	1278.5	103.9	88.9	
0.06	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.1	1.0	1.0	526.1	94.9	1240.6	89.3	87.3	1.0	1.277	1.7	1.6	895.7	102.5	1278.5	103.9	88.3	
0.11	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.1	1.0	1.0	525.4	94.8	1240.6	89.3	87.3	1.0	0.753	2.1	1.9	1034.8	104.1	1278.5	103.9	88.2	
0.16	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.2	1.2	1.0	570.4	96.2	1240.6	89.1	87.3	1.0	0.532	2.4	2.1	1134.1	105.0	1278.5	103.9	88.0	
0.21	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.3	1.3	1.1	612.8	97.3	1240.6	88.9	87.3	1.0	0.408	2.6	2.1	1182.7	105.4	1278.5	103.9	88.0	
0.26	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.3	1.5	1.2	652.8	98.3	1240.6	88.8	87.3	1.0	0.326	2.8	2.2	1200.7	105.6	1278.5	103.9	88.0	
0.31	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.4	1.7	1.2	690.4	99.1	1240.6	88.7	87.3	1.0	0.268	2.9	2.2	1197.8	105.5	1278.5	103.9	88.0	
0.36	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.5	1.9	1.3	725.6	99.8	1240.6	88.6	87.3	1.0	0.224	3.0	2.1	1179.2	105.4	1278.5	103.9	88.0	
0.41	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.6	2.1	1.4	758.4	100.4	1240.6	88.6	87.3	1.0	0.189	3.2	2.1	1148.1	105.1	1278.5	103.9	88.0	
0.46	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.8	2.3	1.4	788.8	100.9	1240.6	88.5	87.3	1.0	0.161	3.3	2.0	1106.6	104.8	1278.5	103.9	88.1	
0.51	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	0.9	2.6	1.5	816.6	101.4	1240.6	88.4	87.3	1.0	0.137	3.4	1.9	1055.9	104.3	1278.5	103.9	88.1	
0.56	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	1.1	2.9	1.5	841.6	101.7	1240.6	88.4	87.3	1.0	0.117	3.5	1.8	996.9	103.7	1278.5	103.9	88.2	
0.61	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	1.4	3.3	1.6	863.4	102.0	1240.6	88.4	87.3	1.0	0.099	3.6	1.7	930.0	102.9	1278.5	103.9	88.3	
0.66	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	1.7	3.8	1.6	881.7	102.3	1240.6	88.3	87.3	1.0	0.083	3.7	1.5	855.3	101.9	1278.5	103.9	88.4	
0.71	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	2.1	4.4	1.6	895.6	102.5	1240.6	88.3	87.3	1.0	0.069	3.8	1.4	772.6	100.6	1278.5	103.9	88.6	
0.76	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	2.7	5.1	1.6	904.2	102.6	1240.6	88.3	87.3	1.0	0.056	3.9	1.2	681.3	98.9	1278.5	103.9	88.8	
0.81	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	3.5	6.2	1.6	905.7	102.6	1240.6	88.3	87.3	1.0	0.044	4.0	1.0	580.4	96.5	1278.5	103.9	89.1	
0.86	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	4.9	7.8	1.6	896.7	102.5	1240.6	88.3	87.3	1.0	0.033	4.1	0.8	467.8	92.8	1278.5	103.9	89.7	
0.91	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	7.7	10.8	1.6	869.8	102.1	1240.6	88.3	87.3	1.0	0.022	4.2	0.6	339.5	86.3	1278.5	103.9	90.7	
0.96	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	16.9	19.0	1.4	800.5	101.1	1240.6	88.5	87.3	1.0	0.011	4.4	0.3	185.3	71.2	1278.5	103.9	93.8	
0.99	0.0336	252.9	7641.5	0.0085	48.3	552.8	0.8	60.8	48.4	1.2	672.1	98.7	1240.6	88.8	87.3	1.0	0.004	4.6	0.1	64.0	41.2	1278.5	103.9	106.9	
AVERAGE		252.94				AVERAGE					749.8645										AVERAGE				
																						841.396			



Combined Nucleation Boiling - Shah Method						Combined Nucleation Boiling - Chen Method											
Bo	enhancement or not	low vapor		high vapor		del T <sub>sc</sub>	Re TP	del Pv	S	hnb	hcb	hTP					
		F <sub>nb</sub>	x=0 h <sub>nb</sub>	F <sub>cnb</sub>	h <sub>cnb</sub>								°C	kPa	W/m2K	W/m2K	W/m2K
		1.164009	643.4654		643.4654												
2.53915E-05	enhancement			3.048412	1685.166	2.26	7565.0	26761	0.92	1326.8	548.4	1875.2					
2.53915E-05	enhancement			8.024631	4436.026	2.36	7183.0	27893	0.92	1388.9	526.1	1915.0					
2.53915E-05	enhancement			2.429621	1343.098	2.36	7171.8	27928	0.92	1390.9	525.4	1916.3					
2.53915E-05	enhancement			2.980015	1647.356	2.17	7947.2	25726	0.92	1269.9	570.4	1840.4					
2.53915E-05	enhancement			3.688582	2039.052	2.02	8692.4	23946	0.91	1171.9	612.8	1784.8					
2.53915E-05	enhancement			4.409558	2437.609	1.90	9406.4	22480	0.90	1091.1	652.8	1743.9					
2.53915E-05	enhancement			5.160936	2852.972	1.80	10088.2	21257	0.89	1023.4	690.4	1713.8					
2.53915E-05	enhancement			5.959349	3294.335	1.71	10735.7	20225	0.88	966.3	725.6	1691.8					
2.53915E-05	enhancement			6.822708	3771.601	1.64	11346.7	19349	0.88	917.7	758.4	1676.1					
2.53915E-05	enhancement			7.772369	4296.575	1.57	11917.8	18603	0.87	876.3	788.8	1665.1					
2.53915E-05	enhancement			8.835677	4884.373	1.52	12444.9	17970	0.86	841.1	816.6	1657.7					
2.53915E-05	enhancement			10.04965	5555.46	1.47	12922.4	17437	0.86	811.5	841.6	1653.0					
2.53915E-05	enhancement			11.46701	6338.976	1.44	13342.9	16996	0.85	786.9	863.4	1650.3					
2.53915E-05	enhancement			13.16685	7278.653	1.41	13696.3	16644	0.85	767.3	881.7	1649.0					
2.53915E-05	enhancement			15.27535	8444.229	1.39	13967.9	16385	0.85	752.9	895.6	1648.5					
2.53915E-05	enhancement			18.00968	9955.771	1.37	14135.8	16229	0.85	744.2	904.2	1648.4					
2.53915E-05	enhancement			21.78455	12042.52	1.37	14164.1	16203	0.85	742.8	905.7	1648.4					
2.53915E-05	enhancement			27.52184	15214.11	1.38	13988.0	16366	0.85	751.8	896.7	1648.5					
2.53915E-05	enhancement			37.86097	20929.59	1.43	13465.4	16872	0.85	780.0	869.8	1649.8					
2.53915E-05	enhancement			65.83481	36393.56	1.55	12138.2	18333	0.87	861.2	800.5	1661.7					
2.53915E-05	enhancement			163.0523	90135.51	1.85	9756.5	21833	0.89	1055.3	672.1	1727.4					
AVERAGE					11665.55	AVERAGE				967.53	749.86	1717.40					

## Perhitungan *Two-Phase Heat transfer coefficient* Suhu Oli Pemanas 100 °C – 0,75 GPM Metode Immersed Heat Exchanger

Flow boiling - LMTD Immersed - Shah Correlation																								
x	mdot	G	Re <sub>LO</sub>	f	Nu <sub>LO</sub>	h <sub>LO</sub>	Fr <sub>LO</sub>	1/X <sub>tt</sub>	F	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q <sup>''</sup>	Tw	T <sub>wONB</sub>	K <sub>FR</sub>	Co	Fcb	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q <sup>''</sup>	T <sub>wONB</sub>	T <sub>w</sub>
	kg/s	kg/m2.s				W/m2K					W/m2K	W/m2K	W/m2	°C	°C								°C	°C
0.01	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.01	1.00	0.99	793.75	100.84	1313.71	88.58	87.28	1.00	5.581	1.20	1.20	956.34	103.07	1342.71	104.78	88.32
0.06	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.06	1.00	0.95	761.51	100.30	1313.71	88.65	87.28	1.00	1.277	1.70	1.62	1296.44	106.07	1342.71	104.78	87.96
0.11	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.12	1.04	0.95	760.56	100.29	1313.71	88.65	87.28	1.00	0.753	2.05	1.87	1497.89	107.25	1342.71	104.78	87.82
0.16	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.18	1.19	1.03	825.67	101.34	1313.71	88.51	87.28	1.00	0.532	2.36	2.05	1641.53	107.92	1342.71	104.78	87.74
0.21	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.25	1.34	1.11	887.04	102.21	1313.71	88.40	87.28	1.00	0.408	2.58	2.14	1711.92	108.22	1342.71	104.78	87.70
0.26	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.33	1.50	1.18	944.87	102.94	1313.71	88.31	87.28	1.00	0.326	2.76	2.17	1738.01	108.32	1342.71	104.78	87.69
0.31	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.42	1.68	1.25	999.27	103.55	1313.71	88.23	87.28	1.00	0.268	2.92	2.17	1733.72	108.30	1342.71	104.78	87.69
0.36	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.52	1.88	1.31	1050.26	104.07	1313.71	88.17	87.28	1.00	0.224	3.05	2.13	1706.77	108.20	1342.71	104.78	87.71
0.41	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.64	2.09	1.37	1097.81	104.52	1313.71	88.12	87.28	1.00	0.189	3.17	2.08	1661.79	108.01	1342.71	104.78	87.73
0.46	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.78	2.34	1.43	1141.80	104.91	1313.71	88.07	87.28	1.00	0.161	3.28	2.00	1601.70	107.75	1342.71	104.78	87.76
0.51	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.94	2.61	1.48	1182.02	105.24	1313.71	88.03	87.28	1.00	0.137	3.38	1.91	1528.37	107.40	1342.71	104.78	87.80
0.56	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	1.14	2.94	1.52	1218.17	105.51	1313.71	88.00	87.28	1.00	0.117	3.48	1.80	1442.97	106.96	1342.71	104.78	87.85
0.61	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	1.38	3.32	1.56	1249.78	105.75	1313.71	87.97	87.28	1.00	0.099	3.57	1.68	1346.11	106.39	1342.71	104.78	87.92
0.66	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	1.69	3.78	1.59	1276.19	105.93	1313.71	87.95	87.28	1.00	0.083	3.67	1.55	1237.97	105.66	1342.71	104.78	88.00
0.71	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	2.10	4.36	1.62	1296.40	106.07	1313.71	87.93	87.28	1.00	0.069	3.76	1.40	1118.27	104.70	1342.71	104.78	88.12
0.76	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	2.67	5.12	1.64	1308.84	106.15	1313.71	87.92	87.28	1.00	0.056	3.86	1.23	986.18	103.41	1342.71	104.78	88.28
0.81	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	3.51	6.19	1.64	1310.94	106.16	1313.71	87.92	87.28	1.00	0.044	3.96	1.05	840.11	101.56	1342.71	104.78	88.52
0.86	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	4.91	7.82	1.62	1297.89	106.08	1313.71	87.93	87.28	1.00	0.033	4.08	0.85	677.11	98.68	1342.71	104.78	88.90
0.91	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	7.73	10.80	1.57	1258.95	105.81	1313.71	87.96	87.28	1.00	0.022	4.22	0.61	491.39	93.53	1342.71	104.78	89.65
0.96	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	16.92	19.02	1.45	1158.66	105.05	1313.71	88.05	87.28	1.00	0.011	4.40	0.34	268.28	80.75	1342.71	104.78	91.92
0.99	0.0504	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	60.75	48.41	1.22	972.90	103.26	1313.71	88.27	87.28	1.00	0.004	4.61	0.12	92.63	51.41	1342.71	104.78	101.42
AVERAGE	379.42				AVERAGE						1085.394			AVERAGE						1217.88				

Combined Nucleation Boiling - Shah Method					Combined Nucleation Boiling - Chen Method							
Bo	enhancement or not	low vapor		high vapor		del T sa	Re TP	del Pv	S	hnb	hcb	hTP
		F <sub>nb</sub>	x=0 h <sub>nb</sub>	F <sub>cnb</sub>	h <sub>cnb</sub>	°C		kPa		W/m2K	W/m2K	W/m2K
		0.988751	791.153		791.153						800.154	800.1539
1.8321E-05	ho enhancement			3.048412	2439.199	1.66	11347.57	19578	0.88	928.42	793.75	1722.16
1.8321E-05	ho enhancement			8.024631	6420.939	1.73	10774.46	20406	0.88	974.37	761.51	1735.88
1.8321E-05	ho enhancement			2.259447	1807.905	1.73	10757.67	20432	0.88	975.79	760.56	1736.35
1.8321E-05	ho enhancement			2.980015	2384.471	1.59	11920.84	18821	0.87	886.40	825.67	1712.06
1.8321E-05	ho enhancement			3.688582	2951.433	1.48	13038.56	17519	0.86	814.01	887.04	1701.05
1.8321E-05	ho enhancement			4.409558	3528.325	1.39	14109.67	16446	0.85	754.32	944.87	1699.19
1.8321E-05	ho enhancement			5.160936	4129.543	1.31	15132.27	15551	0.84	704.44	999.27	1703.71
1.8321E-05	ho enhancement			5.959349	4768.396	1.25	16103.61	14796	0.83	662.36	1050.26	1712.62
1.8321E-05	ho enhancement			6.822708	5459.216	1.20	17020.02	14155	0.82	626.63	1097.81	1724.44
1.8321E-05	ho enhancement			7.772369	6219.091	1.15	17876.69	13610	0.81	596.24	1141.80	1738.03
1.8321E-05	ho enhancement			8.835677	7069.901	1.11	18667.31	13147	0.80	570.43	1182.02	1752.45
1.8321E-05	ho enhancement			10.04965	8041.268	1.08	19383.60	12757	0.79	548.71	1218.17	1766.88
1.8321E-05	ho enhancement			11.46701	9175.371	1.05	20014.42	12434	0.79	530.75	1249.78	1780.53
1.8321E-05	ho enhancement			13.16685	10535.51	1.03	20544.47	12177	0.78	516.44	1276.19	1792.63
1.8321E-05	ho enhancement			15.27535	12222.63	1.01	20951.87	11987	0.78	505.89	1296.40	1802.29
1.8321E-05	ho enhancement			18.00968	14410.51	1.00	21203.63	11873	0.77	499.56	1308.84	1808.40
1.8321E-05	ho enhancement			21.78455	17430.99	1.00	21246.16	11854	0.77	498.50	1310.94	1809.44
1.8321E-05	ho enhancement			27.52184	22021.71	1.01	20982.06	11973	0.78	505.12	1297.89	1803.01
1.8321E-05	ho enhancement			37.86097	30294.6	1.04	20198.12	12343	0.78	525.71	1258.95	1784.66
1.8321E-05	ho enhancement			65.83481	52677.98	1.13	18207.27	13412	0.80	585.20	1158.66	1743.86
1.8321E-05	ho enhancement			163.0523	130466.9	1.35	14634.73	15973	0.84	727.93	972.90	1700.83
AVERAGE					16878.85	AVERAGE				663.68	1085.39	1749.07

## Perhitungan *Two-Phase Heat transfer coefficient* Suhu Oli Pemanas 100 °C – 1 GPM Metode Immersed Heat Exchanger

Flow boiling - LMTD Immersed - Shah Correlation																								
x	mdot	G	Re <sub>LO</sub>	f	NU <sub>LO</sub>	h <sub>LO</sub>	Fr <sub>LO</sub>	1/X <sub>tt</sub>	F	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	Tw	T <sub>WONB</sub>	K <sub>FR</sub>	Co	Fcb	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	T <sub>WONB</sub>	T <sub>W</sub>
	kg/s	kg/m <sup>2</sup> .s				W/m <sup>2</sup> K					W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup>	°C	°C								°C	°C
0.01	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.01	1.00	0.99	1022.87	103.81	1351.62	88.24	87.28	1.00	5.581	1.20	1.20	1232.39	105.64	1376.15	105.23	88.04
0.06	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.06	1.00	0.95	981.32	103.35	1351.62	88.30	87.28	1.00	1.277	1.70	1.62	1670.67	108.07	1376.15	105.23	87.74
0.11	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.12	1.04	0.95	980.10	103.34	1351.62	88.30	87.28	1.00	0.753	2.05	1.87	1930.27	109.01	1376.15	105.23	87.63
0.16	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.18	1.19	1.03	1064.00	104.21	1351.62	88.19	87.28	1.00	0.532	2.36	2.05	2115.37	109.56	1376.15	105.23	87.57
0.21	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.25	1.34	1.11	1143.09	104.92	1351.62	88.10	87.28	1.00	0.408	2.58	2.14	2206.07	109.79	1376.15	105.23	87.54
0.26	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.33	1.50	1.18	1217.61	105.51	1351.62	88.03	87.28	1.00	0.326	2.76	2.17	2239.69	109.87	1376.15	105.23	87.53
0.31	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.42	1.68	1.25	1287.71	106.01	1351.62	87.97	87.28	1.00	0.268	2.92	2.17	2234.17	109.86	1376.15	105.23	87.54
0.36	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.52	1.88	1.31	1353.43	106.44	1351.62	87.92	87.28	1.00	0.224	3.05	2.13	2199.44	109.77	1376.15	105.23	87.55
0.41	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.64	2.09	1.37	1414.70	106.80	1351.62	87.88	87.28	1.00	0.189	3.17	2.08	2141.48	109.63	1376.15	105.23	87.56
0.46	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.78	2.34	1.43	1471.38	107.11	1351.62	87.84	87.28	1.00	0.161	3.28	2.00	2064.04	109.42	1376.15	105.23	87.59
0.51	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.94	2.61	1.48	1523.22	107.38	1351.62	87.81	87.28	1.00	0.137	3.38	1.91	1969.55	109.14	1376.15	105.23	87.62
0.56	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	1.14	2.94	1.52	1569.80	107.60	1351.62	87.78	87.28	1.00	0.117	3.48	1.80	1859.49	108.78	1376.15	105.23	87.66
0.61	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	1.38	3.32	1.56	1610.54	107.79	1351.62	87.76	87.28	1.00	0.099	3.57	1.68	1734.67	108.32	1376.15	105.23	87.71
0.66	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	1.69	3.78	1.59	1644.57	107.94	1351.62	87.74	87.28	1.00	0.083	3.67	1.55	1595.32	107.74	1376.15	105.23	87.78
0.71	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	2.10	4.36	1.62	1670.61	108.05	1351.62	87.73	87.28	1.00	0.069	3.76	1.40	1441.06	106.96	1376.15	105.23	87.87
0.76	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	2.67	5.12	1.64	1686.65	108.12	1351.62	87.72	87.28	1.00	0.056	3.86	1.23	1270.85	105.91	1376.15	105.23	88.00
0.81	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	3.51	6.19	1.64	1689.35	108.13	1351.62	87.72	87.28	1.00	0.044	3.96	1.05	1082.61	104.40	1376.15	105.23	88.19
0.86	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	4.91	7.82	1.62	1672.53	108.06	1351.62	87.73	87.28	1.00	0.033	4.08	0.85	872.56	102.03	1376.15	105.23	88.50
0.91	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	7.73	10.80	1.57	1622.35	107.84	1351.62	87.75	87.28	1.00	0.022	4.22	0.61	633.23	97.71	1376.15	105.23	89.09
0.96	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	16.92	19.45	1.45	1493.11	107.22	1351.62	87.83	87.28	1.00	0.011	4.40	0.34	345.73	86.60	1376.15	105.23	90.90
0.99	0.0671	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	60.75	48.41	1.22	1253.73	105.77	1351.62	88.00	87.28	1.00	0.004	4.61	0.12	119.37	58.71	1376.15	105.23	98.45
AVERAGE		505.89				AVERAGE					1398.699									AVERAGE				1569.43

Combined Nucleation Boiling - Shah Method						Combined Nucleation Boiling - Chen Method						
Bo	enhancement or not	low vapor		high vapor		del T sa	Re TP	del Pv	S	hnb	hcb	hTP
		F <sub>nb</sub>	x=0 h <sub>nb</sub>	F <sub>cnb</sub>	h <sub>cnb</sub>	°C		kPa		W/m2K		
		1.000986	1032.139		1032.139						1031.12	1031.123
1.87772E-05	ho enhancement			3.048412	3143.288	1.32	15130.09	15630.7	0.84	708.03	1022.87	1730.90
1.87772E-05	ho enhancement			8.024631	8274.381	1.38	14365.95	16292.3	0.84	744.90	981.32	1726.22
1.87772E-05	ho enhancement			2.259447	2329.768	1.38	14343.56	16312.7	0.84	746.03	980.10	1726.13
1.87772E-05	ho enhancement			2.980015	3072.762	1.27	15894.45	15026.4	0.83	674.35	1064.00	1738.35
1.87772E-05	ho enhancement			3.688582	3803.382	1.18	17384.74	13986.7	0.81	616.40	1143.09	1759.49
1.87772E-05	ho enhancement			4.409558	4546.797	1.11	18812.90	13130.6	0.80	568.70	1217.61	1786.31
1.87772E-05	ho enhancement			5.160936	5321.56	1.05	20176.36	12415.9	0.78	528.91	1287.71	1816.63
1.87772E-05	ho enhancement			5.959349	6144.822	1.00	21471.48	11813.0	0.77	495.41	1353.43	1848.84
1.87772E-05	ho enhancement			6.822708	7035.051	0.96	22693.36	11301.4	0.76	467.02	1414.70	1881.72
1.87772E-05	ho enhancement			7.772369	8014.269	0.92	23835.59	10866.0	0.75	442.92	1471.38	1914.31
1.87772E-05	ho enhancement			8.835677	9110.67	0.89	24889.75	10496.3	0.74	422.50	1523.22	1945.71
1.87772E-05	ho enhancement			10.04965	10362.43	0.86	25844.79	10184.8	0.73	405.33	1569.80	1975.13
1.87772E-05	ho enhancement			11.46701	11823.9	0.84	26685.89	9927.2	0.72	391.16	1610.54	2001.70
1.87772E-05	ho enhancement			13.16685	13576.65	0.82	27392.63	9721.7	0.72	379.89	1644.57	2024.46
1.87772E-05	ho enhancement			15.27535	15750.76	0.81	27935.83	9570.2	0.71	371.59	1670.61	2042.20
1.87772E-05	ho enhancement			18.00968	18570.19	0.80	28271.51	9479.2	0.71	366.61	1686.65	2053.26
1.87772E-05	ho enhancement			21.78455	22462.55	0.80	28328.22	9464.0	0.71	365.78	1689.35	2055.13
1.87772E-05	ho enhancement			27.52184	28378.4	0.81	27976.09	9559.2	0.71	370.98	1672.53	2043.52
1.87772E-05	ho enhancement			37.86097	39039.31	0.83	26930.82	9854.9	0.72	387.19	1622.35	2009.55
1.87772E-05	ho enhancement			65.83481	67883.79	0.91	24276.35	10707.9	0.75	434.18	1493.11	1927.29
1.87772E-05	ho enhancement			163.0523	168127	1.08	19512.97	12752.4	0.79	547.64	1253.73	1801.37
AVERAGE						AVERAGE						
					21751.03					496.93	1398.70	1895.63

## Perhitungan *Two-Phase Heat transfer coefficient* Suhu Oli Pemanas 105 °C – 0,5 GPM Metode Immersed Heat Exchanger

Flow boiling - LMTD Immersed - Shah Correlation																								
x	mdot	G	Re <sub>LO</sub>	f	Nu <sub>LO</sub>	h <sub>LO</sub>	Fr <sub>LO</sub>	1/X <sub>tt</sub>	F	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	T <sub>w</sub>	T <sub>wONB</sub>	K <sub>fR</sub>	Co	Fcb	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	T <sub>wONB</sub>	T <sub>w</sub>
	kg/s	kg/m <sup>2</sup> s				W/m <sup>2</sup> K					W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup>	°C	°C								°C	°C
0.01	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.01	1.00	0.99	548.37	100.17	1802.00	90.21	87.34	1.00	5.581	1.20	1.20	660.70	103.38	1859.75	111.66	89.73
0.06	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.06	1.00	0.95	526.10	94.86	1802.00	90.35	87.34	1.00	1.277	1.70	1.62	895.67	107.80	1859.75	111.66	89.00
0.11	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.12	1.04	0.95	525.45	94.84	1802.00	90.35	87.34	1.00	0.753	2.05	1.87	1034.85	109.58	1859.75	111.66	88.72
0.16	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.18	1.19	1.03	570.43	96.21	1802.00	90.08	87.34	1.00	0.532	2.36	2.05	1134.08	110.60	1859.75	111.66	88.56
0.21	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.25	1.34	1.11	612.83	97.34	1802.00	89.86	87.34	1.00	0.408	2.58	2.14	1182.71	111.05	1859.75	111.66	88.49
0.26	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.33	1.50	1.18	652.78	98.30	1802.00	89.68	87.34	1.00	0.326	2.76	2.17	1200.73	111.20	1859.75	111.66	88.47
0.31	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.42	1.68	1.25	690.36	99.11	1802.00	89.53	87.34	1.00	0.268	2.92	2.17	1197.77	111.18	1859.75	111.66	88.47
0.36	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.52	1.88	1.31	725.59	99.81	1802.00	89.40	87.34	1.00	0.224	3.05	2.13	1179.16	111.02	1859.75	111.66	88.50
0.41	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.64	2.09	1.37	758.44	100.40	1802.00	89.30	87.34	1.00	0.189	3.17	2.08	1148.08	110.73	1859.75	111.66	88.54
0.46	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.78	2.34	1.43	788.83	100.92	1802.00	89.20	87.34	1.00	0.161	3.28	2.00	1106.57	110.33	1859.75	111.66	88.60
0.51	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	0.94	2.61	1.48	816.62	101.36	1802.00	89.13	87.34	1.00	0.137	3.38	1.91	1055.90	109.81	1859.75	111.66	88.68
0.56	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	1.14	2.94	1.52	841.59	101.74	1802.00	89.06	87.34	1.00	0.117	3.48	1.80	996.90	109.14	1859.75	111.66	88.79
0.61	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	1.38	3.32	1.56	863.43	102.05	1802.00	89.01	87.34	1.00	0.099	3.57	1.68	929.98	108.28	1859.75	111.66	88.92
0.66	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	1.69	3.78	1.59	881.68	102.30	1802.00	88.96	87.34	1.00	0.083	3.67	1.55	855.27	107.19	1859.75	111.66	89.09
0.71	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	2.10	4.36	1.62	895.64	102.48	1802.00	88.93	87.34	1.00	0.069	3.76	1.40	772.58	105.78	1859.75	111.66	89.33
0.76	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	2.67	5.12	1.64	904.24	102.59	1802.00	88.91	87.34	1.00	0.056	3.86	1.23	681.32	103.87	1859.75	111.66	89.65
0.81	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	3.51	6.19	1.64	905.69	102.61	1802.00	88.91	87.34	1.00	0.044	3.96	1.05	580.40	101.19	1859.75	111.66	90.12
0.86	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	4.91	7.82	1.62	896.67	102.50	1802.00	88.93	87.34	1.00	0.033	4.08	0.85	467.80	97.11	1859.75	111.66	90.90
0.91	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	7.73	10.80	1.57	869.77	102.14	1802.00	88.99	87.34	1.00	0.022	4.22	0.61	339.49	90.05	1859.75	111.66	92.40
0.96	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	16.92	19.02	1.45	800.48	101.11	1802.00	89.17	87.34	1.00	0.011	4.40	0.34	185.35	73.77	1859.75	111.66	96.95
0.99	0.03	252.94	7641.46	0.00850	48.30	552.80	0.82	60.75	48.41	1.22	672.14	98.73	1802.00	89.60	87.34	1.00	0.004	4.61	0.12	64.00	42.04	1859.75	111.66	115.98
AVERAGE		252.94				AVERAGE					749.8645			AVERAGE						841.396				

Combined Nucleation Boiling - Shah Method						Combined Nucleation Boiling - Chen Method						
Bo	enhancement or not	low vapor		high vapor		del T sa	Re TP	del Pv	S	hnb	hcb	hTP
		F <sub>nb</sub>	x=0 h <sub>nb</sub>	F <sub>cnb</sub>	h <sub>cnb</sub>	°C		kPa		W/m2K	W/m2K	W/m2K
		1.425176	787.8392		787.8392						552.801	552.8012
3.80639E-05	enhancement			3.048412	1685.166	3.29	7565.05	38870.4	0.92	1920.01	548.37	2468.39
3.80639E-05	enhancement			8.024631	4436.026	3.43	7182.97	40515.9	0.92	2009.96	526.10	2536.07
3.80639E-05	enhancement			2.974754	1644.447	3.43	7171.78	40566.4	0.92	2012.72	525.45	2538.17
3.80639E-05	enhancement			3.224802	1782.674	3.16	7947.23	37367.7	0.92	1837.75	570.43	2408.18
3.80639E-05	enhancement			3.688582	2039.052	2.94	8692.37	34782.3	0.91	1695.94	612.83	2308.77
3.80639E-05	enhancement			4.409558	2437.609	2.76	9406.45	32653.4	0.90	1578.91	652.78	2231.69
3.80639E-05	enhancement			5.160936	2852.972	2.61	10088.18	30875.8	0.89	1480.99	690.36	2171.35
3.80639E-05	enhancement			5.959349	3294.335	2.48	10735.74	29376.7	0.88	1398.28	725.59	2123.87
3.80639E-05	enhancement			6.822708	3771.601	2.38	11346.68	28104.4	0.88	1327.98	758.44	2086.42
3.80639E-05	enhancement			7.772369	4296.575	2.28	11917.79	27021.7	0.87	1268.09	788.83	2056.92
3.80639E-05	enhancement			8.835677	4884.373	2.21	12444.88	26102.1	0.86	1217.18	816.62	2033.80
3.80639E-05	enhancement			10.04965	5555.46	2.14	12922.40	25327.6	0.86	1174.26	841.59	2015.86
3.80639E-05	enhancement			11.46701	6338.976	2.09	13342.95	24686.9	0.85	1138.74	863.43	2002.18
3.80639E-05	enhancement			13.16685	7278.653	2.04	13696.32	24176.1	0.85	1110.41	881.68	1992.09
3.80639E-05	enhancement			15.27535	8444.229	2.01	13967.92	23799.3	0.85	1089.50	895.64	1985.14
3.80639E-05	enhancement			18.00968	9955.771	1.99	14135.76	23572.9	0.85	1076.94	904.24	1981.18
3.80639E-05	enhancement			21.78455	12042.52	1.99	14164.11	23535.2	0.85	1074.85	905.69	1980.54
3.80639E-05	enhancement			27.52184	15214.11	2.01	13988.04	23771.9	0.85	1087.98	896.67	1984.66
3.80639E-05	enhancement			37.86097	20929.59	2.07	13465.41	24507.2	0.85	1128.77	869.77	1998.54
3.80639E-05	enhancement			65.83481	36393.56	2.25	12138.18	26628.4	0.87	1246.32	800.48	2046.80
3.80639E-05	enhancement			163.0523	90135.51	2.68	9756.49	31712.7	0.89	1527.11	672.14	2199.26
AVERAGE						AVERAGE				1400.13	749.86	2149.99

## Perhitungan *Two-Phase Heat transfer coefficient* Suhu Oli Pemanas 105 °C – 0,75 GPM Metode Immersed Heat Exchanger

Flow boiling - LMTD Immersed - Shah Correlation																											
x	mdot	G	Re <sub>LO</sub>	f	NU <sub>LO</sub>	h <sub>LO</sub>	Fr <sub>LO</sub>	1/X <sub>tt</sub>	F	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	T <sub>w</sub>	T <sub>wONB</sub>	K <sub>fR</sub>	Co	Fcb	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	T <sub>wONB</sub>	T <sub>w</sub>			
	kg/s	kg/m2.s				W/m2K					W/m2K	W/m2K	W/m2	°C	°C								°C	°C			
0.01	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.01	1.00	0.99	793.75	105.71	1937.16	89.36	87.36	1.00	5.58	1.20	1.20	956.34	108.16	1982.04	113.29	88.99			
0.06	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.06	1.00	0.95	761.51	105.12	1937.16	89.46	87.36	1.00	1.28	1.70	1.62	1296.44	111.47	1982.04	113.29	88.45			
0.11	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.12	1.04	0.95	760.56	105.10	1937.16	89.47	87.36	1.00	0.75	2.05	1.87	1497.89	112.77	1982.04	113.29	88.24			
0.16	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.18	1.19	1.03	825.67	106.26	1937.16	89.27	87.36	1.00	0.53	2.36	2.05	1641.53	113.52	1982.04	113.29	88.13			
0.21	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.25	1.34	1.11	887.04	107.21	1937.16	89.10	87.36	1.00	0.41	2.58	2.14	1711.92	113.84	1982.04	113.29	88.08			
0.26	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.33	1.50	1.18	944.87	108.01	1937.16	88.97	87.36	1.00	0.33	2.76	2.17	1738.01	113.96	1982.04	113.29	88.06			
0.31	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.42	1.68	1.25	999.27	108.69	1937.16	88.86	87.36	1.00	0.27	2.92	2.17	1733.72	113.94	1982.04	113.29	88.06			
0.36	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.52	1.88	1.31	1050.26	109.27	1937.16	88.76	87.36	1.00	0.22	3.05	2.13	1706.77	113.82	1982.04	113.29	88.08			
0.41	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.64	2.09	1.37	1097.81	109.76	1937.16	88.68	87.36	1.00	0.19	3.17	2.08	1661.79	113.62	1982.04	113.29	88.11			
0.46	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.78	2.34	1.43	1141.80	110.18	1937.16	88.62	87.36	1.00	0.16	3.28	2.00	1601.70	113.32	1982.04	113.29	88.16			
0.51	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	0.94	2.61	1.48	1182.02	110.55	1937.16	88.56	87.36	1.00	0.14	3.38	1.91	1528.37	112.94	1982.04	113.29	88.22			
0.56	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	1.14	2.94	1.52	1218.17	110.86	1937.16	88.51	87.36	1.00	0.12	3.48	1.80	1442.97	112.45	1982.04	113.29	88.29			
0.61	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	1.38	3.32	1.56	1249.78	111.11	1937.16	88.47	87.36	1.00	0.10	3.57	1.68	1346.11	111.82	1982.04	113.29	88.39			
0.66	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	1.69	3.78	1.59	1276.19	111.32	1937.16	88.44	87.36	1.00	0.08	3.67	1.55	1237.97	111.02	1982.04	113.29	88.52			
0.71	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	2.10	4.36	1.62	1296.40	111.47	1937.16	88.41	87.36	1.00	0.07	3.76	1.40	1118.27	109.96	1982.04	113.29	88.69			
0.76	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	2.67	5.12	1.64	1308.84	111.56	1937.16	88.40	87.36	1.00	0.06	3.86	1.23	986.18	108.53	1982.04	113.29	88.93			
0.81	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	3.51	6.19	1.64	1310.94	111.57	1937.16	88.40	87.36	1.00	0.04	3.96	1.05	840.11	106.49	1982.04	113.29	89.28			
0.86	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	4.91	7.82	1.62	1297.89	111.48	1937.16	88.41	87.36	1.00	0.03	4.08	0.85	677.11	103.34	1982.04	113.29	89.85			
0.91	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	7.73	10.80	1.57	1258.95	111.18	1937.16	88.46	87.36	1.00	0.02	4.22	0.61	491.39	97.70	1982.04	113.29	90.95			
0.96	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	16.92	19.02	1.45	1158.66	110.34	1937.16	88.59	87.36	1.00	0.01	4.40	0.34	268.28	83.84	1982.04	113.29	94.31			
0.99	0.05	379.42	11462.19	0.00758	69.91	800.15	1.86	60.75	48.41	1.22	972.90	108.37	1937.16	88.91	87.36	1.00	0.00	4.61	0.12	92.63	52.64	1982.04	113.29	108.32			
AVERAGE	379.42					AVERAGE					1085.394			AVERAGE						1217.88							



Combined Nucleation Boiling - Shah Method					Combined Nucleation Boiling - Chen Method							
Bo	enhancement or not	low vapor		high vapor		del T sa	Re TP	del Pv	S	hnb	hcb	hTP
		F <sub>nb</sub>	x=0 h <sub>nb</sub>	F <sub>cnb</sub>	h <sub>cnb</sub>	°C		kPa		W/m2K	W/m2K	W/m2K
		1.2013	961.2249		961.2249						800.154	800.1539
2.70445E-05	enhancement			3.048412	2439.199	2.44	11347.57	28868.6	0.88	1363.71	793.75	2157.46
2.70445E-05	enhancement			8.024631	6420.939	2.54	10774.46	30090.7	0.88	1431.22	761.51	2192.73
2.70445E-05	enhancement			2.507459	2006.353	2.55	10757.67	30128.3	0.88	1433.29	760.56	2193.85
2.70445E-05	enhancement			2.980015	2384.471	2.35	11920.84	27752.6	0.87	1301.99	825.67	2127.66
2.70445E-05	enhancement			3.688582	2951.433	2.18	13038.56	25832.4	0.86	1195.66	887.04	2082.70
2.70445E-05	enhancement			4.409558	3528.325	2.05	14109.67	24251.3	0.85	1107.99	944.87	2052.86
2.70445E-05	enhancement			5.160936	4129.543	1.94	15132.27	22931.1	0.84	1034.72	999.27	2033.99
2.70445E-05	enhancement			5.959349	4768.396	1.84	16103.61	21817.8	0.83	972.90	1050.26	2023.17
2.70445E-05	enhancement			6.822708	5459.216	1.76	17020.02	20872.8	0.82	920.43	1097.81	2018.24
2.70445E-05	enhancement			7.772369	6219.091	1.70	17876.69	20068.7	0.81	875.79	1141.80	2017.58
2.70445E-05	enhancement			8.835677	7069.901	1.64	18667.31	19385.8	0.80	837.88	1182.02	2019.90
2.70445E-05	enhancement			10.04965	8041.268	1.59	19383.60	18810.5	0.79	805.98	1218.17	2024.14
2.70445E-05	enhancement			11.46701	9175.371	1.55	20014.42	18334.7	0.79	779.60	1249.78	2029.38
2.70445E-05	enhancement			13.16685	10535.51	1.52	20544.47	17955.3	0.78	758.58	1276.19	2034.77
2.70445E-05	enhancement			15.27535	12222.63	1.49	20951.87	17675.4	0.78	743.08	1296.40	2039.48
2.70445E-05	enhancement			18.00968	14410.51	1.48	21203.63	17507.4	0.77	733.78	1308.84	2042.62
2.70445E-05	enhancement			21.78455	17430.99	1.48	21246.16	17479.3	0.77	732.22	1310.94	2043.17
2.70445E-05	enhancement			27.52184	22021.71	1.49	20982.06	17655.1	0.78	741.95	1297.89	2039.84
2.70445E-05	enhancement			37.86097	30294.6	1.54	20198.12	18201.2	0.78	772.20	1258.95	2031.15
2.70445E-05	enhancement			65.83481	52677.98	1.67	18207.27	19776.7	0.80	859.58	1158.66	2018.23
2.70445E-05	enhancement			163.0523	130466.9	1.99	14634.73	23552.7	0.84	1069.23	972.90	2042.12
AVERAGE					16888.3	AVERAGE				974.846	1085.39	2060.24

## Perhitungan *Two-Phase Heat transfer coefficient* Suhu Oli Pemanas 105 °C – 1 GPM Metode Immersed Heat Exchanger

Flow boiling - LMTD Immersed - Shah Correlation																								
x	mdot	G	Re <sub>LO</sub>	f	Nu <sub>LO</sub>	h <sub>LO</sub>	Fr <sub>LO</sub>	1/X <sub>tt</sub>	F	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	Tw	T <sub>wONB</sub>	K <sub>FR</sub>	Co	Fcb	Fo	h <sub>cb</sub>	U	q''	T <sub>wONB</sub>	T <sub>w</sub>
	kg/s	kg/m <sup>2</sup> s				W/m <sup>2</sup> K					W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup> K	W/m <sup>2</sup>	°C	°C								°C	°C
0.01	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.01	1.00	0.99	1022.87	108.92	1991.14	88.87	87.36	1.00	5.58	1.20	1.20	1232.39	110.93	2027.85	113.90	88.57
0.06	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.06	1.00	0.95	981.32	108.44	1991.14	88.95	87.36	1.00	1.28	1.70	1.62	1670.67	113.62	2027.85	113.90	88.13
0.11	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.12	1.04	0.95	980.10	108.42	1991.14	88.95	87.36	1.00	0.75	2.05	1.87	1930.27	114.66	2027.85	113.90	87.97
0.16	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.18	1.19	1.03	1064.00	109.37	1991.14	88.79	87.36	1.00	0.53	2.36	2.05	2115.37	115.26	2027.85	113.90	87.88
0.21	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.25	1.34	1.11	1143.09	110.16	1991.14	88.66	87.36	1.00	0.41	2.58	2.14	2206.07	115.52	2027.85	113.90	87.84
0.26	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.33	1.50	1.18	1217.61	110.81	1991.14	88.56	87.36	1.00	0.33	2.76	2.17	2239.69	115.61	2027.85	113.90	87.83
0.31	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.42	1.68	1.25	1287.71	111.36	1991.14	88.47	87.36	1.00	0.27	2.92	2.17	2234.17	115.60	2027.85	113.90	87.83
0.36	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.52	1.88	1.31	1353.43	111.83	1991.14	88.39	87.36	1.00	0.22	3.05	2.13	2199.44	115.50	2027.85	113.90	87.84
0.41	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.64	2.09	1.37	1414.70	112.23	1991.14	88.33	87.36	1.00	0.19	3.17	2.08	2141.48	115.34	2027.85	113.90	87.87
0.46	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.78	2.34	1.43	1471.38	112.58	1991.14	88.27	87.36	1.00	0.16	3.28	2.00	2064.04	115.11	2027.85	113.90	87.90
0.51	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	0.94	2.61	1.48	1523.22	112.87	1991.14	88.23	87.36	1.00	0.14	3.38	1.91	1969.55	114.80	2027.85	113.90	87.95
0.56	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	1.14	2.94	1.52	1569.80	113.12	1991.14	88.19	87.36	1.00	0.12	3.48	1.80	1859.49	114.41	2027.85	113.90	88.01
0.61	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	1.38	3.32	1.56	1610.54	113.33	1991.14	88.16	87.36	1.00	0.10	3.57	1.68	1734.67	113.90	2027.85	113.90	88.09
0.66	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	1.69	3.78	1.59	1644.57	113.49	1991.14	88.13	87.36	1.00	0.08	3.67	1.55	1595.32	113.25	2027.85	113.90	88.19
0.71	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	2.10	4.36	1.62	1670.61	113.62	1991.14	88.11	87.36	1.00	0.07	3.76	1.40	1441.06	112.40	2027.85	113.90	88.33
0.76	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	2.67	5.12	1.64	1686.65	113.69	1991.14	88.10	87.36	1.00	0.06	3.86	1.23	1270.85	111.24	2027.85	113.90	88.52
0.81	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	3.51	6.19	1.64	1689.35	113.70	1991.14	88.10	87.36	1.00	0.04	3.96	1.05	1082.61	109.57	2027.85	113.90	88.79
0.86	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	4.91	7.82	1.62	1672.53	113.62	1991.14	88.11	87.36	1.00	0.03	4.08	0.85	872.56	106.96	2027.85	113.90	89.24
0.91	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	7.73	10.80	1.57	1622.35	113.39	1991.14	88.15	87.36	1.00	0.02	4.22	0.61	633.23	102.23	2027.85	113.90	90.12
0.96	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	16.92	19.02	1.45	1493.11	112.70	1991.14	88.25	87.36	1.00	0.01	4.40	0.34	345.73	90.13	2027.85	113.90	92.79
0.99	0.07	505.89	15282.92	0.00701	90.10	1031.12	3.30	60.75	48.41	1.22	1253.73	111.10	1991.14	88.51	87.36	1.00	0.00	4.61	0.12	119.37	60.31	2027.85	113.90	103.91
AVERAGE	505.89					AVERAGE					1398.699									AVERAGE				

Combined Nucleation Boiling - Shah Method					Combined Nucleation Boiling - Chen Method							
Bo	enhancement or not	low vapor		high vapor		del T sa	Re TP	del Pv	S	hnb	hcb	hTP
		F <sub>nb</sub>	x=0 h <sub>nb</sub>	F <sub>cnb</sub>	h <sub>cnb</sub>	°C		kPa		W/m2K	W/m2K	W/m2K
		1.215105	1252.923		1252.923						1031.12	1031.123
2.76697E-05	enhancement			3.048412	3143.288	1.95	15130.09	23026.4	0.84	1039.01	1022.87	2061.87
2.76697E-05	enhancement			8.024631	8274.381	2.03	14365.95	24001.1	0.84	1093.11	981.32	2074.43
2.76697E-05	enhancement			2.536274	2615.211	2.03	14343.56	24031.1	0.84	1094.77	980.10	2074.87
2.76697E-05	enhancement			2.980015	3072.762	1.87	15894.45	22136.2	0.83	989.58	1064.00	2053.58
2.76697E-05	enhancement			3.688582	3803.382	1.74	17384.74	20604.6	0.81	904.54	1143.09	2047.63
2.76697E-05	enhancement			4.409558	4546.797	1.64	18812.90	19343.5	0.80	834.54	1217.61	2052.16
2.76697E-05	enhancement			5.160936	5321.56	1.55	20176.36	18290.5	0.78	776.16	1287.71	2063.87
2.76697E-05	enhancement			5.959349	6144.822	1.47	21471.48	17402.4	0.77	726.99	1353.43	2080.42
2.76697E-05	enhancement			6.822708	7035.051	1.41	22693.36	16648.7	0.76	685.34	1414.70	2100.04
2.76697E-05	enhancement			7.772369	8014.269	1.35	23835.59	16007.3	0.75	649.97	1471.38	2121.35
2.76697E-05	enhancement			8.835677	9110.67	1.31	24889.75	15462.6	0.74	620.00	1523.22	2143.21
2.76697E-05	enhancement			10.04965	10362.43	1.27	25844.79	15003.8	0.73	594.81	1569.80	2164.60
2.76697E-05	enhancement			11.46701	11823.9	1.24	26685.89	14624.3	0.72	574.02	1610.54	2184.55
2.76697E-05	enhancement			13.16685	13576.65	1.21	27392.63	14321.6	0.72	557.47	1644.57	2202.04
2.76697E-05	enhancement			15.27535	15750.76	1.19	27935.83	14098.4	0.71	545.29	1670.61	2215.90
2.76697E-05	enhancement			18.00968	18570.19	1.18	28271.51	13964.3	0.71	537.98	1686.65	2224.63
2.76697E-05	enhancement			21.78455	22462.55	1.18	28328.22	13942.0	0.71	536.76	1689.35	2226.12
2.76697E-05	enhancement			27.52184	28378.4	1.19	27976.09	14082.2	0.71	544.40	1672.53	2216.94
2.76697E-05	enhancement			37.86097	39039.31	1.23	26930.82	14517.8	0.72	568.19	1622.35	2190.54
2.76697E-05	enhancement			65.83481	67883.79	1.33	24276.35	15774.4	0.75	637.14	1493.11	2130.26
2.76697E-05	enhancement			163.0523	168127	1.59	19512.97	18786.3	0.79	803.64	1253.73	2057.37
AVERAGE					21764.63	AVERAGE				729.224	1398.7	2127.923

## KARAKTERISTIK HEAT EXCHANGER

Toil	Flowrate	Superheating degree	m dot ref	G	h outter		Overall Fin Efficiency		Wall resistance	hi subcooling	A subcooling	h <sub>fp</sub> average	
					LMTD Method	LH Cylinder	LMTD Method	LH Cylinder				LMTD Method	LH Cylinder
°C	GPM	°C	kg/s	kg/m2s	W/m2K	W/m2K	-	-	m2K/W	W/m2K	m2	W/m2K	W/m2K
90	0.5	0	0.0336	252.9441	99.06	69.83	0.71	0.77	3.58E-07	488.41	0.25	-	-
	0.75	0	0.0504	379.4162	99.87	69.49	0.71	0.77	3.58E-07	719.93	0.27	-	-
	1	0	0.0671	505.8883	98.82	69.55	0.71	0.77	3.58E-07	935.98	0.32	-	-
95	0.5	0	0.0336	252.9441	105.99	76.45	0.70	0.76	3.59E-07	492.70	0.19	-	-
	0.75	0	0.0504	379.4162	106.25	76.08	0.70	0.76	3.59E-07	723.77	0.22	-	-
	1	0	0.0671	505.8883	106.35	76.57	0.70	0.76	3.59E-07	937.39	0.25	-	-
100	0.5	0.08	0.0336	252.9441	112.83	81.70	0.69	0.74	3.59E-07	494.58	0.17	1697.55	749.86
	0.75	0.38	0.0504	379.4162	112.70	82.29	0.69	0.74	3.59E-07	726.10	0.19	1085.39	1085.39
	1	0.68	0.0671	505.8883	112.66	82.11	0.69	0.74	3.59E-07	941.56	0.22	1398.70	1398.70
105	0.5	1.47	0.0336	252.9441	119.83	87.02	0.67	0.73	3.59E-07	493.88	0.14	2124.67	1802.68
	0.75	2.79	0.0504	379.4162	119.29	86.30	0.67	0.73	3.59E-07	727.59	0.16	2041.89	1085.39
	1	3.38	0.0671	505.8883	119.19	86.35	0.67	0.73	3.59E-07	941.56	0.18	2113.52	1398.70

A two phase		A		hi average		U		UA		LMTD	ε	NTU
LMTD Method	LH Cylinder	superheating	superheating	LMTD Method	LH Cylinder	LMTD Method	LH Cylinder	LMTD Method	LH Cylinder			
m2	m2	W/m2K	m2	W/m2K	W/m2K	W/m2K	W/m2K	W/K	W/K	°C		
-	-	-	-	488.41	488.41	369.01	343.35	652.87	607.46	22.29	0.8944	2.25
-	-	-	-	719.93	719.93	488.39	442.99	864.07	783.74	22.99	0.8826	2.14
-	-	-	-	935.98	935.98	577.35	516.48	1021.45	913.77	22.05	0.8948	2.25
-	-	-	-	492.70	492.70	375.93	352.67	665.10	623.94	26.98	0.8391	1.83
-	-	-	-	723.77	723.77	497.27	456.49	879.78	807.64	27.18	0.8474	1.88
-	-	-	-	937.39	937.39	589.73	534.25	1043.37	945.20	27.37	0.8499	1.90
1.60040	1.60	582.53	0.00054	1582.79	725.53	810.17	466.40	1433.36	825.17	31.69	0.7962	1.59
1.57463	1.57	805.87	0.00276	1046.00	1046.00	641.42	582.21	1134.81	1030.06	31.72	0.8029	1.62
1.54728	1.55	1014.64	0.00570	1341.59	1341.59	741.52	663.04	1311.92	1173.06	31.62	0.8094	1.66
1.62116	1.62	582.99	0.00633	1988.51	1693.47	925.89	757.38	1638.10	1339.97	36.73	0.7608	1.43
1.59609	1.60	807.00	0.01477	1913.94	1051.04	907.86	593.16	1606.19	1049.43	35.74	0.7736	1.49
1.56823	1.57	1016.25	0.02087	1981.26	1347.65	922.45	677.42	1632.02	1198.51	35.65	0.7874	1.55

## BIODATA PENULIS



### **Baskoro Ardy Kusuma**

merupakan anak kedua dari pasangan Tri Eddy Sudarmanto dan Endang Hari Kartikawati. Penulis lahir di Pontianak pada tanggal 17 Januari 1996, memulai pendidikan dari jenjang Sekolah Dasar di SDN Lesanpuro 4 Malang pada tahun 2002, kemudian melanjutkan Sekolah Menengah Pertama di SMPN 3 Malang lulus tahun 2011 dan Sekolah Menengah Atas di SMAN 3 Malang lulus tahun 2014. Penulis melanjutkan ke jenjang perguruan tinggi di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya mulai tahun 2014.

Semasa kuliah penulis aktif dalam beberapa organisasi seperti Staff Kementerian Kesejahteraan Mahasiswa BEM ITS, Dirjen Advokasi Kebijakan Kementerian Advokasi Kesejahteraan Mahasiswa BEM ITS, dan Asistant di Laboratorium Rekayasa Termal Departemen Teknik Mesin ITS. Penulis juga aktif mengikuti pelatihan keprofesian seperti Pelatihan Autodesk Inventor Essential Level, Pelatihan Autodesk Inventor Advance Level, ISO 50001 Energy Management Awareness, dan LKMM TD. Apabila terdapat pesan atau informasi yang hendak disampaikan kepada penulis dapat melalui email : [baskoro.ardy@yahoo.com](mailto:baskoro.ardy@yahoo.com)