



TUGAS AKHIR- TM141585

**RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMEN ALAT
PENUKAR PANAS MEMANFAATKAN ENERGI
REFRIGERANT KELUAR KOMPRESOR AC SEBAGAI
PEMANAS AIR PADA $ST/D=8$ DENGAN VARIASI VOLUME
AIR**

**FAJRI CHAIRBOWO
NRP. 2114 105 016**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Djarmiko Ichsani, M.Eng**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM141585

DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT EXCHANGER USING REFRIGERANT OUTLET COMPRESSOR ENERGY AS WATER HEATER ON $ST/D=8$ WITH WATER HEATER VOLUME

FAJRI CHAIRBOWO
NRP. 2114 105 016

Advisor
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

***MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Fakulty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016***

**RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMEN
ALAT PENUKAR PANAS UNTUK
MEMANFAATKAN ENERGI REFRIGERANT
KELUAR KOMPRESOR AC SEBAGAI PEMANAS
AIR PADA $ST/D=8$ DENGAN VARIASI VOLUME AIR**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

FAJRI CHAIRBOWO
NRP. 2114105016

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichasani, M.Eng. (Pembimbing)
(NIP. 195310191979031003)
2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M. Eng. Sc. (Penguji I)
(NIP 196604021989031002)
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. (Penguji II)
(NIP. 197301161997021001)
4. Bb. Arip Dwiyanoro, ST., M.Sc., Ph.D. (Penguji III)
(NIP. 197804012002121001)

**SURABAYA
JULI, 2016**

**RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMEN ALAT
PENUKAR PANAS MEMANFAATKAN ENERGI
REFRIGERANT KELUAR KOMPRESOR AC SEBAGAI
PEMANAS AIR PADA $ST/D=8$ DENGAN VARIASI
VOLUME AIR**

Name : Fajri Chairbowo
NRP : 2114105016
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

ABSTRAK

Kebutuhan masyarakat terhadap air hangat semakin meningkat. Hal itu disebabkan air hangat mempunyai berbagai manfaat. Air hangat efektif dalam melarutkan lemak ataupun sabun, serta air hangat dapat melancarkan peredaran darah manusia ketika digunakan. Demi efisiensi dalam penggunaan energi, penulis melakukan penelitian tentang pemanfaatan panas buang dari sistem refrigerasi. Sebelum panas dibuang ke lingkungan, water heater ditambahkan ke sistem refrigerasi yang peletakkannya sesudah proses kompresi. Dimana water heater akan mengambil kalor dari refrigeran pemanas yang melintas sesudah dari kompresor. Sistem refrigerasi yang digunakan mempunyai daya 1 HP (746 Watt).

Dalam penelitian ini sudah ditetapkan diameter tube dari water heater adalah 1 cm dengan jarak transversal setiap tube 8 cm, fluida yang mengalir di dalam tube adalah R-22 dan fluida diam yang berada di dalam tangki adalah air. Langkah awal dari penelitian ini adalah melakukan pengujian sistem AC split untuk mendapatkan data-data yang dibutuhkan dalam perancangan water heater. Tahap selanjutnya adalah studi numerik dimana studi numerik dilakukan secara dua dimensi dengan kondisi steady, incompressible, dan laminar dengan prinsip

Computational Fluid Dynamics (CFD), menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 untuk tahap pembuatan domain dan disimulasikan dengan perangkat lunak FLUENT 6.3.26. Tahap terakhir adalah eksperimen yang bertujuan untuk mengetahui water heater yang dibuat sesuai dengan rancangan penulis. Kemudian water heater yang sudah dibuat, dipasang ke sistem AC split. Pada tahap eksperimen, penulis melakukan variasi terhadap volume air di tangki, yaitu 75 liter, 85 liter dan 100 liter.

Hasil dari simulasi numerik menunjukkan fenomena perpindahan panas pada water heater, yang berupa kontur temperatur, kontur kecepatan dan velocity vector dalam bentuk dua dimensi tampak samping water heater. Hasil dari studi eksperimen ini menunjukkan nilai-nilai keseluruhan yang optimum untuk proses pemanasan air dengan water heater, yaitu pada pemilihan volume air 100 liter di water heater dengan nilai-nilai dari $W_{komp}=0,5004kW$ $Q_{evap} = 2,27$ COP = 4,538.

Kata kunci : Water Heater, Jarak Tube, Perpindahan Panas Transien, Konveksi Alami, Konveksi Internal Tube

**DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT
EXCHANGER USING REFRIGERANT OUTLET
COMPRESSOR ENERGY AS WATER HEATER ON
ST/D=8 WITH WATER HEATER VOLUME**

Name : Fajri Chairbowo
NRP : 2114105016
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

ABSTRACT

The public demand for warm water is increasing. That is because warm water has many benefits. Warm water is effective in dissolving grease or soap and warm water can improve blood circulation when it be used. In order to using energy is more efficient, the author conducted a research about the use of wasted heat from the refrigeration system. Before the heat discharged into environment, the author installs water heater on refrigeration system which its position after compression process. Where the water heater take heat out from the heating refrigerant which through after compressor. The refrigeration system has 1 HP power.

This research has been set on the water heater tube diameter is 1 cm and transverse pitch of every tube is 8 cm, the fluid following in the tube is R-22 and the stationary fluid inside the tank is water. The initial step of this study was to test the split AC system to obtain data required in the design of water heater. The next stage is a numerical study in which numerical study was be conducted in two dimensions with a steady, incompressible, and laminar with the principles of Computational Fluid Dynamics (CFD), using GAMBIT 2.4.6 software for the creation phase domain and simulated with software FLUENT 6.3.26. The last stage is an experiment that aims to determine the water heater made suit with the design of author. Then the water heater has been

made, split to the split AC system. At this stage of experiment, the author do a variation of the volume of water in the tank. Which is 75 liter, 85 liter and 100 liter

The results of numerical simulations show phenomena of heat transfer in water heater, which is a contour of temperature, contour of velocity and velocity vector in the form of two-dimensional side view water heater. The results of this experimental shows overall values optimum for process water heating with water heater, which is on the selection of the water volume of 100 liters in the water heater with the values of $W_{komp} = 0,5004kW$ $Q_{evap} = 2.27$ $COP = 4.538$.

Key Word : Water Heater, Transverse Tube, Transient Heat Transfer, Natural Convection, Internal Tube Convection

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Siklus Kompresi Uap Standar	5
2.2 Siklus Kompresi Uap Nyata.....	7
2.3 Komponen Utama Sistem Refrigerasi AC <i>Split</i>	6
2.3.1 Kompresor.....	9
2.3.2 Kondensor.....	10
2.3.3 Katup Ekspansi	10
2.3.4 Evaporator	11
2.4 Sistem Refrigerasi AC <i>Split</i>	8
2.4.1 Persamaan Daya Input, Kerja, dan Efisiensi Kompresor	12
2.4.2 Persamaan Panas yang Dilepaskan Kondensor	14
2.4.3 Persamaan Kapasitas Pendinginan Evaporator	15
2.4.4 Persamaan Panas yang Dilepaskan <i>Water</i> <i>Heater</i>	15
2.4.5 Persamaan COP Sistem Refrigerasi AC <i>Split</i>	16
2.5 Analisa Perpindahan Panas.....	16

2.5.1	Perpindahan Panas Konveksi	17
2.5.2	Perpindahan Panas Konveksi pada Aliran <i>Internal</i> Pipa.....	17
2.5.3	<i>External Free Convection Flow</i> pada Silinder Panjang	19
2.5.4	Perpindahan Panas Transien	20
2.6	Pemodelan pada FLUENT	22
2.7	Tinjauan Pustaka	26
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		
3.1	Tahapan Penelitian	23
3.1.1	Perumusan Masalah	29
3.1.2	Studi Literatur	29
3.1.3	Perancangan Geometri Model dan Data	29
3.1.4	Pemodelan dan Simulasi	29
3.1.5	Pengolahan dan Analisa Data Hasil Simulasi30	
3.1.6	Persiapan Peralatan	30
3.1.7	Pengambilan Data Eksperimen	30
3.1.8	Pengolahan Data Eksperimen	31
3.2	Diagram Alir Penelitian.....	31
3.3	Analisa Perpindahan Panas dan Desain <i>Water Heater</i>	32
3.3.1	Perhitungan Kapasitas <i>Water Heater</i>	34
3.3.2	Perhitungan Panjang Pipa	35
3.4	Diagram Alir Perancangan <i>Water Heater</i>	40
3.5	Tahapan Simulasi	41
3.5.1	<i>Pre-Processing</i>	42
3.5.2	<i>Processing</i>	46
3.5.3	<i>Post Processing</i>	48
3.6	Peralatan Eksperimen.....	49
3.6.1	Alat Pengujian.....	49
3.6.2	Alat Ukur.....	52
3.7	Skema Peralatan Sistem Pendingin.....	55
3.8	Prosedur Pengujian	55
3.8.1	Langkah Persiapan	56
3.8.2	Langkah Pengujian.....	56
3.9	Diagram Alir Pengambilan Data.....	57

BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

4.1	Analisa Numerik	59
4.1.1	Analisa Distribusi Temperatur	60
4.1.2	Analisa Aliran Kecepatan	63
4.2	Analisa Eksperimen	65
4.2.1	Contoh Perhitungan Data.....	65
4.2.2	Konversi Satuan Tekanan	66
4.2.3	Perhitungan Sistem AC <i>split</i> dengan Water Heater.....	67
4.2.3.1	<i>Properties</i> Refrigeran	67
4.2.3.2	Perhitungan Daya Input Kompresor	68
4.2.3.3	Perhitungan Kerja Aktual Kompresor	68
4.2.3.4	Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor	69
4.2.3.5	Perhitungan Efisiensi Kompresi Kompresor	69
4.2.3.6	Perhitungan $\dot{Q}$ Evaporator.....	70
4.2.3.7	Perhitungan $\dot{Q}$ Water Heater.....	70
4.2.3.8	Perhitungan $\dot{Q}$ Kondenser	71
4.2.3.9	Perhitungan COP (<i>Coeffecient of</i> <i>Performance</i>).....	71
4.2.4	Analisa P-h Diagram	72
4.2.4.1	Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume Water Heater 75 Liter	72
4.2.4.2	Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume Water Heater 85 Liter.....	74
4.2.4.3	Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume Water Heater 100 Liter.....	75
4.2.5	Analisa Grafik	76
4.2.5.1	Analisa Grafik Kerja Kompresor Varia- si Volume Air terhadap Waktu	76
4.2.5.2	Analisa Grafik Kalor yang Diserap Air Variasi Volume Air terhadap Waktu	77
4.2.4.3	Analisa Grafik Pelepasan Kalor Air	

<i>Cooled Condenser</i> Variasi Volume	
Air terhadap Waktu	78
4.2.5.4 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator	
Variasi Volume Air terhadap Waktu	79
4.2.5.5 Analisa Grafik COP Variasi Volume	
Air terhadap Waktu.....	80
4.2.5.6 Analisa Grafik Temperatur Air	
Variasi Volume Air terhadap Waktu	81
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	83
5.2 Saran.....	84
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	Nilai konstanta untuk persamaan 2.19	20
Tabel 3.1.	Properties refrigerant pada <i>water heater</i>	36
Tabel 3.2.	Properties air pada tangki.....	38
Tabel 3.3.	Geometri <i>water heater tube</i>	43
Tabel 3.4.	<i>Boundary condition water heater tube</i>	44
Tabel 3.5.	<i>Properties</i> Fluida (Air)	47
Tabel 3.6.	<i>Properties</i> tembaga	47
Tabel 3.7.	<i>Properties</i> Fiber Glass	48
Tabel 3.8.	Spesifikasi <i>unit indoor</i>	50
Tabel 3.9.	Spesifikasi <i>AC outdoor</i>	51
Tabel 3.10.	Spesifikasi pipa kapiler	51
Tabel 3.11.	Spesifikasi Termokopel Tipe K	54
Tabel 4.1.	Temperatur pada koordinat y	61

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus refrigerasi standar	6
Gambar 2.2	P-h diagram siklus kompresi uap standar	7
Gambar 2.3	T-s diagram siklus kompresi uap standar	7
Gambar 2.4	Siklus kompresi uap aktual dibanding siklus kompresi uap ideal	8
Gambar 2.5	Beberapa jenis kompresor hermatik, (a) <i>reciprocating</i> , (b) <i>rotary</i> , (c) <i>scroll</i> , (d) <i>screw</i> (Sumber dari Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 148-164).....	9
Gambar 2.6.	Kondensor	10
Gambar 2-7	Pipa kapiler.....	11
Gambar 2.8.	Evaporator tipe <i>AC split</i>	11
Gambar 2.9	Gambar sistem refrigerasi <i>AC split</i>	12
Gambar 2.10	Gambar sistem pada kompresor isentropis....	13
Gambar 2.11	Gambar sistem pada kompresor.....	13
Gambar 2.12	Gambar sistem pada kondenser	14
Gambar 2.13	Gambar sistem pada evaporator	15
Gambar 2.14	Gambar sistem pada <i>water heater</i>	15
Gambar 2.15	Kontrol volume untuk aliran <i>internal</i> di dalam pipa	19
Gambar 2.16	Proses <i>heating</i> pada <i>water heater</i>	21
Gambar 2.17	Gambar sistem refrigerasi <i>AC split</i>	26
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian.....	32
Gambar 3.2	Skema pengujian sistem <i>AC split</i>	33
Gambar 3.3	Diagram P-h pengujian sistem <i>AC split</i>	34
Gambar 3.4	Diagram P-h penambahan <i>water heater</i>	28
Gambar 3.5	Diagram alir perencanaan.....	41
Gambar 3.6	Bagian temperatur yang disimulasikan	42
Gambar 3.7	Geometri <i>water heater</i>	42
Gambar 3.8	Meshing <i>tube water heater</i> dengan bentuk Quad-Map.....	43
Gambar 3.9	<i>Boundary Condition</i>	46
Gambar 3.10	Indoor unit.....	49

Gambar 3.11	<i>Outdoor unit</i>	50
Gambar 3.12	Pipa kapiler.....	51
Gambar 3.13	<i>Water heater</i>	52
Gambar 3.14	<i>High-low pressure gauge</i>	52
Gambar 3.15	<i>Clamp-on ammeter digital</i>	53
Gambar 3.16	<i>Flowmeter</i>	53
Gambar 3.17	<i>Thermocouple</i>	54
Gambar 3.18	Data akusisi	54
Gambar 3.19	Skema pengujian sistem <i>AC split</i> penambahan <i>water heater</i>	55
Gambar 3.20	Flowchart pengambilan data	57
Gambar 4.1	Posisi <i>iso-surface</i>	59
Gambar 4.2	Kontur distribusi temperatur	60
Gambar 4-3.	Grafik distribusi temperatur dan jarak vertikal (Y) pada <i>water heater</i>	61
Gambar 4-4.	Kontur distribusi kecepatan.....	63
Gambar 4-5.	Vektor Kecepatan yang terjadi pada <i>Tube Water Heater</i>	64
Gambar 4-6.	P-h diagram 75 liter terhadap fungsi waktu ..	72
Gambar 4-7.	P-h diagram 85 liter terhadap fungsi waktu ..	74
Gambar 4-8.	P-h diagram 100 liter terhadap fungsi waktu	75
Gambar 4-9	Grafik kerja kompresor variasi volume air terhadap waktu	76
Gambar 4-10	Grafik nilai penyerapan air pada <i>water</i> <i>heater</i> variasi volume air terhadap waktu	77
Gambar 4-11	Grafik pelepasan kalor <i>air cooled condenser</i> variasi volume air terhadap waktu.....	78
Gambar 4-12	Grafik nilai kapasitas pendinginan variasi volume air terhadap waktu	79
Gambar 4-13	Grafik nilai COP variasi volume air \\ terhadap waktu..	80
Gambar 4-14	Grafik nilai temperatur air variasi volume air terhadap waktu	81

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Di era globalisasi sebagian masyarakat sudah menggunakan perangkat pendingin udara atau *air conditioner* untuk mendinginkan temperatur di ruangan . Di samping dapat mendinginkan temperature di ruangan, *air conditioner* juga menyebabkan temperature di luar ruangan (lingkungan) meningkat akibat panas yang dilepaskan oleh kondensor.

Kebutuhan terhadap air hangat dalam kehidupan sehari-hari cukup tinggi terutama di rumah sakit maupun penginapan. Air hangat dapat digunakan untuk membersihkan piring yang berlemak karena air hangat lebih efektif untuk melarutkan lemak dan sabun jika dibandingkan dengan menggunakan air dingin. Selain itu, air hangat juga digunakan untuk keperluan mandi. Hal itu disebabkan karena manfaat mandi dengan air hangat cukup banyak, salah satunya dapat melancarkan peredaran darah manusia. Terdapat jenis-jenis alat pemanas air di sekitar tetapi kebanyakan memerlukan daya yang tinggi dan biaya yang dikeluarkan pun cukup mahal.

Untuk memenuhi kebutuhan masyarakat terhadap air hangat, penulis mencoba memanfaatkan panas yang terbuang atau *waste heat* dari *air conditioner* dengan menggunakan *water heater* untuk memanaskan air. *Water heater* ini dapat memanaskan air tanpa perlu daya tambahan karena prinsip kerja dari *water heater* ini adalah dengan memanfaatkan panas refrigeran yang keluar dari kompresor untuk memanaskan air di *water heater* sebelum masuk ke kondensor.

Kemudian penulis mencoba untuk mengembangkan model baru dengan menggunakan *transverse pitch* ($S_T/D = 8$) setiap *tube* di *water heater* dengan memvariasikan volume *water heater*. Hal tersebut bertujuan untuk membandingkan karakteristik perpindahan panas yang didapat menggunakan ($S_T/D = 8$) dengan diisi air penuh dari volume *water heater*, diisi air dengan

pengurangan 20% dari volume total *water heater* dan diisi air dengan pengurangan 40% dari volume total *water heater*.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah berdasarkan latar belakang yang dibuat adalah sebagai berikut

1. Bagaimana pengaruh variasi volume *water heater* terhadap karakteristik perpindahan panas
2. Bagaimana perubahan temperature air di tangki terhadap fungsi waktu ($T_{akhir\ air}(t)$)
3. Bagaimana pengaruh penggunaan *water heater* terhadap *Coeffecient of Performance* (COP) dari sistem refrigerasi
4. Bagaimana fenomena perpindahan panas yang terjadi di *water heater*

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan dan perumusan masalah di atas, maka tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui pengaruh variasi volume *water heater* terhadap efisiensi perpindahan panas
2. Mengetahui perubahan temperature air di wadah terhadap fungsi waktu ($T_{akhir\ air}(t)$)
3. Mengetahui pengaruh *water heater* terhadap *Coeffecient of Performance*(COP) dari sistem refrigerasi
4. Mengetahui fenomena perpindahan panas yang terjadi di *water heater*

1.4 Batasan Masalah

Untuk menghindari luasnya permasalahan yang ada pada penulisan maka penulis membatasi ruang lingkup dari pembahasan hanya pada :

1. Dinding pipa pada *water heater* dianggap tipis sehingga tidak terjadi perpindahan panas secara konduksi.
2. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
3. Faktor kekasaran pada permukaan pipa diabaikan

4. Energi bangkitan diabaikan.
5. Material dari *water heater tube* adalah *pure copper*
6. Kondisi pada fluida pemanas (R-22) adalah *steady flow, incompressible flow, uniform..*
7. Kondisi pada fluida pendingin (air) adalah *unsteady flow*
8. Perpindahan panas terjadi secara *internal convection* dan *natural convection*.
9. Temperatur air yang ingin dicapai adalah 45°C dan temperatur keluar *water heater* dirancang 50°C.
10. Temperatur keluar kompresor dianggap konstan (363K)
11. Eksperimen dilakukan di laboratorium pendingin Insitut Teknologi Sepuluh Nopember
12. Pemodelan *water heater tube* dibuat dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 dan disimulasikan dengan perangkat lunak FLUENT 6.3.26 dengan *domain* aliran 2 (dua) dimensi.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan mampu memberikan solusi mendapatkan air panas untuk menunjang aktivitas manusia. Dari penelitian ini juga diharapkan dapat mampu memberikan kontribusi di dunia *engineering*, terutama pemanfaatan *waste heat* dari refrigeran untuk memanaskan air tanpa memerlukan daya tambahan

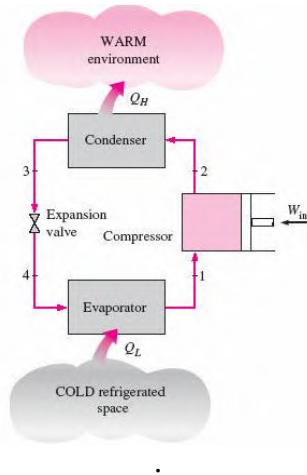
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Siklus Kompresi Uap Standar

Siklus kompresi uap adalah sistem dimana fluida kerja mengalami proses penguapan dan pengembunan, serta proses kompresi dan ekspansi secara terus-menerus. Sistem pendinginan udara merupakan sistem yang memanfaatkan siklus kompresi uap standar. Fluida kerja yang biasanya digunakan untuk memindahkan panas dalam siklus refrigerasi adalah refrigeran. Refrigeran menyerap kalor dengan proses evaporasi dan membuang kalor ke ruangan lain dengan proses kondensasi. Pada sistem ini terdapat dua alat penukar panas. Alat penukar panas yang pertama evaporator yang berfungsi menyerap panas dari ruangan dan memindahkannya ke fluida kerja (refrigeran). Alat penukar panas yang kedua adalah kondensor yang berfungsi untuk memindahkan panas yang diterima oleh fluida kerja ke udara luar. Siklus kompresi uap standar yang diaplikasikan pada sistem pendinginan udara standar terdiri dari empat komponen utama, komponen-komponen tersebut bekerja secara bersama-sama membentuk suatu proses yang berulang (siklus) dengan refrigeran sebagai media yang digerakkan. Siklus kompresi uap standar pada sistem pendinginan udara standar bisa digambarkan sebagai berikut

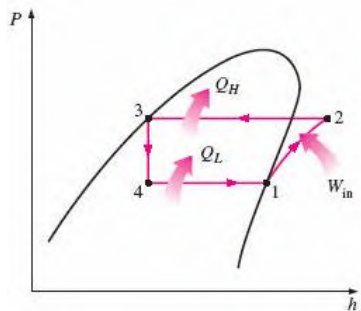


Gambar 2.1 Siklus refrigerasi standar

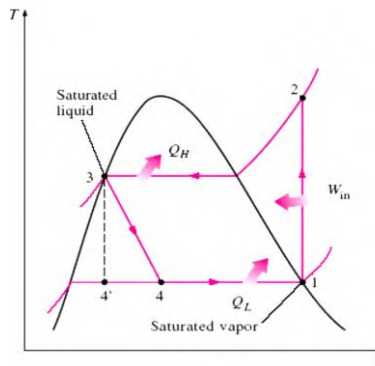
Proses-proses yang membentuk daur kompresi uap standard adalah sebagai berikut:

- Proses 1-2 : Proses kompresi adiabatik dan reversibel oleh kompresor. Kondisi awal uap jenuh bertekanan rendah menuju uap lanjut bertekanan kondensor
- Proses 2-3 : Proses pelepasan kalor pada tekanan konstan oleh kondensor sehingga menyebabkan penurunan panas lanjut serta pengembunan refrijeran menuju cair jenuh
- Proses 3-4 : Proses ekspansi tidak reversibel pada entalpi konstan, dari cair jenuh menuju tekanan kondensor
- Proses 4-1 : Proses penambahan kalor reversibel pada tekanan tetap sehingga menyebabkan penguapan refrigeran menuju uap jenuh

Berikut ini merupakan bentuk T-s dan P-h diagram dari sistem pendinginan udara :



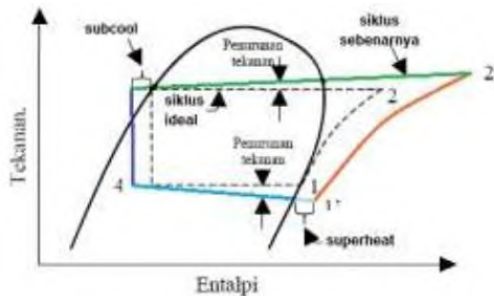
Gambar 2.2 P-h diagram siklus kompresi uap standar



Gambar 2.3 T-s diagram siklus kompresi uap standar

2.2. Siklus Kompresi Uap Nyata

Pada siklus refrigerasi sebenarnya terdapat ketidakidealan pada mesin refrigerasi yang menyebabkan daur siklus kompresi uap mengalami perubahan, seperti pada Gambar 2.4 di bawah. Terjadi pengurangan efisiensi bila dibandingkan dengan daur siklus sistem kompresi ideal, hal tersebut karena adanya penurunan tekanan di dalam kondensor dan evaporator, dalam kondisi *subcooling* cairan yang meninggalkan kondensor, dan pemanasan lanjut yang meninggalkan evaporator. Berikut gambar P-h diagram siklus kompresi uap nyata :



Gambar 2.4 Siklus kompresi uap aktual dibanding siklus kompresi uap ideal

Superheater merupakan salah satu komponen penting di dalam *boiler*. Fungsi dari *superheater* adalah untuk menaikkan suhu uap jenuh menjadi uap kering (*superheated steam*). *Superheater* memiliki peran yang sangat penting, ketika performa dari *superheater* meningkat maka begitu pula dengan performa dari pembangkit. Hal tersebut dikarenakan semakin meningkatnya performa *superheater* maka kualitas *steam* yang dihasilkan akan semakin bagus sehingga daya yang dihasilkan oleh turbin akan meningkat. Dari Gambar 2.2 dapat dilihat desain *superheater* pada PLTGU PT. Pembangkit Jawa Bali UP Gresik.

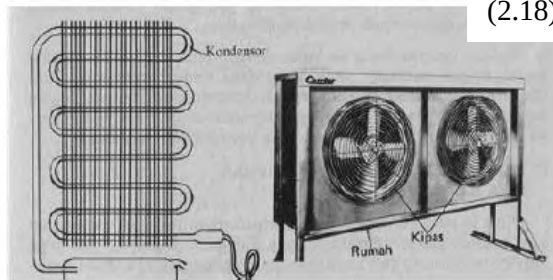
2.3 Komponen Utama Sistem Refrigerasi AC Split

AC split adalah salah satu jenis mesin pengkondisian udara yang banyak digunakan untuk saat ini. Dilihat dari konstruksinya, *AC split* memiliki dua bagian yaitu *indoor unit* yang diletakkan di dalam ruangan dan *outdoor unit* yang diletakkan di luar ruangan. Pada bagian *outdoor unit* terdapat kompresor, kondenser, kipas (*fan*), *accumulator*, *strainer* dan pipa kapiler. Bagian *indoor unit* terdiri dari evaporator, *fan*, *filter* udara dan sistem pengeluaran air kondensat. Komponen –komponen utama dari sistem refrigerasi *AC split* adalah sebagai berikut:

- Kompresor
- Kondensor

2.3.2 Kondensor

Kondensor berfungsi sebagai pembuang panas (*heat rejection*) dari dalam sistem ke luar sistem. Pada saat refrigeran memasuki kondensor, refrigeran akan mengalami perubahan fase dari gas menjadi cair (terkondensasi). Perubahan ini mengakibatkan pengecilan entalpi refrigeran. Proses kondensasi berlangsung pada tekanan konstan atau *isobaris*. Kondensor berpendingin udara dapat berupa pipa bersirip-sirip (*fin*). Berikut adalah contoh kondensor tipe pipa bersirip, serta kipas untuk menghembuskan udara panas ke luar kondensor



Gambar 2.6 Kondensor

2.3.3 Katup Ekspansi

Katup ekspansi menjadi komponen penentu dalam sistem pendinginan udara. Komponen ini fungsinya menurunkan tekanan serta mengatur laju aliran massa refrigeran. Terdapat berbagai macam tipe dan jenis dari katup ekspansi, jenis katup ekspansi yang digunakan adalah pipa kapiler.

Prinsip kerja pipa kapiler dengan memampatkan refrigeran pada pipa masukan pipa kapiler yang berdiameter lebih besar ke pipa kapiler yang berdiameter lebih kecil. Sehingga saat refrigeran memasuki pipa kapiler, tekanan dan temperaturnya dapat diturunkan sebelum masuk ke evaporator. Proses ideal ekspansi berlangsung secara isoentalpi.



Gambar 2.7 Pipa kapiler

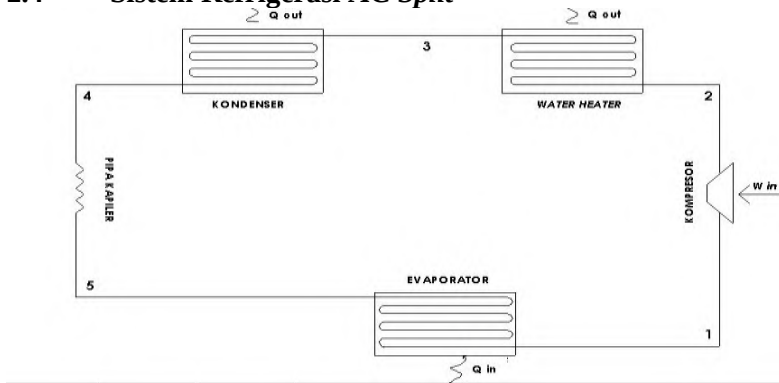
2.3.4 Evaporator

Evaporator bekerja sebagai tempat terjadinya pertukaran panas dari luar. Penyerapan kalor tersebut terjadi saat refrigeran yang mengalir pada evaporator dengan temperatur yang lebih rendah dari temperatur sekitarnya, sehingga panas dari lingkungan akan berpindah ke temperatur yang lebih rendah. Panas yang diserap tersebut membuat entalpi refrigeran akan meningkat dan membuat refrigeran berubah fasa dari campuran uap-cair menjadi uap jenuh. Evaporator ini disebut juga sebagai koil pendingin dan terdiri dari pipa bersirip



Gambar 2.8 Evaporator tipe AC split

2.4 Sistem Refrigerasi AC Split



Gambar 2.9 Gambar sistem refrigerasi AC split

Persamaan-persamaan untuk mengevaluasi sistem refrigerasi AC split ini dituliskan sebagai berikut:

2.4.1 Persamaan Daya Input, Kerja, dan Efisiensi Kompresor

1. Daya input kompresor merupakan besarnya daya listrik yang digunakan oleh kompresor sebagai berikut:

$$\dot{W}_c = V \cdot I \cos \phi \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana:

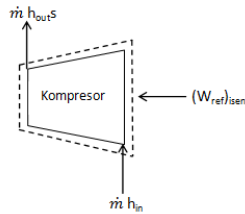
$\dot{W}_c$ = Daya input kompresor, dalam kW

I = Kuat arus saat kompresor bekerja, dalam Ampere

V = Tegangan listrik saat kompresor bekerja, dalam Volt

$\cos \phi$ = Faktor daya

2. Kerja Isentropis Kompresor



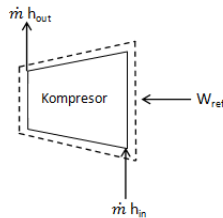
Gambar 2.10 Gambar sistem pada kompresor isentropis

$$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{outS komp}} - h_{\text{in komp}}) \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana :

$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}}$	= Kerja isentropis kompresor, dalam kW
$\dot{m}_{\text{ref}}$	= Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s
$h_{\text{outS komp}} - h_{\text{in komp}}$	= Selisih entalpi refrigeran pada <i>discharge</i> dan <i>suction</i> kompresor, dalam kJ/kg

3. Kerja Nyata Kompresor



Gambar 2.11 Gambar sistem pada kompresor

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out komp}} - h_{\text{in komp}}) \dots\dots\dots (2.3)$$

dimana :

4. Effisiensi Kerja Kompresor

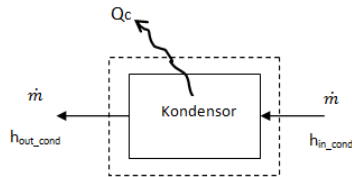
Effisiensi kompresor untuk kedua sistem dalam persen didefinisikan sebagai berikut

$\dot{W}_{komp}$	=	Kerja aktual kompresor, dalam kW
$\dot{m}_{ref}$	=	Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s
$h_{out_komp} - h_{in_komp}$	=	Selisih entalpi refrigeran pada <i>discharge</i> dan <i>suction</i> kompresor, dalam kJ/kg

$$\eta_c = \frac{\text{kerja isentropis kompresor, kJ/kg}}{\text{kerja nyata kompresor, kJ/kg}} \times 100\% \dots \dots \dots (2.4)$$

2.4.2 Persamaan Panas yang Dilepaskan Kondensor

Untuk menghitung besarnya panas yang diserap oleh evaporator dapat melihat model sistem dan menggunakan persamaan sebagai berikut:



Gambar 2.12 Gambar sistem pada kondenser

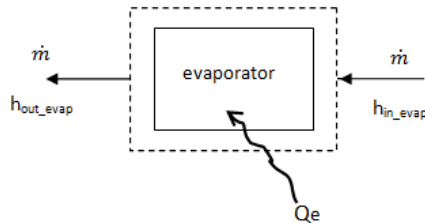
$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{ref}(h_{in_kond} - h_{out_kond}) \dots \dots \dots (2.5)$$

dimana :

$\dot{Q}_{evap}$	=	Laju pelepasan kalor kondensor, dalam kW
$\dot{m}_{ref}$	=	Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s
$h_{in_kond} - h_{out_kond}$	=	Selisih entalpi refrigeran pada <i>inlet</i> dan <i>outlet</i> kondensor, dalam kJ/kg

2.4.3 Persamaan Kapasitas Pendinginan Evaporator

Untuk menghitung besarnya panas yang diserap oleh evaporator dapat melihat model sistem dan menggunakan persamaan sebagai berikut:



Gambar 2.13 Gambar sistem pada evaporator

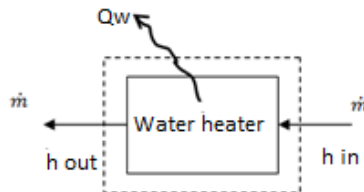
$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out_evap}} - h_{\text{in_evap}}) \dots\dots\dots(2.6)$$

dimana:

- $\dot{Q}_{\text{evap}}$ = Kapasitas pendinginan di evaporator, dalam kW
- $\dot{m}_{\text{ref}}$ = Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s
- $h_{\text{out_evap}} - h_{\text{in_evap}}$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet* evaporator, dalam kJ/kg

2.4.4 Persamaan Panas yang Dilepaskan Water Heater

Untuk menghitung besarnya panas yang diserap oleh *water heater* dapat melihat model sistem dan menggunakan persamaan sebagai berikut:



Gambar 2.14 Gambar sistem pada *water heater*

$$\dot{Q}_{WH} = \dot{m}_{ref}(h_{in_WH} - h_{out_WH}) \dots\dots\dots(2.7)$$

dimana:

Q_{WH} = Kalor yang dilepas oleh *water heater*, dalam kW

$\dot{m}_{ref}$ = Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s

$h_{out_WH} - h_{in_WH}$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet water heater*, dalam kJ/kg

Nilai kalor yang dilepas *water heater* sama dengan kalor yang diserap air. Dimana perumusa kalor yang diserap air dapat dicari sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{wH} = \dot{m}_{water} \times C_p \times \Delta T \dots\dots\dots(2.8)$$

dimana :

$\dot{Q}_w$ = Kalor yang diserap oleh air, dalam kW

$\dot{m}_{water}$ = Laju aliran massa air, dalam kg/s

C_p = Kapasitas panas, dalam J/Kg K

ΔT = Selisih temperatur air pada awal dan akhir waktu, dalam Kelvin

2.4.5 Persamaan COP Sistem Refrigerasi AC Split

Perhitungan COP pada sistem refrigerasi *AC split* dapat dilakukan sebagai berikut:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \dots\dots\dots(2.9)$$

dimana :

$\dot{Q}_{evap}$ = Kapasitas pendinginan di evaporator, dalam kW

$\dot{W}_{comp}$ = Kerja nyata kompresor, dalam kW

2.5 Analisa Perpindahan Panas

Pada eksperimen ini, *water heater* yang akan dirancang memanfaatkan perbedaan temperatur sehingga terjadi perpindahan

panas pada kondisi tersebut. Perancangan alat *water heater* ini dilakukan pada titik refrigeran keluar dari kompresor dan sebelum masuk kondensor, dimana dalam titik tersebut refrigeran yang masuk dan keluar dari *water heater* dalam fase super heater. Perpindahan panas yang terjadi secara *internal convection*, *natural convection*, serta perpindahan panas secara transien. Perpindahan panas secara konduksi diabaikan dengan asumsi tebal dinding *tube* dianggap tipis sehingga besar diameter dalam sama dengan diameter luar.

2.5.1 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi adapalah perpindahan panas dimana molekul-molekul benda membawa energi panas dari suatu titik ke titik lainnya. Umumnya terjadi pada benda cair dan gas. Perpindahan panas konveksi dibagi menjadi dua, yaitu:

1. Konveksi Paksa (*Force Convection*)

Konveksi paksa adalah perpindahan panas karena adanya faktor kerja dari luar terhadap fluida perantara, misalnya konveksi pada *fan*, *blower*, atau *air conditioning*

2. Konveksi Bebas (*Free Convection*)

Konveksi bebas adalah perpindahan panas tanpa adanya faktor eksternal, melainkan karena adanya *buoyancy force*.

2.5.2 Perpindahan Panas Konveksi pada Aliran *Internal* Pipa

1. *Energy Balance*

Dalam aplikasi kesetimbangan energi yang digunakan untuk menentukan bagaimana *mean* temperatur $T_m(x)$ bervariasi dengan posisi sepanjang pipa dan total perpindahan panas, konveksi dihubungkan dengan perbedaan temperatur pada pipa-pipa *inlet* dan *outlet*.

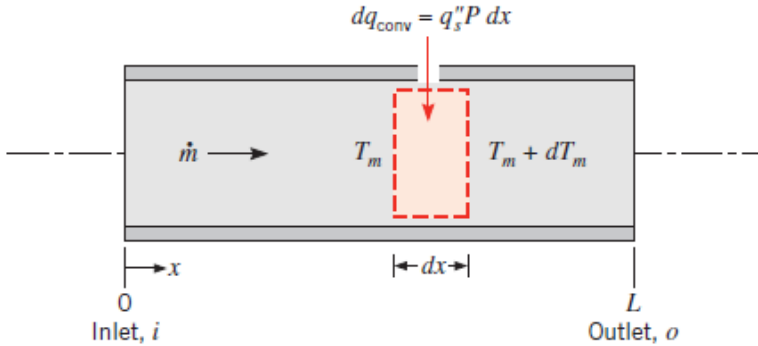
$$q_{\text{conv}} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,in}) \dots\dots\dots (2.10)$$

Seperti Gambar 2.12 dengan mengacu pada kontrol volume, laju perpindahan panas ditentukan :

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p [(T_m - dT_m) - T_m] \dots\dots\dots (2.11)$$

atau

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \dots\dots\dots (2.12)$$



Gambar 2.15 Kontrol volume untuk aliran *internal* di dalam pipa

Untuk perpindahan panas pada elemen seperti pada Gambar 2.15 dimana $dq_{conv} = q_s'' P dx$, dimana P adalah parameter permukaan ($P = \pi D$) untuk *circular tube* maka:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s''}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h (T_s - T_m) \dots\dots\dots (2.13)$$

2. Aliran Laminar di *Circular Tubes*

Persamaan 2.12 berlaku jika $T_s > T_m$. Untuk aliran laminar di dalam pipa dimana pada daerah yang berkembang penuh, koefisien konveksi memenuhi persamaan :

$$h = \frac{48}{11} \left(\frac{k}{D} \right) \text{ atau } Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36$$

dimana $q_s = \text{konstan}$

sedangkan untuk temperatur permukaan yang konstan :

$$Nu_D = 3.66$$

dimana T_s = konstan

3. Aliran Turbulen di *Circular Tubes*

Menurut Dittus-Boelter yang mendefinisikan nilai *Nusselt number* (Nu_D), dimana :

$$Nu_D = 0.0234 Re_D^{4/5} Pr^{0.4} \text{ (Heating) } \dots\dots\dots(2.14)$$

$$Nu_D = 0.0265 Re_D^{4/5} Pr^{0.3} \text{ (Cooling) } \dots\dots\dots(2.15)$$

Persamaan 2.14 dan 2.15 digunakan dalam kondisi :

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

2.5.3 *External Free Convection Flow* pada Silinder Panjang

Untuk mengetahui perpindahan panas secara konveksi bebas di daerah luar tube pada eksperimen ini bisa didekati dengan metode *free convection flow* pada *long horizontal cylinder*. Dan yang pertama dilakukan adalah mencari *Rayleigh Number*. Berikut adalah persamaan *Rayleigh Number* :

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

g	=	Percepatan gravitasi (m/s^2)
β	=	Koefisien ekspansi dimana $\beta = \frac{1}{T}$
T_s	=	Temperatur surface tube (K)
T_∞	=	Temperatur infinite (K)

D	=	Diameter tube (m)
ν	=	Viskositas kinematik (m^2/s)
α	=	<i>Thermal diffusivity</i> (m^2/s)

$$\overline{\text{Nu}}_D = \frac{hD}{k} = C \cdot \text{Ra}_D^n \dots\dots\dots(2.17)$$

dimana:

h	=	Koefisien konveksi
D	=	Diameter tube
Ra	=	Rayleigh number
k	=	Koefisien perpindahan panas fluida
C dan n	=	Konstanta

Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan 2.19

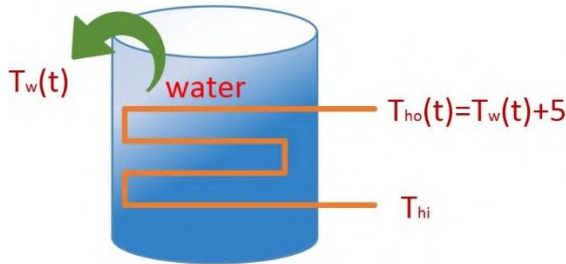
Ra_d	C	n
10^{-10} - 10^{-2}	0.675	0.058
10^{-2} - 10^2	1.02	0.148
10^2 - 10^4	0.850	0.188
10^4 - 10^7	0.480	0.250
10^7 - 10^{12}	0.125	0.333

Sedangkan *Nusselt Number* menurut Churchill dan Chu adalah sebagai berikut :

$$\overline{\text{Nu}}_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \text{Ra}_D^{1/6}}{[1 + (0.559/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Ra} \leq 10^{12} \dots\dots\dots(2.18)$$

2.5.4 Perpindahan Panas Transien

Dalam analisa perpindahan panas secara transien untuk memanaskan air perlu diketahui konsep persamaan energi terlebih dahulu. Pada kasus ini *energy balance* yang terjadi adalah energi yang diserap oleh air sama dengan energi yang diberikan oleh *water heater*. Berikut uraian persamaan energi yang digunakan



Gambar 2.16 Proses *heating* pada *water heater*

Panas yang diserap oleh air = Panas yang diberikan oleh *water heater*..... (2.19)

$$m \cdot C_p \cdot \frac{dT_w(t)}{dt} = U \cdot A \cdot (\bar{T}_{\text{tube}} - T_{\text{water}}) \dots\dots\dots (2.20)$$

➤ **Persamaan pada Panas yang Diberikan *Water Heater* (Q_{HE})**

$$Q_{HE} = U \cdot A \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{tube inlet}} + T_{\text{tube outlet}}}{2} \right) - T_{\text{water}}(t) \right] \dots\dots\dots (2.21)$$

Sesuai pada batasan masalah, bahwa selisih nilai antara T_{water} mempunyai temperatur 5°C lebih besar dibandingkan $T_{\text{outlet water heater}}$, maka persamaanya menjadi:

$$Q_{HE} = U \cdot A \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{tube inlet}}}{2} + \frac{T_{\text{water}}(t) + 5}{2} \right) - T_{\text{water}}(t) \right] \dots\dots\dots (2.22)$$

$$Q_{HE} = U \cdot A \cdot \left(\frac{T_{\text{tube inlet}}}{2} + \frac{5}{2} - \frac{T_{\text{water}}(t)}{2} \right) \dots\dots\dots (2.23)$$

$$Q_{HE} = \frac{U \cdot A}{2} [(T_{\text{tube inlet}} + 5) - T_{\text{water}}(t)] \dots\dots\dots (2.24)$$

Selajutnya adalah mencari fungsi turunan terhadap waktu:

$$Q_{HE} = \frac{U \cdot A}{2} \left[\varphi = \frac{d}{dt} (T_{\text{tube inlet}} + 5) - T_{\text{water}}(t) \right] \dots\dots\dots (2.25)$$

$$Q_{HE} = \frac{U.A}{2} \cdot \varphi \dots\dots\dots(2.26)$$

➤ **Persamaan pada Panas yang Diserap oleh Air (Q_{water})**

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) = -\left(\frac{dT_{water}(t)}{dt}\right) \dots\dots\dots(2.27)$$

Maka,

$$Q_{water} = m \cdot C_p \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \dots\dots\dots(2.28)$$

Sehingga persamaan *energy balance* antara panas yang diberikan *water heater* dan air adalah:

$$Q_{HE} = Q_{water}$$

$$\frac{U.A}{2} \varphi = m \cdot C_p \cdot \left(-\frac{d\varphi}{dt}\right) \dots\dots\dots(2.29)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = -\frac{U.A}{2 \cdot m \cdot C_p} dt \dots\dots\dots(2.30)$$

$$\int_{t=0}^t \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{U.A}{2 \cdot m \cdot C_p} \int_{t=0}^t dt \dots\dots\dots(2.32)$$

Sehingga setelah proses integral, maka persamaanya menjadi:

$$\ln \frac{\varphi(t)}{\varphi(t=0)} = -\frac{U.A}{2 \cdot m \cdot C_p} \cdot t \dots\dots\dots(2.33)$$

$$\text{dimana: } \varphi(t) = (T_{\text{tube inlet}} + 5) - T_{\text{water}}(t)$$

$$\varphi(t=0) = (T_{\text{tube inlet}} + 5) - T_{\text{water awal}}$$

2.6 Pemodelan pada FLUENT

Computational Fluid Dynamic (CFD) merupakan perangkat analisa dengan berdasarkan pada persamaan kontinuitas, momentum dan energi. Metode ini sering digunakan sebagai proses simulasi *thermofluid* untuk menyelesaikan berbagai permasalahan *engineering*. Dalam menggunakan metode ini, perlu adanya pemahaman mendalam tentang fenomena fluida dan perpindahan

panas. Hal tersebut bertujuan agar hasil dari simulasi yang dilakukan cukup merepresentasikan kondisi secara nyata. Dalam melakukan proses simulasi ini, diperlukan tiga langkah dasar yaitu *pre-processing*, *processing* dan *post-processing*.

Pada tahap *pre-processing*, langkah pertama yang dilakukan adalah pembuatan geometri model. Geometri model harus sesuai dengan dimensi serta parameter lain pada kondisi nyata. Langkah yang dilakukan selanjutnya adalah membagi-bagi *domain* pemodelan yang telah dibuat menjadi bagian-bagian kecil (*grid*). Pada umumnya, proses ini dinamakan *meshing*. Bagian-bagian kecil dari *domain* ini akan dilakukan perhitungan secara numerik oleh perangkat lunak dengan berdasarkan pada tiga persamaan di atas. Kualitas dari hasil simulasi sangat dipengaruhi oleh kualitas *meshing*. Semakin besar jumlah *grid*, maka kualitas hasil simulasi akan semakin baik. Pada umumnya, jumlah *grid* yang dibuat harus optimal karena semakin banyak jumlah *grid*, maka semakin lama juga proses simulasi berlangsung dan diperlukan perangkat komputer dengan keandalan dan kualitas yang tinggi. Langkah yang dilakukan selanjutnya adalah pemberian kondisi batas (*boundary condition*) seperti *wall*, *velocity inlet*, *outflow*, *symmetry* dan lain-lain. Pemberian kondisi batas ini perlu dilakukan untuk mendefinisikan *domain* yang telah dibuat. Keseluruhan tahapan pada *pre-processing* tersebut dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT.

Tahap selanjutnya adalah *processing* yang merupakan tahap simulasi pada *domain* pemodelan yang telah dibuat. Keseluruhan tahap ini dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak FLUENT. Pada tahap *processing*, langkah yang harus dilakukan adalah memberikan beberapa parameter yang digunakan untuk proses simulasi. Beberapa parameter tersebut yaitu:

1. Model 2D

Pada pemilihan model simulasi, terdapat beberapa pilihan pengaturan, salah satunya adalah model simulasi dua dimensi dengan jenis *double precision*. Model dua dimensi dipilih jika *domain* yang akan disimulasikan berbentuk dua dimensi.

Sedangkan jenis *double precision* dipilih jika *domain* yang akan disimulasikan memiliki geometri dan ukuran yang kompleks serta tidak memiliki gradasi dimensi yang sangat tinggi.

2. *Solver*

Pada pengaturan *solver*, terdapat pengaturan tentang jenis basis dari simulasi. Basis tekanan dapat dipilih jika fluida pada simulasi diasumsikan tidak mengalami perubahan *density*. Bila *density* fluida diasumsikan berubah saat proses simulasi, maka basis yang dipilih harus basis *density*.

3. *Turbulence Modelling*

Pada pengaturan *turbulence modelling*, terdapat pengaturan tentang pemodelan fluida yang mengalir secara turbulen. Jika bilangan Reynold fluida rendah, maka dapat dipilih - RNG. Selain itu, bila terdapat efek turbulensi aliran akibat *wall*, maka *Enhance Wall Treatment* dapat dipilih dengan mengaktifkan opsi *Pressure Gradient Effect* dan *Thermal Effect*.

4. *Energy Equation*

Pengaturan *energy equation* dapat diaktifkan bila simulasi yang dilakukan membutuhkan adanya perhitungan persamaan energi. Perhitungan persamaan energi perlu dilakukan pada simulasi yang memerlukan adanya analisis tentang distribusi perpindahan panas, *Nusselt Number*, dan lain-lain.

5. *Materials*

Pada pengaturan *Materials*, terdapat pengaturan tentang material fluida dan material solid yang digunakan pada saat simulasi berlangsung. Jenis dan *properties* material harus sesuai dengan kondisi operasi nyata agar simulasi yang dilakukan menghasilkan data-data yang akurat.

6. *Operating Condition*

Pada menu *operating condition*, terdapat pengaturan tentang tekanan yang ada di dalam sistem. Besarnya nilai tekanan tersebut harus sesuai dengan kondisi realita yang ada.

7. *Boundary Condition*

Pada menu *boundary condition*, terdapat pengaturan tentang pemberian nilai dari hasil pemberian kondisi batas pada tahap *pre-processing*.

8. *Control Monitoring and Residual Solution*

Pada menu *control monitoring and residual solution*, terdapat pengaturan tentang jenis perhitungan numerik seperti *first order*, *second order upwind* dan lain-lain. Selain itu, pada menu ini juga dilakukan pengaturan tentang pembatasan nilai *error* yang diterima dari hasil proses perhitungan. Semakin kecil batas *error* yang diterima, maka hasil proses simulasi yang diperoleh juga akan semakin akurat.

9. *Initialize Condition*

Pada menu *initialize condition*, terdapat pengaturan tentang nilai awal dari proses perhitungan. Nilai awal dari proses perhitungan secara numerik ini dapat dilakukan dari berbagai tempat pada *domain*.

10. *Iteration*

Langkah terakhir proses pengaturan simulasi ini adalah *iteration*. Pada menu ini terdapat pengaturan tentang batasan jumlah iterasi yang dilakukan. Proses iterasi akan berhenti bila *error* hasil perhitungan telah memenuhi kriteria dari hasil pengaturan pada tahap *control monitoring and residual solution*.

Tahap selanjutnya yaitu *post-processing*. Pada tahap ini, dilakukan analisis dari hasil simulasi secara keseluruhan. Data yang dihasilkan dapat ditampilkan secara kualitatif dari kontur

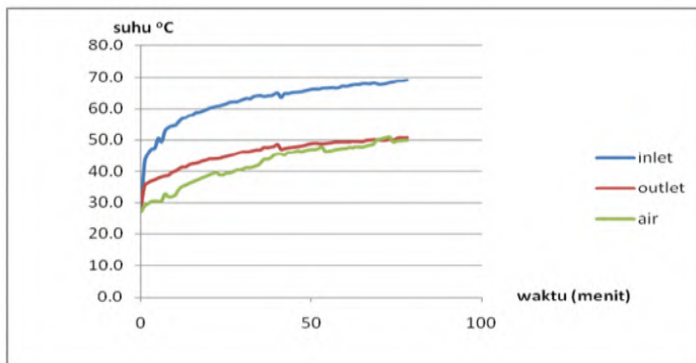
hasil simulasi, seperti kontur kecepatan, kontur temperatur, kontur tekanan dan lain-lain. Selain itu, hasil proses simulasi juga dapat ditampilkan secara kuantitatif, seperti nilai distribusi *Nusselt Number*, nilai koefisien perpindahan panas total, nilai kecepatan pada daerah dekat dinding dan lain-lain. Dari kedua jenis data ini, analisis yang dilakukan akan semakin akurat, sehingga karakteristik aliran dan perpindahan panas akan mudah dilakukan.

2.7 Tinjauan Pustaka

Telah dilakukan penelitian pengaruh variasi pengisian volume *water heater* terhadap perfromansi *water heater* di sistem refrigerasi *AC split*. Berikut paparan tinjauan pustaka tersebut.

➤ Daniel Santoso (2013)

Penelitian yang berjudul “Pemanfaatan Panas Buang Pengkondisi Udara sebagai Pemanas Air dengan Menggunakan Penukar Panas Helikal melakukan eksperimen dengan pengisian air ke tangki sebanyak 40 liter diperoleh hasil eksperimen sebagai berikut :



Gambar 2.17 Grafik hasil eksperimen fungsi temperatur terhadap waktu

Pada grafik diatas, inlet merupakan temperature masukkan *heat exchanger*, outlet merupakan temperature keluaran *heat exchanger*, dan air merupakan temperature air yang dipanaskan. Pada waktu awal, temperature inlet *heat exchanger* memiliki temperature tertinggi dibandingkan pada outlet dan temperature air. Pada grafik diatas menunjukkan bahwa semua temperatur memiliki trend naik. Temperatur maksimum didapat setelah eksperimen dilakukan selama 68 menit, dimana didapatkan temperatur inlet maksimum 69°C , outlet $50,9^{\circ}\text{C}$ dan air 50°C . Pada grafik diatas juga menunjukkan bahwa temperatur air pada kondisi maksimum mendekati temperatur maksimum outlet *heat exchanger*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 3

METODELOGI PENELITIAN

3.1 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan analisis dari studi eksperimen dan studi numerik mengenai pengaruh *gap* (jarak) antar *tubes* di *water heater* terhadap distribusi temperature tiap *tubes* pada siklus refrigerasi, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, antara lain :

3.1.1 Perumusan Masalah

Perumusan masalah merupakan pembentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian percobaan termasuk merancang suatu metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah-langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.

3.1.2 Studi Literatur

Tahapan ini bertujuan untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan pencarian literatur yang mendukung tentang prinsip dasar refrigerasi dan proses perpindahan panas yang terjadi pada *water heater tubes* dengan *transverse pitch* $\frac{S_T}{D} = 8$ dan variasi volume *water heater*. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, buku-buku, jurnal dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik tugas akhir.

3.1.3 Perancangan Geometri Model dan Data

Tahapan ini bertujuan untuk mengetahui panjang *tube* pada *water heater* serta mengetahui temperatur pada tiap *water heater tube*. Besar temperatur tiap *tube* ini nantinya akan dimasukkan ke dalam proses simulasi dengan menggunakan *software*.

3.1.4 Pemodelan dan Simulasi

Proses pemodelan dan simulasi dilakukan secara bertahap. Tahapan pertama adalah *pre-processing* yaitu pembuatan geometri dan penentuan *domain* dari *water heater tube* dengan

menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6. Selanjutnya dilakukan *processing* yaitu proses simulasi dari *domain* yang telah dibuat dengan memasukkan *properties* serta data-data yang dibutuhkan. Selanjutnya dilakukan *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi berupa distribusi temperatur. *Processing* dan *post-processing* dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak FLUENT 6.3.26.

3.1.5 Pengolahan dan Analisa Data Hasil Simulasi

Setelah proses simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data tersebut ditampilkan dalam bentuk kontur dan *pathline* untuk dianalisa secara kualitatif, dan juga diolah dalam bentuk grafik atau tabel sehingga dapat dianalisa secara kuantitatif. Dari kedua parameter tersebut didapat hasil berupa karakteristik perpindahan panas yang terjadi pada *water heater tube*. Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian yang telah dibahas kemudian disusun dalam bentuk laporan yang sistematis.

3.1.6 Persiapan Peralatan

Untuk memulai percobaan, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan. Peralatan-peralatan yang akan digunakan dalam pengujian harus diperiksa terlebih dahulu, untuk memastikan bahwa alat tersebut sudah benar-benar siap untuk pengambilan data.

3.1.7 Pengambilan Data Eksperimen

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan dalam menyelesaikan permasalahan yang ada. Data yang didapatkan pada pengujian ini adalah berupa temperature pada 5 titik, tekanan pada setiap *pressure gauge* laju aliran massa refrigeran, tegangan serta besarnya arus listrik yang digunakan oleh kompresor .

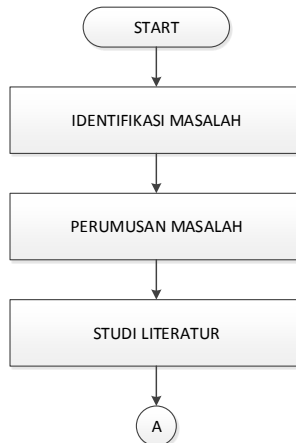
3.1.8 Pengolahan Data Eksperimen

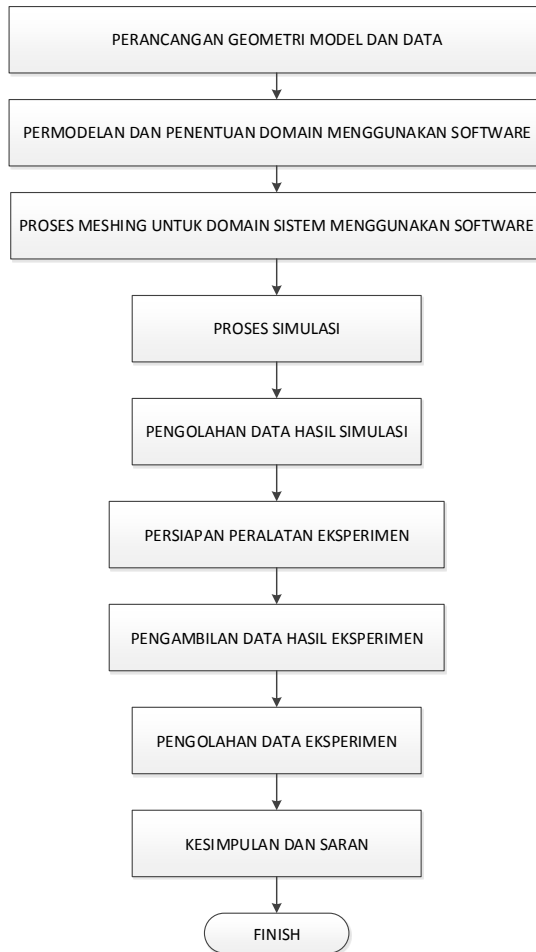
Dengan data yang sudah didapatkan dari hasil percobaan, maka data diolah menggunakan rumus yang ada pada dasar teori. Perhitungan yang dilakukan antara lain, kapasitas pendinginan aktual di evaporator, kerja aktual dan *isentropis* dari kompresor, *Coeffecient of Performance* (COP) aktual, dan efisiensi kompresor (η_c). Setelah melakukan pengolahan data kemudian membuat grafik-grafik hasil pengolahan data yang nantinya akan mempermudah penulis dalam melakukan analisis terhadap data hasil perhitungan tersebut.

3.1.9 Pengambilan Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dapat diambil kesimpulan berdasarkan hasil karakteristik perpindahan panas pada *water heater* dengan *transverse pitch* $S_T/D = 8$ dan variasi volume *water heater*. Sehingga dapat dijadikan acuan untuk pengembangan jenis *water heater* lainnya atau macam-macam variasi untuk penelitiannya selanjutnya .

3.2 Diagram Alir Penelitian



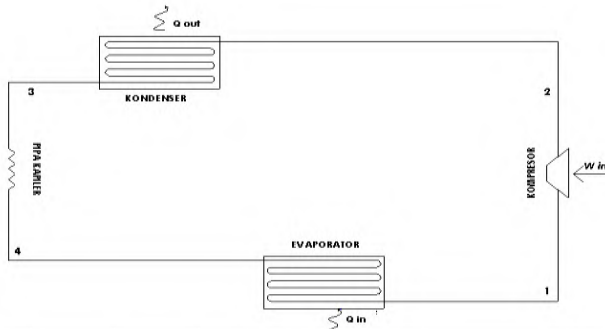


Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

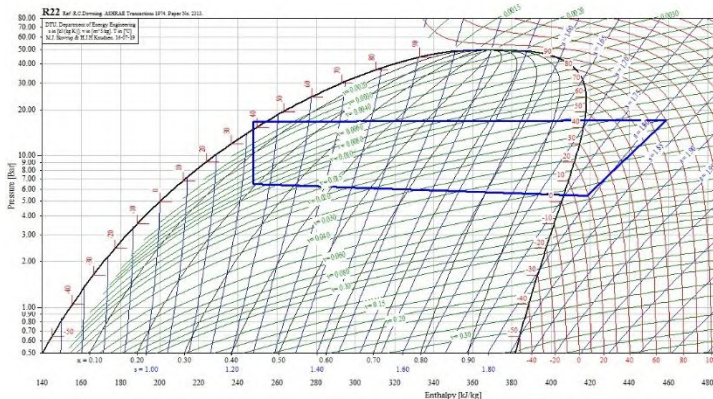
3.3. Analisa Perpindahan Panas dan Desain *Water Heater*

Water heater perlu dirancang agar hasil eksperimen yang dilakukan penulis mempunyai nilai efisiensi yang baik. Perencanaan *water heater* membutuhkan waktu untuk memanaskan air hingga 45°C di dalam tangki berkapasitas 100

Liter. Dalam menentukan data *properties*, penulis melakukan eksperimen pada sistem refrigerasi standar. Data tersebut akan menentukan dimensi *water heater* yang dibuat. Adapun data yang diambil dari titik pengukuran adalah sebagai berikut.



Gambar 3.2 Skema pengujian sistem AC *split*



Gambar 3.3 Diagram P-h pengujian sistem AC *split*

- Temp. keluar evaporator (T_1) = 19,2 °C
- Temp. keluar kompresor (T_2) = 90,2 °C
- Temp. keluar kondensor (T_3) = 38,5 °C
- Temp. keluar kapiler (T_4) = 8,2 °C
- Tekanan keluar evaporator (P_1) = 78,7 psia

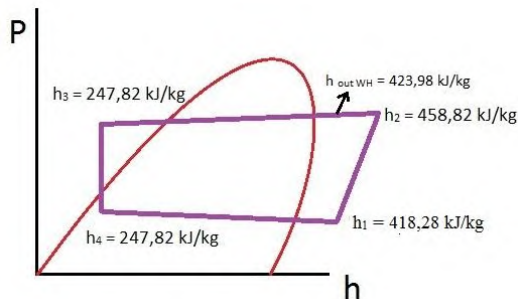
➤ Tekanan keluar kompresor (P_2)	= 247,7 psia
➤ Tekanan keluar kondensor (P_3)	= 244,7 psia
➤ h_{out_evap}	= 418,28 kJ/kg
➤ h_{out_komp}	= 458,82 kJ/kg
➤ h_{out_kond}	= 247,82 kJ/kg
➤ $h_{out_kapiler}$	= 247,82 kJ/kg
➤ Arus Listrik	= 3,0 Ampere
➤ Tegangan Listrik	= 220 Volt
➤ $\cos\phi$	= 0,935
➤ $\dot{m}_{ref}$	= 0,011 Liter/s

Dimana laju massa refrigerant dikonversikan ke satuan kg/s maka didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ref} &= 0,011 \text{ dm}^3/\text{s} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ dm}^3} \times 1136,8 \text{ kg}/\text{m}^3 \\ &= 0,0125 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

3.3.1 Perhitungan Kapasitas Water Heater

Pada perhitungan kapasitas *water heater* yang ingin dirancang, hal yang perlu diketahui bahwa desain temperatur refrigeran keluar *water heater* adalah 50°C. Oleh karena itu, didapatkan diagram P-h seperti berikut



Gambar 3.4 Diagram P-h penambahan *water heater*

Dari diagram P-h di atas maka didapatkan kapasitas *water heater* sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{WH} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_{out\ WH})$$

$$\dot{Q}_{WH} = 0,0125\ \text{kg s}^{-1}(458,82 - 423,98)\text{kJ kg}^{-1}$$

$$\dot{Q}_{WH} = 0,4355\text{kW}$$

$$\dot{Q}_{WH} = 435,5\ \text{W}$$

3.3.2 Perhitungan Waktu Pemanasan Air

Air yang akan dipanaskan membutuhkan waktu untuk mencapai temperature air akhir yang dirancang. Dimana temperature air akhir yang dirancang sebesar 45°C. Air menyerap panas dari refrigeran yang melewati tangki sehingga waktu pemanasan air dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$Q = \frac{m.Cp.(\Delta T)}{t}$$

$$t = \frac{m.Cp.(\Delta T)}{Q}$$

$$t = \frac{100\ \text{kg} \cdot 4180\ \text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1} \cdot (318 - 303)\text{K}}{452,92\ \text{J s}^{-1}}$$

$$t = 14397\ \text{s}$$

$$t = 4\ \text{jam}$$

dengan: t = waktu pemanasan air (s)
 m = jumlah air yang dipanaskan (kg)
 Cp = kalor jenis air ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
 Q = beban pendinginan AC (J s^{-1})
 ΔT = selisih temperatur air yang ingin dicapai
 dengan temperatur awal air (°K)

3.3.2 Perhitungan Panjang Pipa

Dalam perhitungan panjang pipa yang dirancang pada *water heater*, parameter yang dibutuhkan adalah *overall heat transfer* (U). Pada perhitungan ini, perpindahan panas secara konduksi pada pipa dapat diabaikan karena tebal pipa dianggap tipis, sehingga *Overall heat transfer* (U) terdiri dari perpindahan panas konveksi aliran internal pipa dan konveksi alami dari air. Berikut tahapan untuk menghitung panjang pipa

a. Perhitungan Koefisien Konveksi pada Aliran Internal Pipa

Pada perhitungan aliran internal pada pipa, ada beberapa tahap yang dilakukan yaitu, pencarian *properties* refrigerant, perhitungan *Reynold Number*, *Nusselt Number* dan perhitungan koefisien konveksi internal. Berikut adalah perhitungan lengkap konveksi pada aliran internal di dalam pipa.

➤ Properties refrigeran

Dalam menentukan temperatur rata-rata refrigeran pada *water heater*, penulis menggunakan data temperatur keluar kompresor dan temperatur keluar *water heater*. Dimana besar nilai temperatur keluar kompresor dapat diketahui dari eksperimen dan temperatur keluar *water heater* dirancang sebesar 50°C. Sehingga temperatur rata-rata refrigeran pada *water heater* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$T_{\text{mean ref}} = \frac{T_{\text{out comp}} + T_{\text{out WH}}}{2}$$

$$T_{\text{mean ref}} = \frac{90,2 + 50}{2}$$

$$T_{\text{mean ref}} = 70,1^{\circ}\text{C}$$

Pencarian *properties* refrigeran pada *water heater* dilakukan dengan bantuan *software* REFPROP. Adapun *properties* yang didapat sebagai berikut :

Tabel 3.1 Properties refrigerant pada *water heater*

	Temperature (°C)	Pressure (psia)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (mW/m-K)	Viscosity (μPa-s)	Kin. Viscosity (cm²/s)	Therm. Diff. (cm²/s)	Prandtl
1	70.100	247.00	62.447	441.29	1.7668	14.457	14.839	0.0023762	0.0025954	0.91554

➤ Menghitung *Reynolds Number*

Persamaan untuk menghitung *Reynolds Number* yaitu:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 0,0125 \text{ kg s}^{-1}}{\pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 14,839 \times 10^{-6} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}}$$

$$Re = 112603,1429$$

dengan: $\dot{m}$ = laju aliran massa (kg/s)

D = diameter pipa (m)

μ = Viskositas dinamik ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)

➤ **Menghitung Nusselt Number**

Tahapan selanjutnya untuk mendapatkan besarnya konveksi pada aliran *internal* pada pipa adalah menghitung *Nusselt Number*. Besarnya bilangan $Re > 10000$ dan terjadi *cooling process*, maka aliran *internal* pada pipa adalah aliran turbulen. Berikut adalah persamaan untuk menghitung *Nusselt Number*

$$Nu = 0.0265 Re^{4/5} Pr^{0.3}$$

$$Nu = 0.0265 \cdot (112603,1429)^{4/5} (0,915)^{0.3}$$

$$Nu = 280,523$$

➤ **Menghitung Koefisien Konveksi pada Aliran Internal Pipa (h_i)**

Berikut adalah bentuk persamaan untuk menghitung aliran *internal* pada pipa:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$h_i = \frac{280,523 \cdot 14,457 \times 10^{-3} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}}{0,009525 \text{ m}}$$

$$h_i = 425,77 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

b. Perhitungan Koefisien Konveksi Alami

Konveksi alami terjadi pada air dalam kondisi diam yang mendapat panas dari refrigeran yang melintas. Tahapan perhitungan koefisien konveksi alami diantaranya adalah menghitung *Rayleigh Number*, *Nusselt Number*, dan perhitungan koefisien konveksi alami

➤ **Properties Air**

Properties air diperoleh dari temperatur film antara temperatur film refrigeran pada *water heater* dan temperature air pada tangki

$$T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{film refrigeran}} + T_{\text{air}}}{2}$$

$$T_{\text{film}} = \frac{70+30}{2}$$

$$T_{\text{film}} = 50^{\circ}\text{C}$$

Pencarian *properties* air pada tangki dilakukan dengan bantuan *software* REFPROP. Adapun *properties* yang didapat sebagai berikut :

Tabel 3.2 Properties air pada tangki

	Temperature (°C)	Pressure (psia)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (W/m-K)	Viscosity (Pa-s)	Kin. Viscosity (cm²/s)	Therm. Diff. (cm²/s)	Prandtl
1	50.000	247.70	988.73	210.80	0.70302	0.64434	0.00054684	0.0055307	0.0015599	3.5455

➤ Menghitung Rayleigh Number

Sebelum menghitung bilangan Rayleigh, data *properties* yang dibutuhkan untuk perhitungan dicari terlebih dahulu. Hal tersebut berlaku juga untuk menghitung bilangan Nusselt pada tahap berikutnya.

Berikut adalah persamaan yang dipakai untuk menghitung bilangan Rayleigh:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\infty} - T_{\text{air}}) \cdot D^3}{\nu \cdot \alpha}$$

$$Ra = \frac{9,81 \text{ m}^2\text{s}^{-1} \cdot 4,57 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1} \cdot (343 - 303) \text{ K} \cdot (0,009525^3) \text{ m}}{5,54 \times 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1} \cdot 1,56 \times 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1}}$$

$$Ra = 1,79 \times 10^6$$

dengan : g = gaya gravitasi bumi ($9,81 \text{ m}^2\text{s}^{-1}$)

β = expansion coefficient (K^{-1})

T_{∞} = Temperatur masuk pada pipa (K)

ν = viskositas kinematic (m^2s^{-1})

α = thermal diffusivity (m^2s^{-1})

➤ **Menghitung Nusselt Number**

Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung *Nusselt Number* pada proses konveksi alami

$$Nu = C. Ra^n$$

$$Nu = 0,48. (1,79 \times 10^7)$$

$$Nu = 17,56$$

dengan C dan n adalah konstanta dari tabel

➤ **Menghitung Koefisien Konveksi Alami (h)**

Berikut adalah bentuk persamaan untuk menghitung koefisien konveksi alami

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$h_o = \frac{17,56 \cdot 0,644 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}}{0,009525 \text{ m}}$$

$$h_o = 1187,6 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

c. **Perhitungan Overall Heat Transfer**

Berikut adalah perhitungan *overall heat transfer* :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{425,77 \text{ m}^2 \text{ K}^{-1}} + \frac{1}{1187,6 \text{ W m}^2 \text{ K}^{-1}}}$$

$$U = 313,408 \text{ W m}^2 \text{ K}^{-1}$$

d. **Perhitungan Luas Pipa (A)**

Setelah diperoleh nilai *overall heat transfer*, maka tahap selanjutnya adalah menghitung luas pipa. Berikut adalah bentuk persamaan untuk menghitung luas pipa:

$$A = \frac{\ln \frac{(T_{hi}+5) - T_{air \text{ akhir}}}{(T_{hi}+5) - T_{air \text{ awal}}}}{U \cdot t}$$

$$A = \frac{\frac{2m \cdot C_p \text{ air}}{\ln \frac{95-45}{95-30} \text{ } ^\circ\text{C}}}{\frac{323,11 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1} \cdot 14397 \text{ s}}{2.100 \text{ kg} \cdot 4180}}$$

$$A = 0,0486$$

Dimana: T_{∞} = Temperatur Referigeran yang mengalir pada pipa

U = Overall Perpindahan Panas

t = Waktu pemanasan air

m = Massa air dalam bak

e. Perhitungan Panjang Pipa

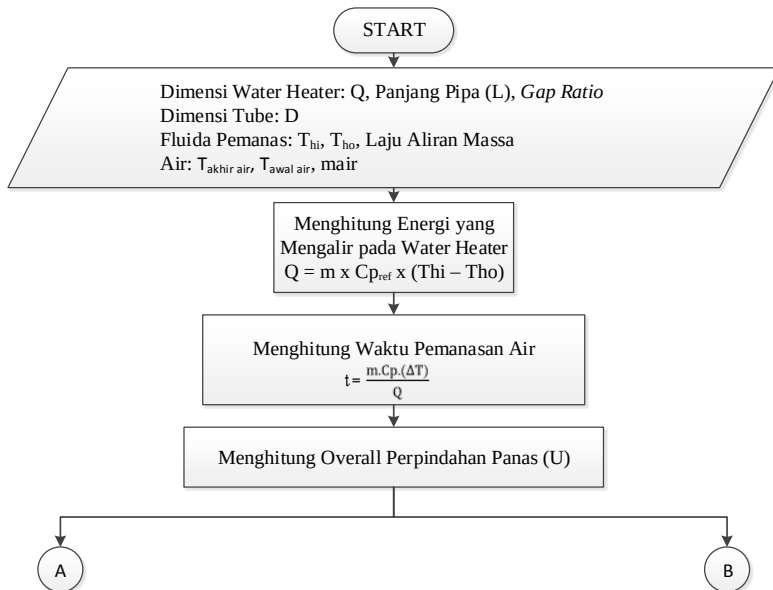
Panjang pipa diperoleh dengan persamaan luas selimut tabung, yaitu:

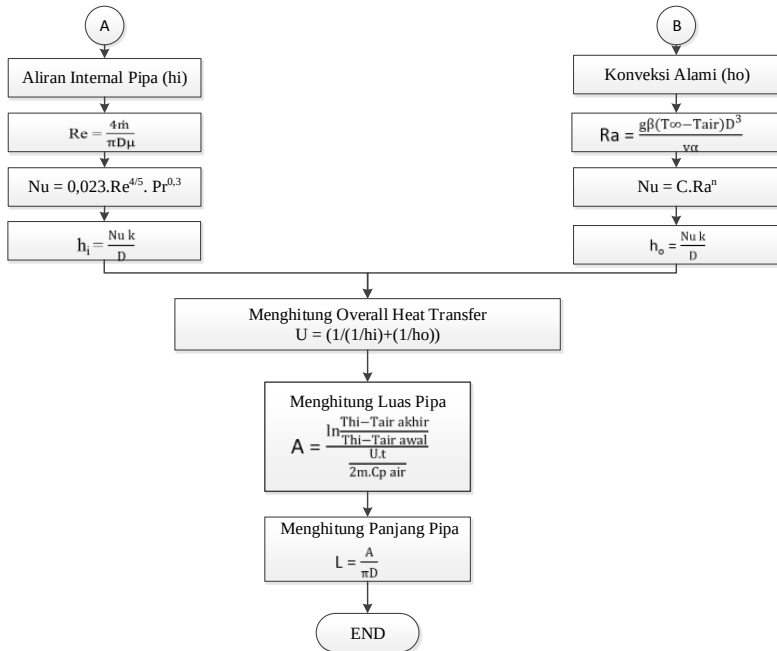
$$L = \frac{A}{\pi D}$$

$$L = \frac{0,0486 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,009525 \text{ m}}$$

$$L = 1,62 \text{ m}$$

3.4 Diagram Alir Perancangan Water Heater





Gambar 3.5 Diagram alir perencanaan

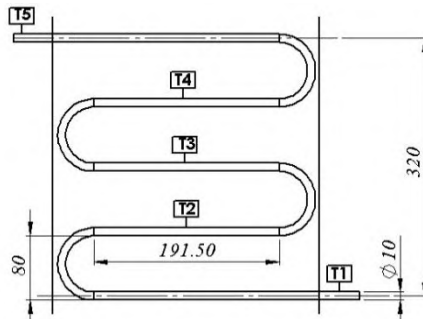
3.5 Tahapan Simulasi

Pada penelitian ini akan dilakukan simulasi numeric untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas di sekitaran luar tube. Di sekitar tube, terjadi distribusi perpindahan panas antara panas yang dilepaskan oleh *water heater* terhadap air. Simulasi numeric adalah sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh sebuah perangkat lunak computer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary conditions*, dilanjutkan proses iterasi hingga mencapai konvergensi untuk mendapatkan nilai pendekatan yang signifikan. Pada proses numeric terbagi menjadi 3 tahapan yakni *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*.

3.5.1 Pre-Processing

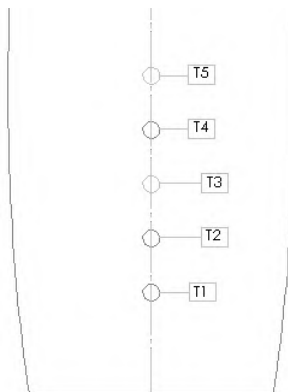
1. Pembuatan Model

Model awal yang akan dibuat adalah bentuk susunan *water heater tube* dalam keadaan tertutup oleh tangki yang terisi penuh oleh air. Pemodelan geometri dibuat dalam 2 dimensi. Berikut adalah bagian dan geometri yang akan digunakan untuk simulasi :



Gambar 3.6 Bagian temperatur yang disimulasikan

Gambar 3.6 terlihat geometri *water heater*, dimana panjang sisi masukan dan keluaran adalah 80 mm.



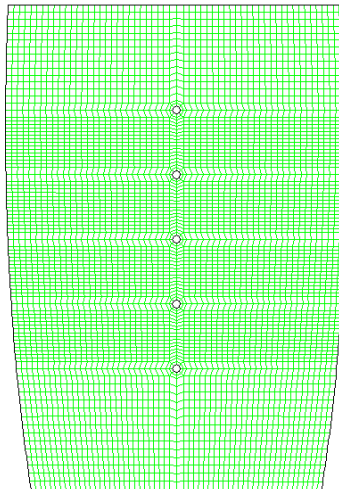
Gambar 3.7 Geometri *water heater*

Tabel 3.3 Geometri *water heater tube*

No	Dimensi	Nilai
1	Diameter <i>Tube</i> (mm)	10 mm
2	Jarak Transversal (S_T/D)	80 mm
3	Jumlah Baris <i>Tube</i>	5 baris

2. Pembuatan *Meshing*

Pembuatan *meshing* dilakukan berdasarkan dari geometri yang telah dibuat dimana ada fluida di *water heater tube*. *Mesh* yang digunakan adalah jenis *Quad-Map*. Fenomena dan karakteristik yang akan dianalisa adalah distribusi temperatur sekitar *water heater tube*. *Meshing* untuk pemodelan *water heater* ditunjukkan pada gambar di bawah ini



Gambar 3.8 Meshing *tube water heater* dengan bentuk Quad-Map

3. Penentuan *Boundary Condition* yang digunakan

Setelah pembuatan geometri dan proses *meshing*, dilakukan proses penentuan *boundary condition*. *Boundary condition* untuk temperatur yang digunakan dalam simulasi adalah temperatur fungsi waktu setiap *stage* pada *tube*. Sebelum mencari nilai temperatur fungsi waktu setiap *stage* pada *tube*, langkah yang dilakukan adalah mencari nilai temperatur awal keluar *water heater*. Berikut cara mencari nilai temperatur awal keluar *water heater* :

➤ Mencari nilai Th_o (awal)

$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{50}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{Th_o \text{ (awal)}}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}} = \exp \frac{-\frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot 0,0486 \text{ m}^2 \cdot 14397 \text{ s}}{100.\text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}}{Th_o \text{ (awal)} = 54,513^{\circ}\text{C}}$$

Setelah mendapat nilai temperatur awal keluar *water heater* maka nilai temperatur fungsi waktu setiap *stage* pada *tube* dapat dicari. Berikut cara mencari nilai temperatur fungsi waktu setiap *stage* pada *tube* untuk *boundary condition* pada pemodelan ini.

➤ Stage 2

$$\frac{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_o(t)}{2}\right) + Tw(t)}{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_o \text{ (awal)}}{2}\right) + Tw(awal)} = \exp \frac{-\frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{2 \cdot m \cdot C_p}}{\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{Th_o(t)}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}}} = \exp \frac{-\frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 49,28 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100.\text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}}{Th_o(t) \text{ stage 2} = 72,240^{\circ}\text{C}}$$

➤ Stage 3

$$\frac{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_o(t)}{2}\right) + Tw(t)}{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_o \text{ (awal)}}{2}\right) + Tw(awal)} = \exp \frac{-\frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{m \cdot C_p}}$$

$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{T_{\text{Ho}}(t)}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}} = \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 81 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100 \cdot \text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$T_{\text{Ho}}(t)$ stage 3 = 65°C

➤ Stage 4

$$\frac{\left(\frac{T_{\text{Hi}}}{2}\right) + \left(\frac{T_{\text{Ho}}(t)}{2}\right) + T_{\text{W}}(t)}{\left(\frac{T_{\text{Hi}}}{2}\right) + \left(\frac{T_{\text{Ho}}(\text{awal})}{2}\right) + T_{\text{W}}(\text{awal})} = \exp \frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{m \cdot C_p}$$

$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{T_{\text{Ho}}(t)}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}} = \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 112,72 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100 \cdot \text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$T_{\text{Ho}}(t)$ stage 4 = 59,85°C

➤ Stage 5

$$\frac{\left(\frac{T_{\text{Hi}}}{2}\right) + \left(\frac{T_{\text{Ho}}(t)}{2}\right) + T_{\text{W}}(t)}{\left(\frac{T_{\text{Hi}}}{2}\right) + \left(\frac{T_{\text{Ho}}(\text{awal})}{2}\right) + T_{\text{W}}(\text{awal})} = \exp \frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{m \cdot C_p}$$

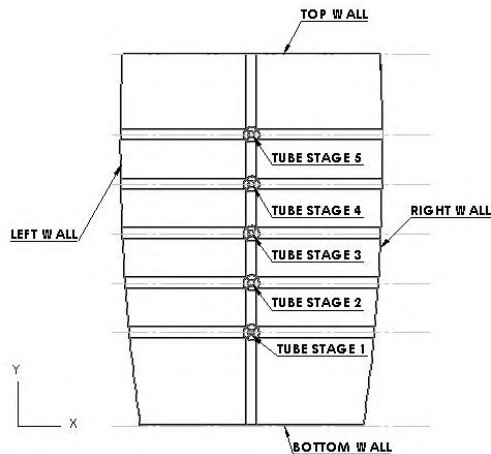
$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{T_{\text{Ho}}(t)}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}} = \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 158 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100 \cdot \text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$T_{\text{Ho}}(t)$ stage 5 = 50°C

Tabel 3.4 Boundary condition water heater tube

No.	Boundary Condition	Keterangan
1.	Tube Stage 1	Tipe : Stationary Wall Temperatur : 363 K

2.	<i>Tube Stage 2</i>	Type : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 345.24 K
3	<i>Tube Stage 3</i>	Type : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 338 K
4	<i>Tube Stage 4</i>	Type : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 332.85 K
5	<i>Tube Stage 5</i>	Type : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 323 K
6.	<i>Left Wall, Top Wall, Right Wall, Bottom Wall</i>	Type : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 300 K



Gambar 3.9 *Boundary Condition*

3.5.2 *Processing*

Proses selanjutnya adalah *processing*. Proses ini dilakukan menggunakan *software* FLUENT 6.3. Tahapan pemodelan yang dilakukan dalam proses ini antara lain adalah mengatur *solver model*, *viscous model*, *materials*, *boundary condition*, serta

initialize conditions. Setelah seluruh pemodelan ditentukan, dilakukan proses iterasi untuk menyelesaikan proses simulasi. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut mengenai langkah-langkah dalam *processing*

1. Solver Model

Pada tahapan simulasi ini, digunakan penyelesaian 2 dimensi (2D) *double precision* dengan keakuratan ganda untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat dalam menyelesaikan masalah. Untuk *solver* yang digunakan adalah *pressure based* yang merupakan *solver* berbasis *pressure*. Persamaan energi diaktifkan guna mendukung penyelesaian *heat transfer* terhadap perubahan temperature. *Viscous* model yang dipilih adalah laminar, karena keadaan air di dalam tangki dalam keadaan diam sehingga bilangan Reynold yang dihasilkan sangat kecil.

2. Material

Material yang digunakan dalam proses simulasi ini adalah fluida air, material solid yaitu *copper* (tembaga) untuk material *tube* dan material *fiber glass* untuk material tanki air. Berikut adalah tabel properties untuk material yang digunakan untuk proses simulasi ini:

Tabel 3.5 Properties Fluida (Air)

Properties Air	
Density (Kg/m ³)	998,2
Specific Heat (Cp) (J/kg.K)	4182
Thermal Conductivity (W/m.K)	0,6

Tabel 3.6 Properties tembaga

Properties Tembaga	
Density (Kg/m ³)	8978

<i>Specific Heat (Cp) (J/kg.K)</i>	381
<i>Thermal Conductivity (W/m.K)</i>	387,6

Tabel 3.7 *Properties Fiber Glass*

Properties Fiber Glass	
<i>Density (Kg/m³)</i>	32
<i>Specific Heat (Cp) (J/kg.K)</i>	835
<i>Thermal Conductivity (W/m.K)</i>	0,038

3. *Operating Conditions*

Operating conditions digunakan untuk mengatur tekanan di dalam sistem yang disimulasikan. Dalam simulasi ini, tekanan operasional diatur pada tekanan 101,325 Pa

4. *Boundary Conditions*

Informasi variabel yang akan disimulasikan dimasukkan sebagai parameter nilai untuk setiap *boundary conditions*. *Boundary conditions* telah ditentukan sesuai pada gambar 3.9

5. *Control dan Monitoring Solution*

Solution Control yang digunakan untuk simulasi ini adalah dengan diskritasi *First Order Upwind* untuk seluruh parameter. Pada *monitoring solution* hanya dilakukan pengaturan kriteria residual parameter energi yaitu sebesar 10^{-6} .

6. *Initialize Condition*

Initialize merupakan nilai awal untuk setiap parameter sebelum dilakukan proses iterasi pada simulasi.

3.5.3 *Post Processing*

Dari hasil simulasi diperoleh data perpindahan panas visualisasi distribusi temperature. Selain itu, diketahui besar

koefisien konveksi di sekitar luar permukaan tube, yang selanjutnya diolah dengan perangkat lunak Microsoft Excel dan akan disajikan dalam bentuk grafik

3.6 Peralatan Eksperimen

Dalam melakukan penelitian, penulis menggunakan alat pengujian dan alat ukur untuk menunjang eksperimen yang dilakukan. Berikut alat-alat yang digunakan :

3.6.1 Alat Pengujian

1. AC Indoor



Gambar 3.10 Indoor unit

Komponen-komponen yang terdapat di *indoor unit* adalah

1. *evaporator*
2. *fan evaporator*
3. *thermostat*
4. *filter*

Berikut spesifikasi AC *indoor* yang digunakan :

Tabel 3.8 Spesifikasi *unit indoor*

a	Merk	Daikin
b	Model	R25DV14
c	Tipe	3.94 A
d	Cooling capacity	9000 Btu/h

2. AC Outdoor

**Gambar 3.11** Outdoor unit

Komponen-komponen yang terdapat pada outdoor unit adalah :

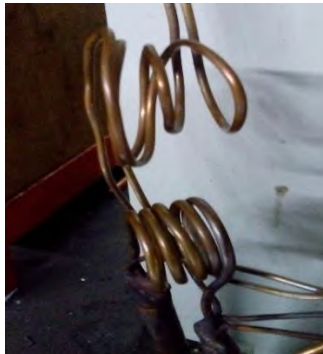
1. kondensor
2. kompresor
3. *strainer*
4. akumulator

Berikut spesifikasi *AC outdoor* yang digunakan :

Tabel 3.9 Spesifikasi *AC outdoor*

a	Merk	Daikin
b	Tipe	R25DV14
c	<i>Rated current</i>	3.94 A
d	<i>Rated volt</i>	220-240V
e	Refrigeran	R22
f	<i>Rated input power</i>	0.815 kW
g	<i>Horse power</i>	50 Hz

3. Pipa Kapiler

**Gambar 3.12** Pipa kapiler

Spesifikasi pipa kapiler yang akan digunakan adalah sebagai berikut :

Tabel 3.10 Spesifikasi pipa kapiler

No	Diameter Dalam (mm)	Panjang Pipa (mm)
1	1,3716	450

4. *Water Heater*



Gambar 3.13 *Water heater*

Berdasarkan Gambar 3.9, geometri *water heater* menggunakan bentuk U-tube. Diameter masing-masing *tube* 10 mm dan *transverse pitch* ($S_T/D = 8$). *Water heater tubes* sendiri akan dicelupkan ke dalam tangki berisi 100 Liter air

3.6.2 Alat Ukur

1. *High-Low Pressure Gauge*



Gambar 3.14 *High-low pressure gauge*

- *High pressure gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan kerja di sisi tekanan tinggi (*discharge*) pada mesin *refrigerasi*
- *Low pressure gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan kerja di sisi tekanan rendah (*suction*) pada mesin *refrigerasi*

2. *Clamp-on Ammeter Digital*



Gambar 3.15 *Clamp-on ammeter digital*

Clamp-on Ammeter merupakan alat ukur yang berfungsi untuk mengukur tegangan dan arus listrik yang mengalir pada sistem . Pada eksperimen besarnya arus listrik maksimum yang ditunjukkan *Clamp-on Ammeter* 4.0 A.

3. *Flow Meter*

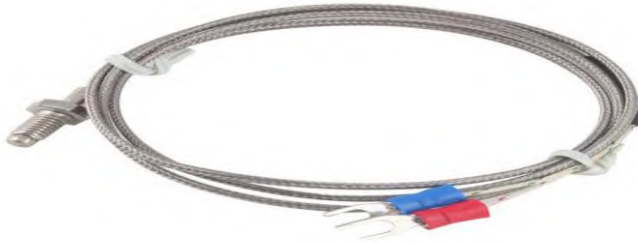


Gambar 3.16 *Flowmeter*

Flow meter berfungsi untuk mengetahui adanya suatu aliran fluida (*liquid/gas*) dalam suatu jalur aliran. Besarnya aliran fluida yang diukur dengan *flow meter* dinyatakan dalam volume per

waktu.. Pada eksperimen kali ini, penulis menggunakan flow meter yang mempunyai range 0-0.07 Liter/Sekon

4. *Thermocouple*



Gambar 3.17 *Thermocouple*

Termokopel yang digunakan pada pengujian ini adalah termokopel tipe K. Berikut adalah spesifikasi termokopel tipe K

Tabel 3.11 Spesifikasi Termokopel Tipe K

Bahan Logam Konduktor Positif	Nikel-Kromium
Bahan Logam Konduktor Negatif	Nikel-Alumunium
Rentang Suhu	-200 ⁰ C – 1250 ⁰ C

5. **Data Akusisi**

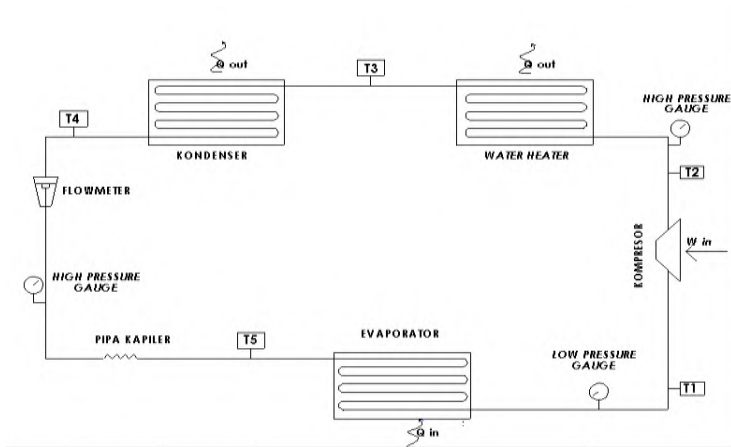


Gambar 3.18 Data akusisi

Data akuisisi merupakan alat ukur bantu untuk mempermudah proses pengukuran. Data akuisisi memiliki tingkat keakuratan yang sangat baik dalam membaca hasil pengukuran. Cara pemakaian data akuisisi ini adalah dengan menginstall *software* pada *Personal Computer*, kemudian terdapat kabel LAN sebagai konektor antara *Personal Computer* dengan data akuisisi tersebut. Hasil pengukuran dapat diatur dengan waktu pengujian yang diinginkan. Hasil pengukuran dapat diolah pada *Microsoft Excel*. Data akuisisi yang dipakai pada eksperimen ini digunakan untuk mengukur temperatur dimana data akuisisi disambungkan dengan kabel termokopel.

3.7 Skema Peralatan Sistem Pendingin

Skema sistem *AC split* yang akan digunakan adalah sebagai berikut:



Gambar 3.19 Skema pengujian sistem *AC split* penambahan *water heater*

3.8 Prosedur Pengujian

Pengujian sistem modifikasi *AC split* ini menggunakan jenis refrigeran tipe R-22 dengan jarak transversal sebesar 80 mm pada

water heater. Prosedur pengujian ini terdiri dari dua langkah, yaitu langkah persiapan dan langkah pengujian.

3.8.1 Langkah Persiapan

1. Peralatan uji dipastikan dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya
2. Memastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap dan sudah terpasang dengan sesuai dengan prosedur
3. Memastikan kontak (colokan) yang terpasang ke sumber listrik (PLN) tidak terbalik antara phase dan netralnya
4. Memastikan *globe valve* dan katup service pada *discharge* dan *suction* telah terbuka agar refrigeran dapat mengalir
5. Membuat vakum sistem refrigerasi menggunakan *vacuum pump* untuk mengeluarkan uap air yang ada dalam sistem hingga tekanan di sistem refrigerasi sebesar -30 psia
6. Mengecek kebocoran dengan melihat *pressure gauge* apakah tekanan vakum bertambah atau tidak
7. Jika sistem tidak bocor maka dapat dilakukan pengisian refrigeran R-22 ke sistem refrigerasi

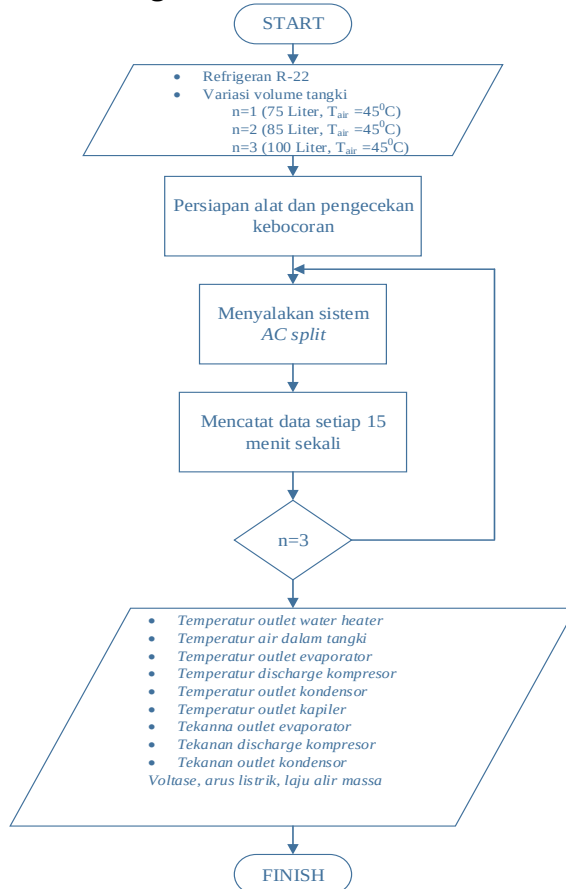
3.8.2 Langkah Pengujian

1. Menyalakan data akuisisi dan pastikan kabel LAN telah terhubung dengan laptop
2. Jika sudah dipastikan terhubung, nyalakan AC *Indoor* menggunakan *remote control*
3. Pasang Clamp Digital Meter pada kabel fasa yang terhubung pada AC *Outdoor* untuk mengamati arus dan tegangan listrik yang mengalir pada kompresor
4. Mengamati tekanan pada *low pressure gauge* dan *high pressure gauge* untuk mengetahui tekanan kerja sistem AC sudah sesuai dengan perencanaan atau belum
5. Amati nilai arus listrik yang mengalir pada kompresor pada Digital Clamp Meter, tekanan pada *low pressure gauge* dan *high pressure gauge*, debit refrigeran dari *flowmeter*, temperatur setiap titik pada sistem refrigerasi yang telah

ditentukan dan temperatur setiap titik *tube* pada *water heater*. Pengambilan data sesuai dengan waktu pengujian masing-masing yang telah ditentukan sebelumnya

6. Setelah pengambilan data selesai, matikan AC *Indoor* dan cabut kontak listrik

3.9 Diagram Alir Pengambilan Data



Gambar 3.20 Flowchart pengambilan data

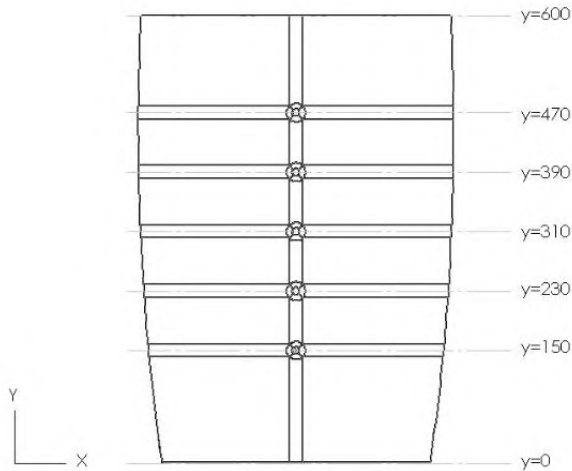
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 4

PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

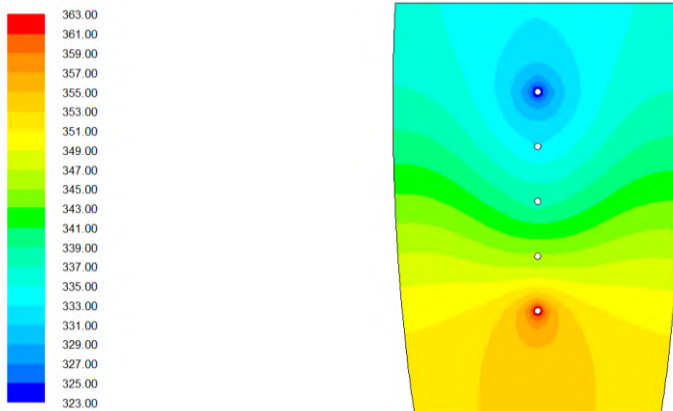
4.1 Analisa Numerik

Untuk mendapatkan data numerik maka digunakan metode yang umum digunakan dalam pengambilan data dengan metode *iso-surface*. *Iso-surface* adalah metode yang memotong sebuah sumbu yang tegak lurus terhadap sumbu lain seperti ditunjukkan pada Gambar 4.1. Pada tugas akhir ini, penulis memotong sumbu vertikal y . Jumlah *iso-surface* yang dibuat sebanyak tujuh buah, terletak pada titik $y = 0$ mm; 150 mm; 230 mm; 310 mm; 390 mm; 470 mm; dan 600 mm.



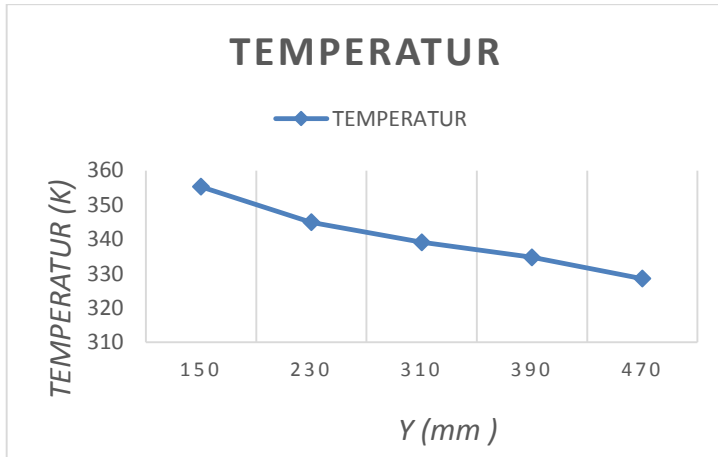
Gambar 4.1 Posisi *iso-surface*

4.1.1 Analisa Distribusi Temperatur



Gambar 4.2 Kontur distribusi temperatur

Gambar 4.3 merupakan kontur distribusi temperatur *water heater* dengan jenis material *glass fiber* pada setiap wall dan *copper* pada setiap *tube*. Warna merah menunjukkan nilai temperatur tertinggi dan warna biru tua menunjukkan nilai temperatur paling rendah. Terlihat bahwa temperatur tertinggi ditunjukkan oleh spektrum merah tua dan temperatur terendah ditunjukkan oleh spektrum warna biru tua. Temperatur paling tinggi terletak di bagian *tube stage* satu dan semakin menjauhi *tube stage* satu maka temperatur semakin turun.



Gambar 4.3 Grafik distribusi temperatur dan jarak vertikal (Y) pada *water heater*

Tabel 4.1 Temperatur pada koordinat y

NO	TITIK KOORDINAT Y	TEMPERATUR
1	150	356.492
2	230	346.222
3	310	343.888
4	390	342.593
5	470	337.668

Pada Gambar 4.4 menunjukkan grafik distribusi temperatur dan jarak vertikal (Y) pada *water heater superheater* jenis material *glass fiber* pada setiap wall dan *copper* pada setiap *tube*. Distribusi temperatur dianalisis pada posisi ; 150 mm; 230 mm; 310 mm; 390 mm; 470 mm. Dari grafik dapat dilihat bahwa *trendline* grafik mengalami penurunan. Besarnya temperatur berkurang seiring

bertambahnya jarak ke arah vertikal. Dimana nilai temperatur terbesar ($T=356,492^{\circ}\text{K}$) terletak pada jarak vertikal dengan $y=150$ mm dan nilai temperatur terkecil ($T=337,668$) terletak pada jarak vertikal dengan $y=470$ mm.

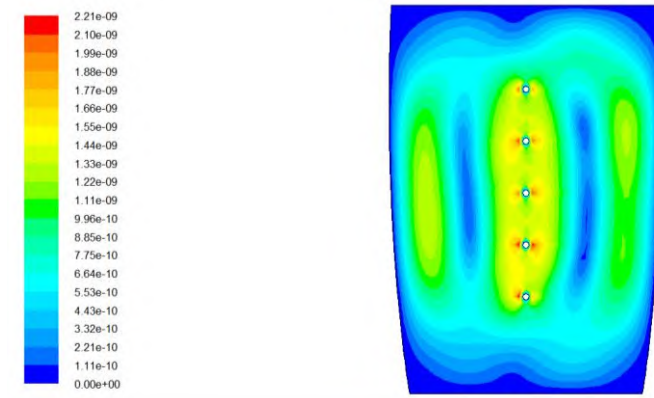
Distribusi temperatur terjadi sesuai dengan konsep perpindahan panas, besarnya temperatur berkurang seiring bertambahnya jarak yang terkena fluida pendingin. Pada studi ini perpindahan panas terjadi dari refrigerant R-22 yang mengalir di dalam *tube* ke air yang berada di dalam tangki. Sesuai dengan rumus perpindahan panas secara transien dimana distribusi temperatur pada *tube* dipengaruhi oleh beberapa faktor sesuai dengan rumus :

$$\ln \frac{(Th_i+5)-Tw_{(t)}}{(Th_i+5)-Tw_{(awal)}} = - \frac{U \cdot (\pi \cdot d \cdot l) \cdot t}{2 \cdot m \cdot C_p}$$

$$\ln \frac{(Th_i+5)-Tw_{(t)}}{(Th_i+5)-Tw_{(awal)}} = - \frac{U \cdot A \cdot t}{2 \cdot m \cdot C_p}$$

Sesuai dengan persamaan di atas, semakin besar panjang pipa, semakin besar juga luas penampang yang berkontak langsung dengan air sehingga menyebabkan nilai kalor yang dilepaskan oleh *tube* ke air semakin besar juga. Maka perbedaan distribusi temperatur terjadi karena perbedaan luas penampang atau panjang *tube* yang berkontak langsung dengan air.

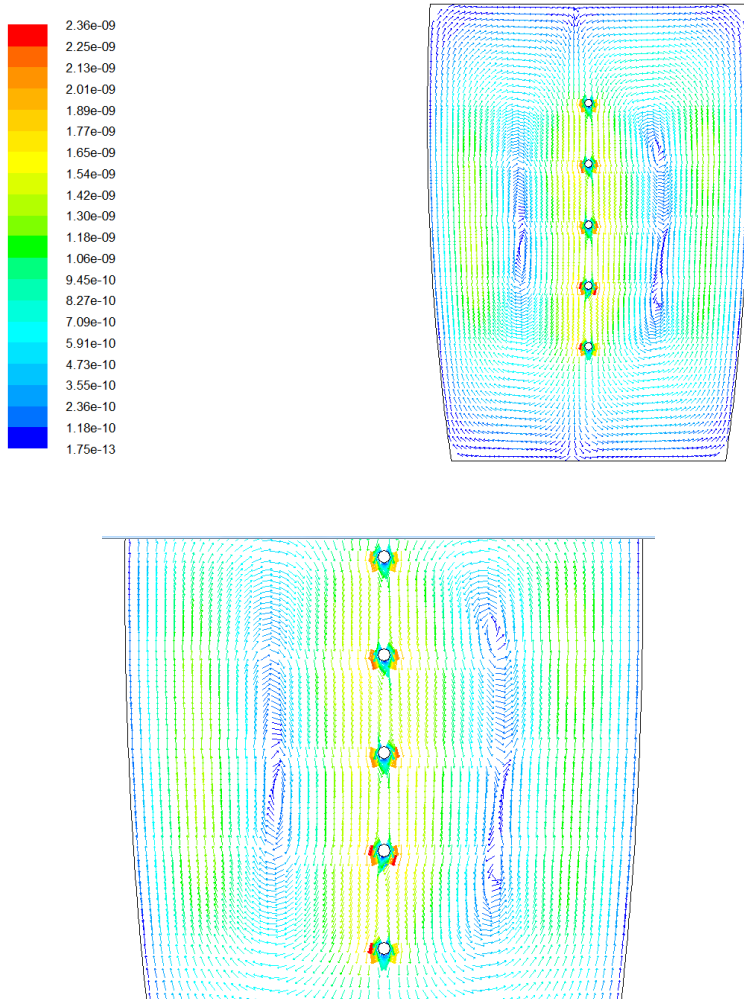
4.1.2 Analisa Aliran Kecepatan



Gambar 4.4 Kontur distribusi kecepatan

Fenomena aliran di *water heater* secara detail ditunjukkan pada tampilan kontur kecepatan aliran. Kontur kecepatan aliran *water heater* dengan jenis material *glass fiber* pada setiap wall dan *copper* pada setiap *tube*. Distribusi kecepatan lokal pada model ditunjukkan oleh spektrum warna kontur aliran. Kontur dengan spektrum warna merah merupakan daerah yang memiliki nilai kecepatan yang tinggi, sedangkan spektrum berwarna biru menunjukkan nilai kecepatan yang rendah. Visualisasi kontur model *water heater* ini dianggap telah menunjukkan salah satu fenomena perpindahan panas yang terjadi di *water heater*.

Kecepatan aliran melewati bagian kiri dan kanan *tube* yang memiliki kontur hampir serupa, hal ini dikarenakan bentuk *tube* yang berbentuk lingkaran. Kontur yang mempunyai kecepatan terbesar terjadi di daerah sekitar *tube*.



Gambar 4.5 Vektor Kecepatan yang terjadi pada *Tube Water Heater*

Gambar 4.5 menunjukkan velocity vector yang terjadi pada fenomena konveksi alami di sekitaran *tube* pada *water heater*. Pada gambar dapat dilihat terjadinya aliran kecepatan laminar yang

terjadi di sisi kiri dan kanan *tube*. *Trend* arah kecepatan tersebut didasarkan dari nilai temperatur terbesar ke nilai temperatur terendah. Daerah yang mempunyai temperatur terbesar arah kecepatannya ke atas dan daerah yang mempunyai temperatur terkecil arah kecepatannya ke bawah

4.2 Analisa Eksperimen

Metode eksperimen digunakan untuk mengetahui pengaruh penambahan *water heater* pada sistem refrigerasi. Pengambilan data dilakukan dengan cara memvariasikan volume air pada tangki. Data yang diambil berupa arus listrik pada clamp meter, tekanan pada *low pressure gauge* dan *high pressure gauge*, debit refrigeran dari *flowmeter* temperatur setiap titik yang telah ditentukan pada data akuisisi.

4.2.1 Contoh Perhitungan Data

Berdasarkan skema alat uji pada Gambar 3.19, diperoleh data pengujian akhir waktu dengan variasi volume air pada tangki sebesar 75 liter dan data pengujian akhir waktu tanpa *water heater*. Data tersebut akan digunakan untuk contoh perhitungan dalam mengevaluasi sistem refrigerasi AC *split* tanpa atau dengan *water heater*. Adapun data yang didapatkan adalah sebagai berikut :

a. Data tanpa *water heater*

➤ Temp. keluar evaporator	= 19,2 °C
➤ Temp. keluar kompresor	= 90,2 °C
➤ Temp. keluar kondensor	= 38,5 °C
➤ Temp. keluar kapiler	= 8,2 °C
➤ Tekanan keluar evaporator	= 64 psi
➤ Tekanan keluar kompresor	= 233 psi
➤ Tekanan keluar kondensor	= 230 psi
➤ Arus Listrik	= 3,0 Ampere
➤ Tegangan Listrik	= 220 Volt
➤ Cosφ	= 0,935
➤ $\dot{m}_{ref}$	= 0,011 Liter/s

Dimana laju massa refrigerant dikonversikan ke satuan kg/s maka didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{ref}} &= 0,011 \text{ dm}^3/\text{s} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ dm}^3} \times 1136,8 \text{ kg}/\text{m}^3 \\ &= 0,0125 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

b. Data dengan *water heater*

- Temp. keluar kompresor = 86,3°C
- Temp. keluar kondenser = 23,9°C
- Temp. keluar pipa kapiler = 9,1°C
- Temp. keluar evaporator = 33,3°C
- Arus listrik = 2,9 Ampere
- Tegangan listrik = 220 Volt
- Tekanan keluar evaporator = 68 psi
- Tekanan keluar kompresor = 245 psi
- Tekanan keluar kondensor = 241 psi
- Cosφ = 0,935
- $\dot{m}_{\text{ref}}$ = 0,011 Liter/s

Dimana laju massa refrigerant dikonversikan ke satuan kg/s maka didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{ref}} &= 0,011 \text{ dm}^3/\text{s} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ dm}^3} \times 1160,6 \text{ kg}/\text{m}^3 \\ &= 0,01277 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

4.2.2 Konversi Satuan Tekanan

Untuk memudahkan dalam mencari *properties* refrigeran yang digunakan maka satuan tekanan harus dikonversi terlebih dahulu sesuai dengan *Software properties* yang akan digunakan, *Software* yang dimaksud adalah *Software REFPROP*. Konversi satuan dilakukan dengan cara menambahkan tekanan gauge (14,7 psi) dengan tekanan hasil pengukuran (tekanan *gauge*). Kemudian mengalikan hasil pertambahan tersebut dengan angka 0,0689476. Hal tersebut untuk memudahkan dalam menge-plot data-data yang

diperoleh ke dalam grafik P-h diagram pada *Software Coolpack*. Hasil dari konversi data tekanan diperoleh sebagai berikut :

a. Tekanan tanpa *water heater*

- Tekanan keluar evaporator = $(64 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}) \times 0,0689476$
= 5,43 bar
- Tekanan keluar kompresor = $(233 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}) \times 0,0689476$
= 17,08 bar
- Tekanan keluar kondensor = $(230 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}) \times 0,0689476$
= 16,87 bar

b. Tekanan dengan *water heater*

- Tekanan keluar evaporator = $(68 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}) \times 0,0689476$
= 5,7 bar
- Tekanan keluar kompresor = $(245 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}) \times 0,0689476$
= 17,91 bar
- Tekanan keluar kondensor = $(241 \text{ psi} + 14,7 \text{ psi}) \times 0,0689476$
= 17,63 bar

4.2.3 Perhitungan Sistem AC split dengan Water Heater

4.2.3.1 Properties Refrigeran

Refrigeran yang digunakan adalah tipe R-22. Untuk mendapatkan *properties* refrigeran digunakanlah *software REFPROP*. Berikut *properties* yang didapatkan dengan bantuan *software REFPROP* :

a. *Properties* tanpa *water heater*

- $h_{\text{out_evap}}$ = 418,28 kJ/kg
- $h_{\text{out_komp}}$ = 458,82 kJ/kg
- $h_{\text{out_kond}}$ = 247,82 kJ/kg
- $h_{\text{out_kapiler}}$ = 247,82 kJ/kg
- $h_{\text{outS_komp}}$ = 449,195 kJ/kg

b. *Properties* dengan *water heater*

- $h_{\text{out_evap}}$ = 415,09 kJ/kg
- $h_{\text{out_komp}}$ = 455,63 kJ/kg

➤	$h_{\text{out_kond}}$	$= 240,80 \text{ kJ/kg}$
➤	$h_{\text{out_kapiler}}$	$= 240,80 \text{ kJ/kg}$
➤	$h_{\text{outS_komp}}$	$= 446,2 \text{ kJ/kg}$
➤	$h_{\text{out_WH}}$	$= 439,28,43 \text{ kJ/kg}$

4.2.3.2 Perhitungan Daya Input Kompresor

Daya input kompresor dihitung berdasarkan perkalian besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir pada saat kompresor bekerja serta dengan mengalikan nilai $\cos\phi$ sebagai faktor daya seperti perumusan 2.1 sebagai berikut:

a. Daya input kompresor tanpa *water heater*

$$\dot{W}_c = VI \cos \phi$$

$$\dot{W}_c = 220 \text{ V} \times 3,0 \text{ A} \times 0,935$$

$$\dot{W}_c = 0,6171 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_c = 617,1 \text{ Watt}$$

b. Daya input kompresor dengan *water heater*

$$\dot{W}_c = VI \cos \phi$$

$$\dot{W}_c = 220 \text{ V} \times 2,9 \text{ A} \times 0,935$$

$$\dot{W}_c = 0,596 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_c = 596 \text{ Watt}$$

4.2.3.3 Perhitungan Kerja Aktual Kompresor

Untuk menghitung kerja nyata pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi aktualnya sesuai perumusan 2.3 sebagai berikut:

a. Kerja aktual kompresor tanpa *water heater*

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out_komp}} - h_{\text{out_evap}})$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 0,0125 \text{ kg/s}(458,82 \text{ kJ/kg} - 418,28 \text{ kJ/kg}) \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 0,5067 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 0,00014075 \text{ kWh}$$

b. Kerja aktual kompresor dengan *water heater*

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out_komp}} - h_{\text{out_evap}})$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 0,01319 \text{ kg/s} (455,63 \text{ kJ/kg} - 415,09 \text{ kJ/kg}) \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 0,5176 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 0,00014378 \text{ kW}$$

4.2.3.4 Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor

Untuk menghitung kerja isentropis pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi isentropisnya sesuai perumusan 2.2 sebagai berikut:

a. Kerja isentropis kompresor tanpa *water heater*

$$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{outS_komp}} - h_{\text{out_evap}})$$

$$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}} = 0,0125 \text{ kg/s}(449,195 \text{ kJ/kg} - 418,28 \text{ kJ/kg})$$

$$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}} = 0,3864 \text{ kW}$$

b. Kerja isentropis dengan *water heater*

$$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{outS_komp}} - h_{\text{out_evap}})$$

$$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}} = 0,01319 \text{ kg/s}(446,2 \text{ kJ/kg} - 415,09 \text{ kJ/kg})$$

$$(\dot{W}_{\text{komp}})_{\text{isen}} = 0,4103 \text{ kW}$$

4.2.3.5 Perhitungan Efisiensi Kompresi Kompresor

Untuk menghitung besarnya efisiensi kompresor yang bekerja maka dilakukan dengan cara membagi kerja isentropis kompresor dengan kerja nyata/aktual kompresor itu sendiri sesuai perumusan 2.4 sebagai berikut:

a. Efisiensi isentropis kompresor tanpa *water heater*

$$\eta_c = \frac{0,3864 \text{ kW}}{0,5067 \text{ kW}} \times 100\%$$

$$\eta_c = 76,26 \%$$

- b. Efisiensi isentropis kompresor dengan *water heater*

$$\eta_c = \frac{0,4103 \text{ kW}}{0,5176 \text{ kW}} \times 100\%$$

$$\eta_c = 79,26 \%$$

4.2.3.6 Perhitungan $\dot{Q}$ Evaporator

Besarnya panas yang diserap refrigeran pada evaporator dapat diketahui dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada evaporator. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator ini disebut juga sebagai kapasitas pendinginan dengan perhitungan sesuai perumusan 2.6 sebagai berikut:

- a. $\dot{Q}$ evaporator tanpa *water heater*

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out_evap}} - h_{\text{out_kapiler}}) \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 0,0125 \text{ kg/s}(418,28 \text{ kJ/kg} - 247,82 \text{ kJ/kg}) \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 2,13075 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 0,0005918 \text{ kWh}$$

- b. $\dot{Q}$ evaporator dengan *water heater*

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out_evap}} - h_{\text{out_kapiler}})$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 0,01319 \text{ kg/s}(415,09 \text{ kJ/kg} - 240,8 \text{ kJ/kg}) \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 2,225 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 0,000618 \text{ kWh}$$

4.2.3.7 Perhitungan $\dot{Q}$ Water Heater

Besarnya panas yang dikeluarkan/dibuang oleh *water heater* dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada *water heater* sesuai dengan perumusan 2.7 sebagai berikut :

- a. $\dot{Q}$ *water heater* tanpa *water heater*

$$\dot{Q}_{\text{WH}} = 0 \text{ kW}$$

b. $\dot{Q}$ water heater dengan water heater

$$\dot{Q}_{WH} = \frac{m \cdot C_p \cdot (T_{akhir} - T_{awal})}{(t_{akhir} - t_{awal})}$$

$$\dot{Q}_{WH} = \frac{75 \text{ kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1} \text{K}^{-1} \cdot (45 - 44,4)^\circ\text{C}}{(165 \text{ menit} - 150 \text{ menit}) \times 60 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{WH} = 0,209 \text{ kW}$$

4.2.3.8 Perhitungan $\dot{Q}$ Kondenser

Besarnya panas yang dikeluarkan/dibuang oleh kondensor dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada kondensor sesuai perumusan 2.5 sebagai berikut:

a. $\dot{Q}$ kondenser tanpa water heater

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{ref}(h_{out_komp} - h_{out_kond})$$

$$\dot{Q}_{kond} = 0,0125 \text{ kg/s} (458,82 \text{ kJ/kg} - 247,82 \text{ kJ/kg}) \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{kond} = 2,6375 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{kond} = 0,0007326 \text{ kWh}$$

b. $\dot{Q}$ kondenser dengan water heater

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{ref}(h_{out_WH} - h_{out_kond})$$

$$\dot{Q}_{kond} = 0,01319 \text{ kg/s} (439,28,43 \text{ kJ/kg} - 240,8 \text{ kJ/kg}) \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{kond} = 2,534 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{kond} = 0,0007038 \text{ kWh}$$

4.2.3.9 Perhitungan COP (Coefficient of Performance)

Nilai COP yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP aktual yang diperoleh dengan membagi antara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator (Q evaporator) dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi sesuai gambar perumusan 2.8 sebagai berikut:

a. COP tanpa *water heater*

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{comp}}}$$

$$\text{COP} = \frac{2,13075 \text{ kW}}{0,5067 \text{ kW}}$$

$$\text{COP} = 4,205$$

b. COP dengan *water heater*

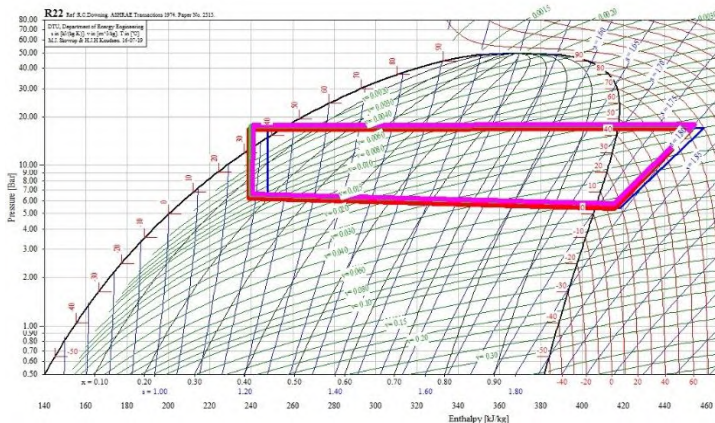
$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{comp}}}$$

$$\text{COP} = \frac{2,225 \text{ kW}}{0,5176 \text{ kW}}$$

$$\text{COP} = 4,3$$

4.2.4. Analisa P-h Diagram

4.2.4.1 Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume *Water Heater* 75 Liter



Gambar 4.6 P-h diagram 75 liter terhadap fungsi waktu

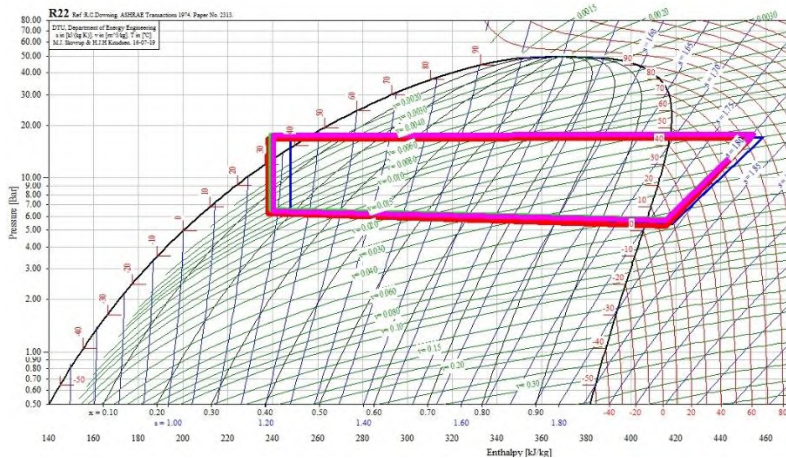
Keterangan :

- = tanpa *water heater*
- = awal waktu (menit ke-15)
- = pertengahan waktu (menit ke-90)
- = akhir waktu (menit ke-165)

Gambar 4.6 merupakan kurva perbandingan pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* dengan fungsi waktu pada variasi volume air 75 liter. Pada kurva yang di-plot/digambar terlihat perbedaan akibat pemasangan *water heater* semakin bergeser ke kiri dan turun ke bawah dibandingkan dengan kurva tanpa *water heater*. Seiring berjalannya waktu *trend* kurva akan semakin bergeser ke kanan dan ke atas. Hal itu terjadi karena adanya penurunan pelepasan kalor dan kenaikan kerja kompresor terhadap fungsi waktu.

Kurva di atas sudah sesuai dengan *trend* kurva teori yang ada. Kurva kerja kompresor tetap bergeser ke kanan dan kurva pelepasan kalor juga bergeser ke kanan. Maksudnya adalah seiring berjalannya waktu, kerja kompresor akan meningkat tetapi kalor yang dilepaskan akan mengalami penurunan. Karena kalor yang dilepaskan *water heater* pada awal waktu sangat tinggi kemudian akan menurun seiring berjalannya waktu. Hal ini disebabkan perubahan kenaikan temperatur air di dalam *water heater* semakin kecil seiring berjalannya waktu. Sehingga kalor yang dilepaskan keseluruhan pada awal waktu sangat tinggi.

4.2.4.2 Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume *Water Heater* 85 Liter



Gambar 4.7 P-h diagram 85 liter terhadap fungsi waktu

Keterangan :

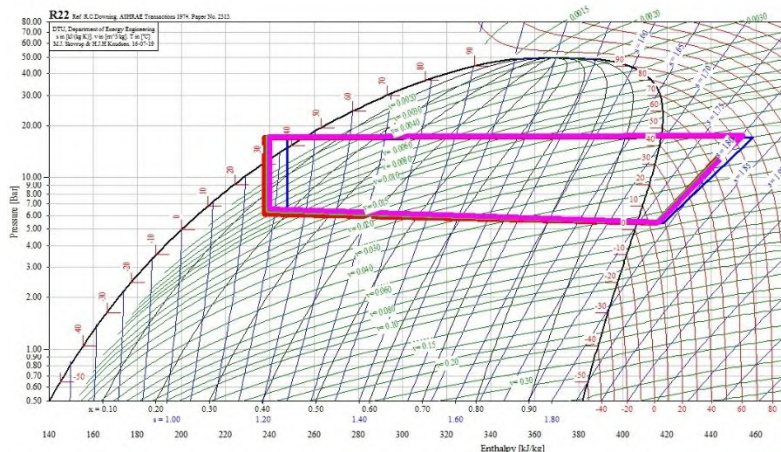
- = tanpa *water heater*
- = awal waktu (menit ke-15)
- = pertengahan waktu (menit ke-90)
- = akhir waktu (menit ke-165)

Gambar 4.7 merupakan kurva perbandingan pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* dengan fungsi waktu pada variasi volume air 85 liter. Pada kurva yang di-plot/digambar terlihat perbedaan akibat pemasangan *water heater* semakin bergeser ke kiri dan turun ke bawah dibandingkan dengan kurva tanpa *water heater*. Seiring berjalannya waktu *trend* kurva akan semakin bergeser ke kanan dan ke atas. Hal itu terjadi karena adanya penurunan pelepasan kalor dan kenaikan kerja kompresor terhadap fungsi waktu.

Kurva di atas sudah sesuai dengan *trend* kurva teori yang ada. Kurva kerja kompresor tetap bergeser ke kanan dan kurva pelepasan kalor juga bergeser ke kanan. Maksudnya adalah seiring

berjalannya waktu, kerja kompresor akan meningkat tetapi kalor yang dilepaskan akan mengalami penurunan. Karena kalor yang dilepaskan *water heater* pada awal waktu sangat tinggi kemudian akan menurun seiring berjalannya waktu. Hal ini disebabkan perubahan kenaikan temperatur air di dalam *water heater* semakin kecil seiring berjalannya waktu. Sehingga kalor yang dilepaskan keseluruhan pada awal waktu sangat tinggi.

4.2.4.3 Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume *Water Heater* 100 Liter



Gambar 4.8 P-h diagram 100 liter terhadap fungsi waktu

Keterangan :

- = tanpa *water heater*
- = awal waktu (menit ke-15)
- = pertengahan waktu (menit ke-90)
- = akhir waktu (menit ke-165)

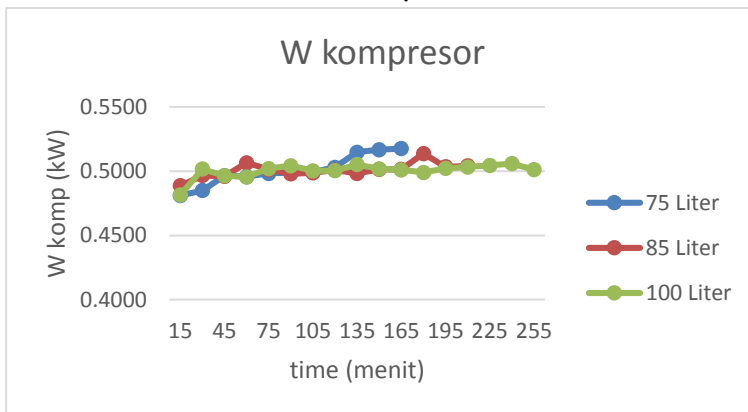
Gambar 4.8 merupakan kurva perbandingan pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* dengan fungsi waktu pada variasi volume air 100 liter. Pada kurva yang di-plot/digambar terlihat perbedaan akibat

pemasangan *water heater* semakin bergeser ke kiri dan turun ke bawah dibandingkan dengan kurva tanpa *water heater*. Seiring berjalannya waktu *trend* kurva akan semakin bergeser ke kanan dan ke atas. Hal itu terjadi karena adanya penurunan pelepasan kalor dan kenaikan kerja kompresor terhadap fungsi waktu.

Kurva di atas sudah sesuai dengan *trend* kurva teori yang ada. Kurva kerja kompresor tetap bergeser ke kanan dan kurva pelepasan kalor juga bergeser ke kanan. Maksudnya adalah seiring berjalannya waktu, kerja kompresor akan meningkat tetapi kalor yang dilepaskan akan mengalami penurunan. Karena kalor yang dilepaskan *water heater* pada awal waktu sangat tinggi kemudian akan menurun seiring berjalannya waktu. Hal ini disebabkan perubahan kenaikan temperatur air di dalam *water heater* semakin kecil seiring berjalannya waktu. Sehingga kalor yang dilepaskan keseluruhan pada awal waktu sangat tinggi.

4.2.5 Analisa Grafik

4.2.5.1 Analisa Grafik Kerja Kompresor Variasi Volume Air terhadap Waktu

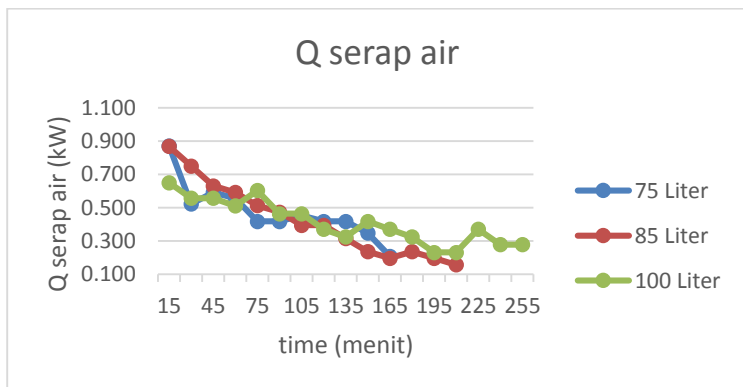


Gambar 4.9 Grafik kerja kompresor variasi volume air terhadap waktu

Grafik di atas menggambarkan kerja kompresor dengan variasi volume air pada *water heater* terhadap fungsi waktu. Pada grafik terlihat bahwa *trendline* grafik naik kemudian cenderung fluktuatif tetapi tidak signifikan terhadap fungsi waktu. Kerja kompresor terkecil terjadi saat sistem baru beroperasi atau menit ke-15. Hal ini sudah sesuai dengan teori. Karena pada awal waktu kalor yang dilepas oleh *water heater* dan *air cooled condenser* besar. Sehingga kerja kompresor menjadi lebih ringan pada awal waktu.

Pada grafik terlihat juga nilai kerja kompresor pada saat sistem terbesar sampai terkecil dimulai pada volume air 75 liter kemudian 85 liter dan terakhir 100 liter. Hal ini sudah sesuai dengan teori. Karena kerja kompresor teringan didapatkan pada saat kapasitas pendingin (Q evaporator) yang tertinggi dimana kapasitas pendingin (Q evaporator) hasil eksperimen terbesar terjadi pada volume air 100 liter. Oleh karena itu seharusnya kerja kompresor terkecil dimulai pada volume air 100 liter kemudian 85 liter dan terakhir 75 liter

4.2.5.2 Analisa Grafik Kalor yang Diserap Air Variasi Volume Air terhadap Waktu

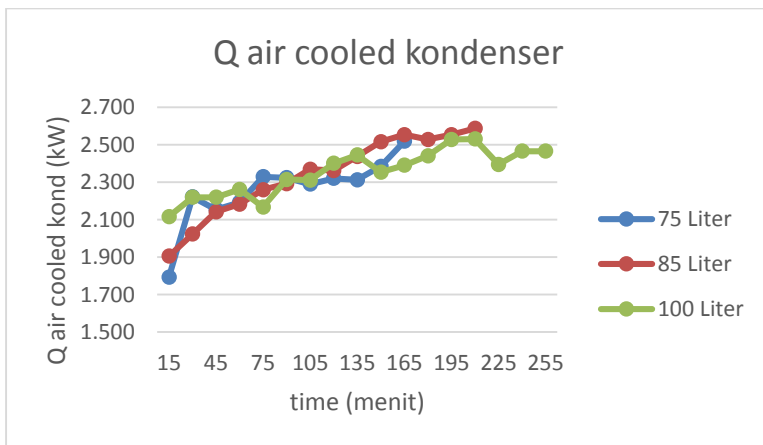


Gambar 4.10 Grafik nilai penyerapan air pada *water heater* variasi volume air terhadap waktu

Grafik di atas menggambarkan kalor yang diserap air dengan variasi volume air pada *water heater* terhadap fungsi waktu. Pada grafik terlihat bahwa *trendline* grafik turun seiring berjalannya waktu. Kalor yang diserap air terbesar terjadi pada sistem baru beroperasi atau menit ke-15. Hal ini sudah sesuai dengan teori. Karena pada awal waktu kalor terbesar yang diserap air terjadi pada menit ke-15 dimana kenaikan temperatur air pada *water heater* masih tinggi.

Pada grafik terlihat juga jumlah nilai kalor yang diserap air dari yang terbesar sampai terkecil dimulai pada volume air 100 liter kemudian 85 liter dan terakhir 75 liter. Hal ini disebabkan dengan kenaikan volume air maka akan menyebabkan kenaikan kalor yang diserap air. Walaupun pada awal waktu tampak kalor yang diserap air pada variasi 75 liter adalah besar. Hal itu terjadi karena volume 75 liter air kenaikan temperatur airnya tinggi pada awal waktu.

4.2.5.3 Analisa Grafik Pelepasan Kalor Air Cooled Condenser Variasi Volume Air terhadap Waktu

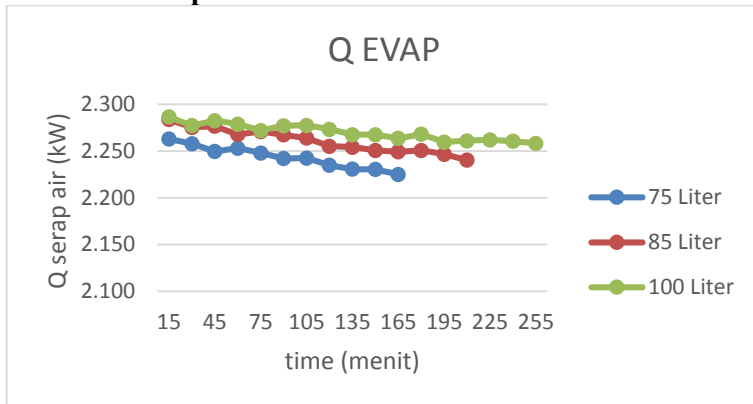


Gambar 4.11 Grafik pelepasan kalor *air cooled condenser* variasi volume air terhadap waktu

Grafik di atas menggambarkan pelepasan kalor oleh *air cooled condenser* dengan variasi volume air pada *water heater* terhadap fungsi waktu. Pada grafik terlihat bahwa *trendline* grafik naik seiring berjalannya waktu. Kalor terkecil yang dilepas oleh *air cooled condenser* terjadi pada sistem baru beroperasi atau menit ke-15. Hal ini sudah sesuai dengan teori. Karena seharusnya pada awal waktu kapasitas kondensor terkecil terjadi pada menit ke-15 dimana temperatur keluar *water heater* masih dingin sehingga entalpi keluar *water heater* juga kecil. Sehingga selisih entalpi keluar *water heater* dengan keluar *air cooled condenser* besar.

Pada grafik terlihat juga nilai kalor *air cooled condenser* yang dilepas pada awal waktu dari yang terkecil sampai terbesar dimulai pada volume air 75 liter kemudian 85 liter dan terakhir 100 liter. Hal ini sudah sesuai dengan teori dimana semakin besar volume air maka kalor yang di lepaskan *air cooled condenser* juga semakin besar.

4.2.5.4 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator Variasi Volume Air terhadap Waktu



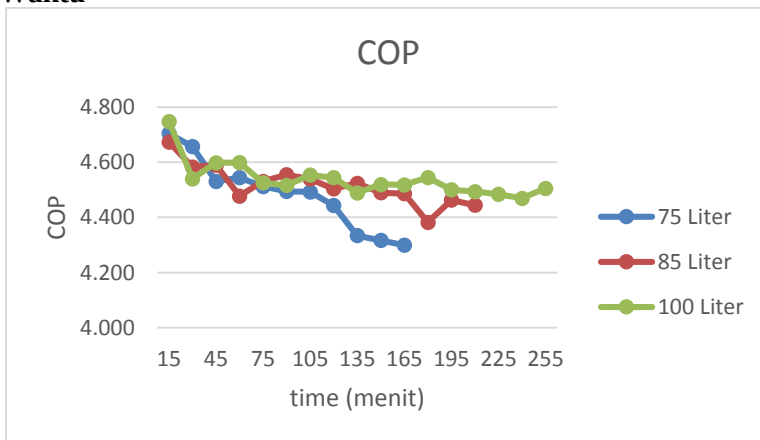
Gambar 4.12 Grafik nilai kapasitas pendinginan variasi volume air terhadap waktu

Grafik di atas menggambarkan kapasitas pendinginan dengan variasi volume air pada *water heater* terhadap fungsi waktu. Pada

grafik terlihat bahwa *trendline* grafik turun seiring berjalannya waktu. Kapasitas evaporator terbesar terjadi pada sistem baru beroperasi atau menit ke-15 . Hal ini sudah sesuai dengan teori. Karena kapasitas pendinginan terbesar terjadi pada awal waktu dimana pada awal waktu juga terjadi kalor maksimum yang dilepas oleh *water heater* dan *air cooled condenser*.

Pada grafik terlihat juga nilai kapasitas pendinginan dari yang terbesar sampai terkecil dimulai pada volume air 100 liter kemudian 85 liter dan terakhir 75 liter. Hal ini sudah sesuai dengan teori. Karena kalor terbesar yang dilepas oleh *air cooled condenser* dan *water heater* terjadi pada volume air 100 liter. Oleh karena itu kapasitas pendinginan akan mengikuti *trend* nilai dari kalor yang dilepas *water heater* dan *air cooled condenser*.

4.2.5.5 Analisa Grafik COP Variasi Volume Air terhadap Waktu



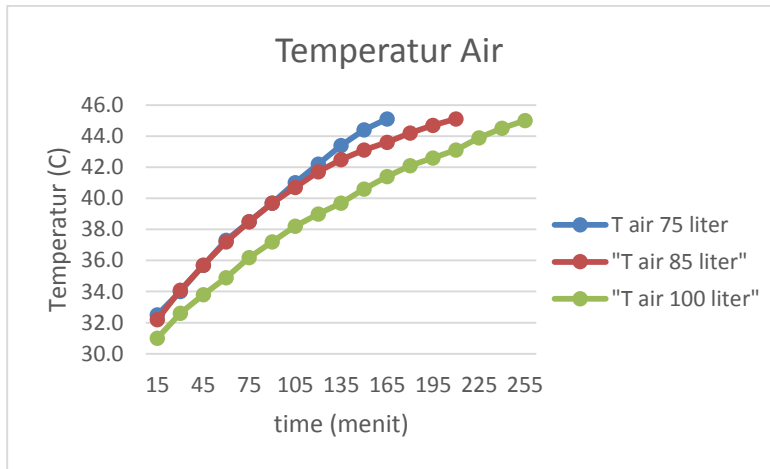
Gambar 4.13 Grafik nilai COP variasi volume air terhadap waktu

Grafik di atas menggambarkan *Coefficient of Performance* (COP) dengan variasi volume air pada *water heater* terhadap fungsi waktu. Pada grafik terlihat bahwa *trendline* grafik turun .

Nilai COP terbesar terjadi pada menit ke-15 atau waktu sistem baru beroperasi. Hal ini sudah sesuai teori. Karena seharusnya pada awal waktu nilai COP terbesar terjadi pada menit ke-15 dimana kerja kompresor pada menit ke-15 masih ringan dan kapasitas pendinginan yang tinggi..

Pada grafik terlihat juga nilai COP keseluruhan dari yang terbesar sampai terkecil dimulai dari volume air 100 liter kemudian 85 liter dan terakhir 75 liter. Hal ini disebabkan kapasitas pendinginan terbesar terjadi pada volume 100 liter dan kerja kompresor teringan juga terjadi pada volume 100 liter. Dimana COP merupakan hasil bagi antara kapasitas pendinginan dengan kerja kompresor.

4.2.5.6 Analisa Grafik Temperatur Air Variasi Volume Air terhadap Waktu



Gambar 4.14 Grafik nilai temperatur air variasi volume air terhadap waktu

Grafik di atas menggambarkan temperatur air dengan variasi volume air pada *water heater* terhadap fungsi waktu. Pada

grafik terlihat bahwa *trendline* grafik menaik seiring berjalannya waktu. Waktu tempuh tercepat untuk mencapai temperatur 45°C terjadi pada volume air 75 liter kemudian 85 liter dan terakhir 100 liter. Hal ini disebabkan seiring bertambahnya volume air di *water heater* maka waktu yang diperlukan untuk memanaskan air juga bertambah terlebih dengan selisih kenaikan temperatur yang semakin kecil

LAMPIRAN

Data Volume Filter																														
No.	Waktu Flow (kg)	Mass (g)	Q _{air} (kg/s)	Invers						Water Filter				Invers				Pipetage				Exactor				CO ₂				
				Temperature (°C)		Revent (bar)		Depth (Vg)		K _s (mm)	Temperature (mm)	Depth (Vg)		Q _{air} (mm)	Temperature (mm)	Depth (Vg)		Temperature (mm)	Depth (Vg)		Temperature (mm)	Depth (Vg)		Q _{air} (mm)						
				In	Out	In	Out	In	Out			In	Out			In	Out		In	Out		In	Out		In		Out	In	Out	
1	15 00:28	75	400	15.1	8.1	5.56	0.01	45.34	45.73	2.5	20	0.401	32	42.7	38.6	0.07	31.8	6.7	38.46	28.00	1.07	31.8	6.9	38.88	6.9	5.1	28.00	45.24	2.25	4.74
2	30 00:28	75	400	15.4	8.0	5.56	0.42	45.2	45.10	2.8	20	0.406	30	43.0	42.7	0.32	31	7.2	42.7	29.14	2.00	31.0	6.4	29.14	6.4	5.4	28.14	45.20	2.28	4.66
3	45 00:28	75	400	15.3	8.2	5.56	0.36	45.3	45.38	2.9	20	0.405	37	43.0	40.7	0.30	31.3	7.2	40.7	29.53	2.54	31.3	6.8	29.53	6.8	5.3	28.53	45.3	2.26	4.51
4	60 00:28	75	400	15.4	8.2	5.56	0.36	45.2	45.38	2.9	20	0.405	37	43.0	40.4	0.37	31.2	7.3	40.4	29.19	2.01	31.2	6.7	29.19	6.7	5.4	28.19	45.20	2.25	4.54
5	75 00:28	75	400	15.7	8.7	5.70	0.77	45.7	45.40	2.9	20	0.400	38.5	44.0	42.4	0.40	31.4	7.5	42.4	29.65	2.28	31.4	6.9	29.65	6.9	5.7	28.65	45.7	2.40	4.52
6	90 00:28	75	400	15.6	8.7	5.70	0.77	45.0	45.40	2.9	20	0.406	38.7	44.0	42.4	0.40	31.6	7.5	42.4	29.90	2.32	31.6	6.9	29.90	6.9	5.6	28.90	45.0	2.42	4.49
7	105 00:28	75	400	15.4	8.6	5.70	0.77	45.3	45.33	2.9	20	0.402	40	44.3	43.4	0.43	31.7	7.5	43.4	30.03	2.08	31.7	6.9	30.03	6.9	5.9	29.03	45.30	2.43	4.42
8	120 00:28	75	400	15.6	8.3	5.70	0.91	45.0	45.46	2.9	20	0.393	42	44.6	42.74	0.40	31.9	7.5	42.74	30.29	2.20	31.9	6.9	30.29	6.9	5.6	29.29	45.0	2.25	4.45
9	135 00:28	75	400	15.7	8.6	5.70	0.91	45.7	45.46	2.9	20	0.397	44	45.6	42.74	0.40	31.1	7.6	42.74	30.55	2.28	31.1	6.9	30.55	6.9	5.7	29.55	45.7	2.28	4.39
10	150 00:28	75	400	15.4	8.6	5.70	0.91	44.9	45.37	2.9	20	0.395	44	45.7	43.2	0.40	31	7.6	43.2	30.42	2.29	31.0	6.9	30.42	6.9	5.4	29.42	44.94	2.23	4.37
11	165 00:28	75	400	15.6	8.3	5.70	0.91	45.0	45.36	2.9	20	0.376	41	45.0	43.6	0.39	31.3	7.6	43.6	30.00	2.54	31.3	6.9	30.00	6.9	5.6	29.00	45.0	2.25	4.29

Tao Davao Oriental River																											
No	Width Flow (ft)	Mass (kg)	Q _{ave} (kg/s)	Ingress						Water Meter				Egress				Hydrograph				COT					
				Temperature (°C)		Water Level		Depth (ft)	Flow (m³/s)	Avg Pressure (m)	Flow (m³/s)	Temp of Water (°C)	Depth (ft)		Q _{ave} (m³/s)	Temp of Water out (°C)	Water out (ft)		Depth (ft)	Q _{ave} (m³/s)	Temperature		Depth (ft)	Q _{ave} (m³/s)			
				In	Out	In	Out						In	Out			In	Out			In				Out	In	Out
1	15	0.0007	65	14.9	86.6	52.9	160.7	45.53	65.33	2.5	20	0.067	32.1	45.53	36.84	0.069	3.0	56.7	36.84	27.86	19.9	3.0	6.9	27.86	45.53	28.4	40.3
2	30	0.0006	65	14.8	84.9	54.0	175.6	45.02	65.61	2.8	20	0.066	34.1	45.61	36.51	0.070	3.2	77.2	36.51	28.11	2.02	3.2	6.3	28.11	45.02	27.5	43.0
3	45	0.0006	65	14.8	85.1	54.1	175.6	45.34	65.28	2.9	20	0.065	35.1	45.28	40.76	0.062	3.3	77.2	40.76	28.24	2.46	3.3	6.0	28.24	45.34	27.7	43.9
4	60	0.0006	65	14.8	85.1	56.8	175.6	44.94	64.41	2.9	20	0.065	37.1	44.94	40.82	0.062	3.5	77.2	40.82	28.57	2.80	3.5	6.4	28.57	44.99	28.6	44.7
5	75	0.0006	65	14.8	85.1	56.4	175.6	45.66	64.66	2.9	20	0.063	38.1	45.66	44.43	0.063	3.4	77.2	44.43	28.37	2.29	3.4	7.7	28.37	45.76	27.7	43.1
6	90	0.0006	65	14.8	85.3	56.6	170.4	45.54	65.9	2.9	20	0.059	39.1	45.9	47.02	0.04	3.6	77.5	47.02	28.62	2.20	3.6	6.7	28.62	45.74	28.6	43.4
7	105	0.0004	65	14.8	85.2	56.6	170.4	45.66	65.9	2.9	20	0.088	40.1	45.9	42.6	0.06	3.7	77.5	42.6	28.75	2.20	3.7	6.7	28.75	45.6	28.4	43.9
8	120	0.0003	65	14.8	85.4	56.7	170.4	44.45	65.29	2.9	20	0.090	41.1	45.29	42.71	0.06	3.0	77.5	42.71	29.13	2.20	3.0	6.6	29.13	44.65	28.5	43.0
9	135	0.0003	65	14.8	85.3	56.4	170.4	44.67	65.70	2.9	20	0.085	42.1	45.71	43.01	0.06	3.0	77.5	43.01	29.13	2.47	3.0	6.3	29.13	44.67	28.4	43.4
10	150	0.0002	65	14.8	85.2	56.6	170.4	44.6	65.9	2.9	20	0.094	43.1	45.9	43.6	0.07	3.1	77.5	43.6	29.26	2.55	3.1	6.2	29.26	44.6	28.1	44.3
11	165	0.0002	65	14.8	85.3	56.7	170.4	44.67	65.29	2.9	20	0.085	46.1	45.29	43.39	0.07	3.2	77.5	43.39	29.29	2.55	3.2	6.3	29.29	44.67	28.4	44.6
12	180	0.0002	65	14.8	85.2	56.7	170.4	44.6	64.6	2.9	20	0.057	47.1	45.6	43.39	0.07	3.1	77.5	43.39	29.26	2.20	3.1	6.3	29.26	44.6	28.1	43.0
13	195	0.0002	65	14.8	85.3	56.6	170.4	44.67	64.6	2.9	20	0.094	48.1	45.6	43.75	0.07	3.3	77.5	43.75	29.57	2.55	3.3	6.2	29.57	44.67	28.4	44.6
14	210	0.0002	65	14.8	85.4	56.1	170.4	44.54	64.34	2.9	20	0.094	49.1	44.54	44.01	0.08	3.6	77.5	44.01	29.9	2.57	3.6	6.1	29.9	44.1	28.1	44.4

Tactical Volume Air Miller																								
Inlet				Compressor					Weatherizer				Inducer				Preheater				Exhaust			COP
No.	Manuf.	Mass Flow (kg/s)	Grav (kg/l)	Pressure (Q)	Temperature (h)	Exhaust (h)	Exhaust (h)	Mass (kg/s)	Repress (h)	Temp (h)	Temp at C	Exhaust (h)	Grav (h)	Pressure (h)	Temperature (h)	Exhaust (h)	Temperature (h)	Exhaust (h)	Exhaust (h)	Exhaust (h)				
1	5	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	62.00	2.5	20.0	0.40	3.0	42.00	40.75	0.60	30.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
2	20	0.028	100	480	14.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.50	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
3	40	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.45	3.0	45.00	40.75	0.50	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
4	60	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.45	3.0	45.00	40.75	0.50	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
5	75	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
6	90	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
7	105	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
8	120	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
9	135	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
10	150	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
11	165	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
12	180	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
13	195	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
14	210	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
15	225	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
16	240	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	
17	255	0.028	100	480	15.00	0.000	5.45	0.75	45.00	61.00	2.8	20.0	0.50	3.0	45.00	40.75	0.40	31.0	16.00	40.75	27.00	2.00	4.00	

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis numerik dan eksperimen yang dilakukan maka didapatkan beberapa kesimpulan, yang diantaranya sebagai berikut:

1. Didapatkan hasil variasi volume *water heater* terhadap karakteristik perpindahan panas berupa kapasitas pendinginan dan lama waktu pemanasan. Kapasitas pendinginan terbesar terjadi volume air 100 liter dan waktu tercepat pemanasan terjadi pada volume air 75 liter.
2. Diperoleh kenaikan temperatur air pada *water heater* dengan memanfaatkan energy refrigerant keluar kompresor. Adapun kenaikan temperatur tercepat untuk mencapai 45°C terjadi pada volume air 75 liter dimana hanya memerlukan waktu hingga menit ke-165.
3. Didapatkan kenaikan Coeffecient of Performance (COP) dengan penambahan *water heater* pada sistem refrigerasi. Adapun COP rata-rata keseluruhan dari terbesar sampai terkecil didapatkan dengan variasi volume 100 liter, 85 liter dan 75 liter air.
4. Melalui analisis numerik dapat diketahui fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *water heater* adalah *natural convection*. Dengan kecepatan yang bersikulasi secara laminar yang disebabkan adanya perbedaan temperatur yang cukup signifikan.

5.2 Saran

Setelah penelitian tugas akhir dilakukan maka untuk menyempurnakan penelitian sejenis, penulis memberikan saran-saran sebagai berikut :

1. Pada saat pengujian sebaiknya ditambahkan pengukuran temperatur lingkungan atau *ambient* yang mana dapat mempengaruhi kapasitas pendinginan.

2. Sebelum pengujian hendaknya memperhatikan dalam pengisolasian *tube* pada data temperatur yang akan diambil. Karena hal tersebut sangat mempengaruhi dalam proses analisa
3. Sebaiknya simulasi numerik dilakukan pada geometri tiga (3) dimensi agar hasilnya mendekati dengan hasil eksperimen

DAFTAR PUSTAKA

- Incropera, Frank P., De Witt, David P. (2002). ***Fundamental of Heat and Mass Transfer***. New York: John Wiley & Sons Inc.
- Moran, Michael J. & Shapiro, H.N. 2006. ***Fundamentals of Engineering Thermodynamics*** (5th Edition). Inggris: John Wiley & Sons.
- Daniel Santoso, dan F. Dalu Setiaji. 2013. ***Pemanfaatan Panas Buang Pengkondisi Udara Sebagai Pemanas Air dengan Menggunakan Penukar Panas Helikal***. Salatiga: Universitas Kristen Satya Wacana.
- Prabowo, Triyogi Yuwono, Herman Sasongko, Dyah Arum W & Edy Susanto. 2008. ***Rancang Bangun Kondensor Pada Refrigerator dengan Simulasi Numerik dan Eksperimen***. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Jakarta, 7 Oktober 1992, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Puspa Indah Tangerang Selatan, Madrasah Pembangunan UIN Jakarta, SMP Negeri 96 Jakarta, dan SMA Negeri 49 Jakarta. Kemudian Penulis melanjutkan studi D3 di Politeknik Negeri Jakarta dengan jurusan Teknik *Design Engineering*. Setelah itu Penulis melanjutkan kuliah Lintas Jalur di Teknik Mesin FTI-ITS.

PT Sapta Indra Sejati merupakan tempat kerja Penulis selama empat bulan pada tahun 2013 setelah menyelesaikan studi D3. Di Jurusan Teknik Mesin ini, Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi, Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa. Jika ingin mengetahui tentang tugas akhir, silahkan menghubungi fajrichair07@gmail.com.

Halaman ini sengaja dikosongkan